

文章编号:1006-1355(2007)01-0017-04

往复式冰箱压缩机噪声分析及控制方法综述

季晓明¹, 孟晓宏², 金涛^{1,2}

(1. 丽水学院 机械工程系, 浙江丽水 323000; 2. 浙江大学 化工机械研究所, 杭州 310027)

摘要: 针对往复式冰箱压缩机的噪声问题, 介绍了往复式冰箱压缩机噪声的产生机理以及传递路径, 归纳和总结了目前往复式冰箱压缩机噪声控制方法, 并在此基础上提出了一些新的降噪方法, 最后, 介绍了噪声控制方面的新技术和利用有限元/边界元工具进行噪声控制, 重点介绍新的方法和技术。

关键词: 声学; 冰箱; 往复式压缩机; 噪声控制; 消声器

中图分类号: TB535 **文献标识码:** A

Noise Analysis and Control of Reciprocating Refrigerators Compressor

JI Xiao-ming¹, MENG Xiao-hong², JIN Tao^{1,2}

(1. Department of Mechatronic Engineering, Li Shui University, Li Shui Zhejiang 323000, China;

2. Chemical Mechanical Institute of Zhejiang University, HangZhou 310027, China)

Abstract: According to a problem of noise in reciprocating refrigerators compressor, the mechanism of noise in compressor and the transmission path has been introduced, and the method of noise control in reciprocating refrigerator compressor currently has been summarized. Finally, a new technique for noise control and BEM and FEM to analyze noise has been described.

Key words: acoustics; refrigerators; reciprocating compressor; noise control; muffler

随着社会经济的不断发展, 人们生活水平的不断提高, 环境保护意识大大增强, 冰箱作为日常生活必备的家用电器, 其性能直接影响到人们的生活和工作, 在噪声控制方面取得了较大的进步, 38dB 以下。企业只有不断提高压缩机的效率 (COP), 开发新产品, 尤其是高效率、低噪声的产品, 才能立足市场, 长远发展。冰箱的噪声主要来源于冰箱压缩机的噪声, 所以对冰箱压缩机进行噪声分析与控制的重要性不言而喻。目前市场往复式冰箱压缩机占有率高达 87%, 所以针对往复式冰箱压缩机的噪声问题进行系统深入的论述是很有必要的。本文在分析往复式冰箱压缩机噪声产生机理和传递路径的基础上, 总结了往复式冰箱压缩机常用的噪声控制方法, 并介绍了噪声控制方面的新技术。

1 冰箱压缩机噪声源及其传递途径

往复式压缩机的工作原理是通过曲柄连杆机构将电机的旋转运动转换为活塞的往复运动, 活塞在气缸里的往复运动通过吸气阀和排气阀的配合, 实现对制冷剂的吸入、压缩和输送。在压缩机工作过程中, 它的噪声来源比较复杂, 归纳起来, 主要来自三大类: 机械噪声、空气动力性噪声和电磁噪声。

1.1 压缩机产生的噪声^[1]

收稿日期: 2006-04-05

作者简介: 季晓明 (1964 -), 男, 浙江丽水人, 讲师, 工程师, 主要研究方向为 CAD/CAE, 机械设计, 故障诊断。

机械噪声 往复惯性力和旋转惯性力是引起压缩机振动和噪声的主要原因。一阶惯性力可以通过设计平衡块平衡, 但是二阶惯性力是不能通过设计平衡块平衡。因此, 这种周期性的不平衡力可以激发较高频率的振动, 当受振零部件的固有频率等于周期性不平衡力频率的整数倍时, 则会使零部件产生强烈的共振, 从而产生强噪声。此外, 活塞撞击气缸壁和阀板、阀片撞击阀片限位器都会产生撞击噪声。制冷剂及冷冻机油也有可能成为振动和噪声的激励源。

空气动力性噪声 空气动力性噪声是气体的流动或物体在气体中运动引起空气的振动产生的。在冰箱压缩机中, 由于间歇地吸气、排气, 产生压力波动, 激起阀片和管路振动, 从而产生噪声。此外, 压缩机机体的振动激起壳体中的制冷剂气体共振, 也会产生噪声。

