

一种离心风机蜗壳减振降噪的数值优化方法

周正, 卢傅安, 祁大同, 袁民建, 周慧慧
(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对离心风机蜗壳提出了一种减振降噪的数值优化设计方法. 该方法以蜗壳结构振动最小为目标进行优化, 这样只需对结构振动优化的最终结果进行声场计算. 利用 ANSYS 软件对风机蜗壳进行参数化建模, 选择蜗壳壁面节点振动速度的平方和作为目标函数对蜗壳壁厚进行优化设计, 数值优化结果表明, 所提方法可以达到减少蜗壳结构振动的目的. 针对优化前后的蜗壳结构, 利用直接边界元法对蜗壳振动辐射噪声进行了计算, 得出优化后蜗壳振动的辐射声功率有较大幅度的降低, 可为离心压缩机及进出口均连接管道系统的离心风机的降噪研究提供有益的参考.

关键词: 离心风机; 蜗壳; 减振降噪; 优化设计

中图分类号: TH43; TB532 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)09-0059-06

Numerical Optimization on Vibration and Noise Reduction of Centrifugal Fan Volute

ZHOU Zheng, LU Fu'an, QI Datong, YUAN Minjian, ZHOU Huihui
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A numerical optimization was presented to reduce vibration and noise of a centrifugal fan volute. Minimum vibration was regarded as the aim of the optimization, and the sound field calculation for the structural vibration was performed with the final results of the optimization. Parametric modeling was done for the volute by the ANSYS software, and the optimum design of the volute was carried out using the volute local thickness as the design variable and the quadratic sum of the nodal velocity as the objective function. The numerical optimization results show that the present design method can reduce the volute vibration. Radiated noise of the volute before and after the optimization was calculated by the direct BEM, respectively. The results show that the radiated power of the volute vibration will decrease significantly after the optimization.

Keywords: centrifugal fan; volute; vibration and noise reduction; optimal design

离心风机的噪声可以分为气动噪声和结构振动噪声, 近年来国内外就此开展了大量的研究. Feshe 等人^[1]的研究表明, 离心风机宽频气动噪声主要由叶轮叶道处的流动分离产生. Velarde-Suárez 等人^[2-3]在实验研究离心风机内部基频噪声的主要来源时发现, 离心风机的基频噪声位于蜗舌处. 为了从理论上研究蜗舌对离心风机气动噪声的影响, Jeon^[4]提出了一种尖劈模型. 在进一步的研究中,

Liu 等人^[5]计算了离心风机全三维内部流场, 并利用 FW-H 方程预测了某离心风机的气动噪声. 相比之下, 针对离心风机/压缩机振动噪声的研究则相对较少.

离心风机/压缩机的结构振动不仅会缩短机器的使用寿命, 而且会带来噪声污染. 离心风机的噪声通常以气动噪声为主, 风机内部气流产生的气动噪声主要通过敞开的风机进口或出口向外传播, 而机

收稿日期: 2011-02-20. 作者简介: 周正(1986—), 男, 硕士生; 祁大同(联系人), 男, 教授, 博士生导师. 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50976085).

网络出版时间: 2011-07-22

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20110722.1712.005.html>

壳振动辐射的噪声往往不是主要矛盾. 离心压缩机通常在封闭的管道系统中工作, 其内部高速流动引发的气动噪声与机壳及连接管道的振动密切相关, 所以研究结构振动的减振降噪显得十分必要. 受现有条件的限制, 本文以离心风机为研究对象, 针对风机蜗壳振动的辐射噪声进行了减振降噪研究, 以期作为进一步开展离心压缩机研究的前期工作和对应方法的初步探索. 需要说明的是, 针对蜗壳薄壁的离心风机或压缩机, 可以选择本文采用的二维面单元对蜗壳进行建模和分析, 如果离心压缩机或风机的蜗壳壁厚超出了限定的范围, 则必须使用三维体单元对蜗壳重新建模.