电磁噪声 电磁噪声是由交变磁场对定子和转子作用, 产生周期性的交变力, 引起振动产生的。这个交变力与磁通密度的平方成正比。它的切向分量形成的转矩有助于转子的转动, 径向分量引起噪声。电机的电磁振动一般在 100 - 4000Hz 频率范围内, 电磁噪声的声源类型有: (1) 感应电机的嗡嗡声。这种噪声的频率是电源频率的两倍, 即为 100Hz, 是由定子中磁滞伸缩作用引起的。(2) 沟槽谐波噪声。当转子的每一个导体通过定子磁板时, 作用在

转子和定子气隙中的整个磁动势将发生变化而引起噪声。(3)槽噪声。由定子内廓引起的气隙的突然变化使空气骚动产生噪声。

1.2 噪声的传递路径

噪声在固态、液态和气态媒质中均能传播,并根据其传播媒质相应地被分别称为固体声、液体声和空气声。噪声传播有直接的和间接的传播途径之分。直接传播是由声源产生的空气声,不经其他媒质的中介作用,直接传递给接收器。声的间接传播是由声源产生的声音,首先完全地或者部分地以固体声、液体声或者空气声的形式,在一个系统内传播,然后从一个有适当辐射条件的受激构件上,以空气声辐射出去,传给接收器。在间接传播的途径中,可能出现固体声、液体声、空气声以及单个构件之间共振的多次转化。在冰箱压缩机中,噪声主要是以固体声和气体声进行传播。

(1) 固体声传播路径。声波的传递大小与媒质的特性阻抗(密度与声速的乘积)有关。在压缩机噪声传递过程中,固体通道是最重要的传输通道。利用计算机仿真技术来研究通过弹簧传递的振动,发现若将活塞和连杆的质量减少30%,即可减少40%的传递力^[2]。

(2) 气体声传播路径。全封闭压缩机腔内充满了制冷气体,当机体振动时,制冷剂被激励,一方面将振动传输出去,另一方面有可能产生共振,将振动放大,从而使外壳产生更大噪声。如果其吸排气频率及其谐波与腔内某阶自振频率相重合的话,极易发生气体共振,高背压压缩机与低背压相比,由于压力及脉动较大,更易发生共振。

2 噪声控制技术和方法

根据噪声传播理论,降低冰箱压缩机噪声可以从两个方面入手,即声源和传播途径,①通过合理的设计优化压缩机的各部件,降低压缩机机体的振动以减少噪声的产生;②合理设计压缩机外壳和优化支撑,降低噪声的辐射。对于往复式冰箱压缩机的噪声控制研究已经有很多年了,技术也日趋成熟,目前常用的噪声控制方法现归纳如下。

2.1 壳体的优化设计

不管机理如何,一个压缩机最终还是以封闭外壳振动向外辐射的形式产生噪声,对壳体特性的研究当然也是至关重要的。在壳体的所有参数中,对其辐射能力影响的最大系数是其固有频率。对壳体的研究另一方面在如何优化外壳形状问题上展开。目前比较公认的原则是:尽量增大外壳的刚度,以便升高其固有频率,躲开激励流量比较高的低频区域。

合理的外壳形状应是曲率半径尽量减小,尽量避免曲率的急速变化^[3]。按照这个要求,以下几个方法都可以有效地降低压缩机的噪声^{[3]-[5]}:

(1) 球形壳体是唯一的最规则的形状,但考虑到压缩机内部空间的限制,椭圆形壳体可能是较实用的形状。这种新的外壳与以往形状相比,实验证实 1000-2000Hz 的频段内噪声有大幅度下降;

(2) 合理布置弹簧在壳上的悬挂位置,最理想的位置是该模态的节点;

(3) 在外壳上施加振动吸收器,减少压缩机的振动,从而降低压缩机的噪声辐射;

(4) 采用不对称形状。因为对于一个对称形状,模态分布是移动的,对于一个综合的模态,它可以在外壳的综合点上激励,相反地,对于非对称外壳,绝大部分模态是固定的,在多个点上能同时激励该模态的机率要小得多;

(5) 在压缩机外壳内表面添加吸声材料,提高壳体内部的吸声系数,降低压缩机内部空气声对壳体的激励,降低了二次空气声也就降低了噪声;

(6) 增加壳体厚度是提高壳体刚度和固有频率最简单的方法,能有效地降低噪声,但是相应的成本要增加;

(7) 通过在壳体内部添加隔板或者加强筋,改变壳体内部结构,提高壳体的刚度和固有频率,降低壳体的振动,从而有效地降低噪声。

2.2 气阀的优化设计

一般认为阀片撞击阀座引起机体振动从而辐射噪声,以下方法都可以有效的降低阀板撞击阀座辐射的噪声:

(1) 降低阀片对阀座的撞击速度,降低阀片升程限制器的高度;

(2) 选择较韧软的阀座材料以破坏阀片阀座之间的阻抗匹配;

(3) 采用吸气、排气消声器;

(4) 设计合理的阀口形状,合适的阀片升程限制器及高度;

(5) 增加阀片弹簧阻尼,改变阀板的刚度。

另外,通过建立了活塞压缩机气阀在工作过程中进、排气阀片所受弹性力、气体力、惯性力和弹簧力等各个力的数学模型,得出气阀运动规律的数学模型。运用有限元软件进行求解,进而优化相关部件的结构参数,提高压缩机的容积效率,降低气阀噪声^{[6]-[8]}。

2.3 消声器的优化设计

在往复式冰箱压缩机中,普遍采用抗性扩张式消声器,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^{[10][11]}。以下几种方法可以有效提高消声器的消声量,降低压缩机的噪声:

(1)合理设计消声器的扩张比,使噪声突出的频率等于消声器的最大消声频率;

(2)采用多级扩张室。扩张式消声器的消声量随着频率周期性的变化,即在某些频率处的消声量为零,又由于压缩机的噪声的频带比较宽,使用两级扩张式消声器,可以消除消声器的通过频率,最佳设计方案应使第二级扩张室的最大消声频率等于第一级扩张室的通过频率,从而提高总的消声量;

(3)采用内插管。由分析计算得出,消声室入口插入管的长度等于1/2的消声腔长度时,可以提高某些频率处的消声量,出口插管的长度等于1/4消声腔的长度时,可以提高某些频率处的消声量,从而提高整个消声器的消声量;

(4)采用共振消声器。针对某些压缩机中的峰值噪声比较明显,利用共振消声器的频率选择性比较强的特点,使用二级共振消声器,使二级的共振频率错开,这样就形成了一个相对较宽的消声频带,可以有效的降低峰值噪声。另外,使用穿孔管式共振消声器,因为结构上很类似扩张式,所以继承了扩张式消声器的一些特点,也可以扩大有效消声频率范围。

2.4 电机的优化设计^[1]

降低电磁噪声的方法,一般是改进电机结构设计,以下几种方法都可以有效地降低电机的噪声:

- (1)选择适当的槽配合;
- (2)采用闭口齿槽;
- (3)采用斜槽转子可削弱齿谐波;
- (4)降低气隙磁密度可减小由基波磁通和定子、转子各高次谐波的磁势幅值,以减小径向作用力;
- (5)增大定子、转子气隙可改善磁场的均匀性,从而减小单边磁拉力的作用;
- (6)提高加工精度,可使气隙均匀。

2.5 其他降噪方法

根据多体共振现象,采用直接吸气是比较好的降低噪声方法。这种方法可以简单的理解为把蒸发器返回的气体与吸气口消声器直接相连,即让返回的制冷剂蒸汽经消声器直接进入气阀,这样的好处是降低了进入缸体内气体的温度,因而增大了质量流量,故可增大压缩机的制冷量^[2]。