结构振动的降噪一般直接以声学响应(场点声压或声功率)作为目标函数, 但该方法的计算迭代过程需要进行声学数值计算, 从而导致优化过程十分繁杂^[6]. 理论上, 通过减小结构振动能够降低结构振动的声辐射强度, 但实际中很难做到, 所以本文试图探索一种较为简化的减振降噪的方法, 避开直接优化声场的复杂过程, 根据振动与噪声之间的关系找到一个合适的振动参数来描述振动辐射噪声的强弱.

风机蜗壳属于薄壁结构, 相关文献指出, 薄壁结构振动的辐射声功率是关于结构振动速度的二次型函数^[6-7]. 本文采用有限元方法对蜗壳进行了振动数值计算, 同时用蜗壳壁面局部厚度作为设计变量, 用蜗壳壁面各节点振动速度的平方和作为目标函数, 对蜗壳进行了减振优化设计, 最后将优化前后的蜗壳振动结果运用直接边界元方法进行了声学仿真, 以验证方法的有效性.

1 蜗壳模型及基频谐振响应分析

本文离心风机为 T9-19No. 4A 型前向离心风机, 其叶轮叶片进口直径 $D_1=156$ mm, 叶片出口直径 $D_2=400$ mm, 无叶旋转扩压器出口直径 $D_3=460$ mm, 叶片数 $Z=12$, 叶片进口安装角 $\beta_{1A}=38^\circ$, 出口安装角 $\beta_{2A}=126^\circ$, 叶轮转速 $n=2\ 900$ r/min, 叶片基频 $F_{BP}=580$ Hz. 蜗壳由钢板焊接而成, 前侧板厚度 $\delta_{DA}=3$ mm, 蜗板厚度 $\delta_{DB}=2$ mm, 后侧板厚度 $\delta_{DC}=3$ mm, 蜗壳横截面结构如图 1 所示.

蜗壳产生的响应振动基频激励来自风机内部气流的非定常脉动压力, 通过风机内部三维黏性非定常流场的数值计算可以获得该脉动压力. 这部分工作的相关信息可以参见文献[5, 8-10]. 由于目前不能对非定常流场计算的准确性直接用实验进行验

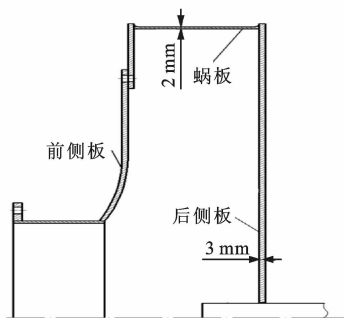


图1 蜗壳横截面结构示意图

证, 所以我们在前期工作中将蜗壳壁面振动响应的数值计算结果与实验结果进行了对比, 结果吻合较好^[11]. 在此基础上, 本文采用有限元方法分析了 T9-19No. 4A 型离心风机蜗壳的振动响应, 具体分析方法参见文献[12], 相应网格模型如图 2 所示. 蜗壳由 Q235 钢板制成, 材料各向同性, 材料的弹性模量 $E=2.06 \times 10^{11}$ N/m², 密度 $\rho=7.8 \times 10^3$ kg/m³, 泊松比 $\mu=0.3$, 阻尼系数比为 0.005.

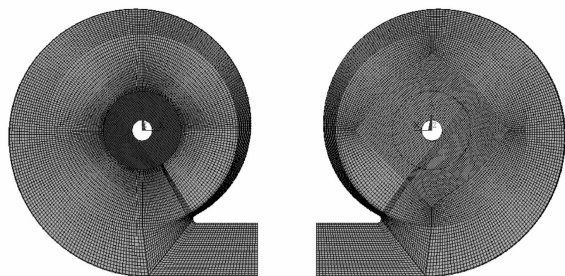


图2 蜗壳振动响应计算用有限元网格模型

2 理论基础

2.1 优化理论

优化过程采用了随机优化结合一阶优化的算法. 考虑到一阶优化易陷入不合理的设计序列且优化过程耗时较长, 所以先利用随机优化方法产生一组合理的设计序列空间, 再以合理设计序列为起点运行一阶优化方法进行优化, 从而可以得到更加精确的优化结果.