通过优化曲轴,降低不平衡力。旋转惯性力通过添加平衡块可以完全平衡掉,平衡块的质量及添加位置可以通过理论计算获得,而往复惯性力由于是曲柄转角的函数,所以不能完全平衡掉。利用反求设计思想,建立曲轴模型,进行CAE分析,给出了

动平衡时加载平衡块的方法,从而降低曲轴的振动,也就降低了其辐射的噪声^[12]。

降低压缩机重心,调整重心与支撑中心的重合,可以减小机体的振动,从而降低其辐射的噪声。另外,改变内排气管的成型形状,降低内排气管的振动;提高气缸座的阻尼;选用固有频率尽量低的弹簧,使机体与壳体达到阻抗失配;增加压缩机机脚的刚度,也可以降低压缩机的振动^{[13][14]}。也有学者^[14]利用压缩机管路供油网络与电子电路网络有着直接的相似性,建立与供油系统等价的电子电路模型,在电路模型的基础上进行数字仿真,预测冷冻机油对整个系统的影响,然后通过优化压缩机部件结构降低噪声。

3 噪声控制技术的发展方向

前面介绍的噪声控制方法,虽然可以使冰箱压缩机的噪声符合国家的规定,但是随着数值计算和噪声控制新技术的不断发展,还可以进一步降低冰箱压缩机的噪声。

目前电子计算机的高速发展,应用有限元/边界元工具可以有效的降低冰箱压缩机的噪声。传统的方法是靠经验或者通过简单结构的数学模型来模拟实际情况,在这个过程中往往需要很多的假设条件,这样得到的结果跟实际情况的差距往往比较大,然后再通过试验进行验证,研究开发周期长。利用现有噪声软件可以大大提高分析的准确度,特别是针对复杂的结构,采用虚拟样机技术,大大缩短分析时间。如对于复杂的扩张式抗性消声器,用经典的公式很难计算消声量,利用有限元软件对复杂的扩张式消声器进行分析和优化,弄清楚其频率特性,就可以突破传统的消声器形状,设计独特的消声器形状,进一步提高消声量^[23]。在壳体优化方面,利用有限元计算其固有频率和模态,计算在激励下的振动响应,然后利用边界元技术,计算在该响应下的壳体辐射声场,进行灵敏度分析,从而可以最大限度的降低壳体辐射的噪声。同样,对于压缩机其他部件,也可以预测其辐射声场。有限元和边界元工具今后在噪声控制方面的应用越来越广泛。

有源噪声与振动控制技术^{[18][19]}——噪声主动控制(Active Noise Control,简称ANC),是当前的噪声控制技术中最先进的研究方向,由德国物理学家Paul Leug于1933年首次提出的。其基本原理是在噪声的声波上叠加一个声波,该声波波形的振幅与噪声一致,而相位则正好与噪声相反,使两者相互抵消,达到消除噪声的目的。

ANC控制系统在工程应用中,以下三个问题是

关键:(1)控制系统的快速跟踪能力,即控制速度应能跟上原噪声的变化;(2)控制系统的有效性,即应具有满足应用要求的降噪量、控制频率和空间范围;(3)控制系统的稳态性和经济性,即应能稳定工作且性能价格比高。目前该技术已经成功的运用到车内噪声、管道噪声、飞机噪声、轮船舱室噪声、电厂噪声,以及有源消声耳罩、送话器和有源吸声、隔声结构。但是在冰箱噪声控制方面应用还比较少,吕广庆^[20]等人利用自适应噪声控制方法,对规范化后的冰箱压缩机室实施了噪声主动控制技术,平均噪声下降6.6 dB,峰值噪声下降15 dB。西安交大硕士论文将主动控制技术应用于往复式压缩机的进气噪声控制,一维管道单反射源式有源消声方法,对纯音可以达到几乎完全抵消的状态,消声量1000 Hz以下可以达到30-40 dB,对粉红噪声的消声量在其消声中心频率处的降噪量可达到15-20 dB(A),取得了满意的效果。随着主动控制技术的不断发展,该技术将会逐渐应用到冰箱压缩机的噪声控制。

4 结语

本文就往复式冰箱压缩机的噪声问题,进行了较为全面的阐述,分析了冰箱压缩机噪声的产生、传播路径以及目前常用的噪声控制措施。最后,介绍了噪声控制方面的新技术(主动控制技术),以及利用有限元和边界元进行噪声分析和仿真的方法。然而压缩机的结构和声源极其复杂,而且随着压缩机技术的不断发展,压缩机的效率不断提高,体积不断缩小,又会带来一些新的问题,对冰箱压缩机噪声的研究要不断深入研究。

参考文献:

- [1] 方丹群,王文奇,孙家麒. 噪声控制[M]. 北京:北京出版社, 1986.
- [2] 杨伟成. 家用小型制冷压缩机的噪声控制[J]. 家用电器科技, 1999, (4):16-19
- [3] Jean-Louis Migeot, Matthew Jones. Noise Radiation by a refrigerator Compressor[R]. LMS Applications.
- [4] Gianluca Buligin, Mirbo Della Libera, Andrea Di Prampero. Shell Optimization Through Vibro-Acoustic Analysis [R]. LMS Applications.
- [5] J. H. Lee, J. Kim. Sound Transmission Through Periodically Stiffened Cylindrical Shells[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 251(3):451-456.
- [6] A. T. Prata, J. R. S. Fernandes, F. Fagotti. Dynamic Analysis of Piston Secondary Motion for Small Reciprocating Compressors[J]. Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 2000, 122(4):752-760.

- [7] 柯常忠,聂清风,倪小平,盛步云. 活塞压缩机气阀运动规律的研究与数学建模[J]. 压缩机技术, 2003, (3):8-10.
- [8] 陈观生,熊百祥,陈忠华. 活塞式冰箱压缩机凹阀板的优化设计[J]. 压缩机技术, 2003, (2):12-14.
- [9] 吕玉恒. 国内噪声控制近况评述[J]. 噪声与振动控制, 2001, (6):14-17.
- [10] T. W. Wu, P. Zhang, C. Y. R. Cheng. 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.
- [11] M. L. Munjal. 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.
- [12] 王侃. 反求设计在活塞式气体压缩机曲轴动平衡中的应用[J]. 压缩机技术, 2000, (3):3-5.
- [13] 管华,杨家华. 冰箱压缩机降噪的试验分析[J]. 北京工业大学学报, 1996, 22(6):92-98.
- [14] 姜国清,陈雍乐,徐道连,廖念钊,曾友章. 冰箱压缩机噪声分析及降噪措施的研究[J]. 重庆大学学报(自然科学版), 1995, 18(8):74-80.
- [15] S. R. Kale, P. L. Dhar, R. S. Agarwal, K. Athre, S. Biswas. Oil Throw And Wear Reduction in a Deep Freezer Compressor[J]. Engineering Failure Analysis, 1995, 2(1):71-78.
- [16] (澳)C. H. 汉森, S. D. 斯奈德著,仪垂杰,等译. 噪声和振动的主动控制[M]. 北京:科学出版社, 2002.
- [17] 李丰,黄协清,王广庭. 复杂腔体扩张室消声器消声性能数值计算[J]. 噪声与振动控制, 2004, (1):14-16.
- [18] 刘恩泽,严济宽,陈端石. 噪声主动控制系统研究概况及发展趋势[J]. 噪声与振动控制, 1999, (3):2-6.
- [19] 陈端石,关元洪. 噪声主动控制研究的发展与动向[J]. 应用声学, 2001, 20(4):1-5.
- [20] 吕广庆,董维国,张升陞. 冰箱压缩机室噪声主动控制技术研究[J]. 西安交通大学学报, 1996, 30(7):1-7.
- [21] 王耀前. 消声器性能三维有限元计算方法的探讨[D]. 硕士学位论文,镇江,江苏大学, 2003.
- [22] 丁万龙. 消声器的数值仿真分析[D]. 硕士学位论文,长春,吉林大学, 2003.
- [23] 赵翔. 用边界元法预测旋转式冰箱压缩机的辐射噪声[D]. 硕士学位论文,西安,西安交通大学, 1993.