一阶优化算法为状态变量和目标函数对设计变量的一阶偏导数, 通过对目标函数添加罚函数将约束问题转化为非约束问题, 在设计空间利用目标函数和优化变量罚函数的导数进行搜索并求取目标函数的极值. 在迭代过程中, 通过梯度计算(最快速下降法或共轭梯度法)确定搜索方向, 用线性搜索法对非约束问题进行最小化. 因此, 每次迭代均由一系列子迭代(包括搜索方向和梯度计算)组成, 这就使得

一次迭代有多次分析循环。

通过对目标函数添加罚函数可将有约束问题转化为无约束问题,经转化的目标函数为

$$Q(X,q)=\frac{f}{f_0}+\sum_{i=1}^N P_x(x_i)+q\left[\sum_{i=1}^{m_1} P_g(g_i)+\sum_{i=1}^{m_2} P_h(h_i)+\sum_{m=1}^{m_3} P_w(w_i)\right] \quad (1)$$

式中: Q 为无约束目标函数; P_x 为设计变量的罚函数; P_g 、 P_h 和 P_w 为状态变量的罚函数; q 为惩罚因子,它决定着函数约束的满意程度; f_0 为当前设计序列中选出的参考目标函数。

引入一个搜索方向 $d^{(j)}$, 其中 j 为优化迭代步数。搜索方向 $d^{(j)}$ 是程序由最大梯度法或共轭方向法计算出来的,对于初始迭代序列($j=0$),搜索方向是无约束目标函数的负梯度方向,对于其他迭代序列($j>0$),采用 Polak-Ribiere 递推公式来确定搜索方向,当满足收敛容差要求时,一阶算法迭代终止。

2.2 声学理论

结构振动的辐射声功率 W 可由结构表面声压 p 和表面法向振速 v_n 来表示,即

$$W=\frac{1}{2}\int_S \operatorname{Re}(pv_n^*)\mathrm{d}S \quad (2)$$

式中: S 为结构表面积; v_n^* 为 v_n 的共扼复数; $\operatorname{Re}(\cdot)$ 表示取实部。

具有封闭表面的三维结构,其表面声压和表面法向振速的关系可以通过对表面 Helmholtz 积分方程进行离散来获得,即

$$\boldsymbol{E} \boldsymbol{p}=\boldsymbol{D} \boldsymbol{v}_n \quad (3)$$

式中: $\boldsymbol{E}$ 和 $\boldsymbol{D}$ 为系数矩阵。式(3)不能唯一地确定特征频率下的解,为解决这一问题,黎胜等人采用 CHIEF 方法^[7,13]将内部 Helmholtz 积分方程作为表面 Helmholtz 积分方程的补充方程引入到边界元求解方程中。根据结构表面声压向量 $\boldsymbol{p}$ 和表面法向速度向量 $\boldsymbol{v}_n$ 的关系,式(2)可改写为

$$\boldsymbol{W}=\frac{1}{2} \operatorname{Re}\left(\boldsymbol{v}_n^H \boldsymbol{A} \boldsymbol{Z} \boldsymbol{v}_n\right)=\boldsymbol{v}_n^H \boldsymbol{R} \boldsymbol{v}_n \quad (4)$$

式中: $\boldsymbol{A}=\int_S \boldsymbol{N}^T \boldsymbol{N} \mathrm{d} S$, $\boldsymbol{N}$ 为插值函数矩阵; $\boldsymbol{A} \boldsymbol{Z}$ 为对称矩阵; $\boldsymbol{R}=(\boldsymbol{A} / 2) \operatorname{Re}(\boldsymbol{Z})$ 为实对称矩阵。所以,式(4)为结构振动辐射声功率的二次型矩阵表达式。因 $\boldsymbol{W}>0, \forall \boldsymbol{v}_n \neq 0$, 所以 $\boldsymbol{R}$ 为正定矩阵;又因矩阵 $\boldsymbol{Z}$ 仅与结构的几何尺寸、形状及结构的激励频率有关,矩阵 $\boldsymbol{A}$ 仅与结构的几何尺寸、形状有关,所以矩阵 $\boldsymbol{R}$ 仅与结构的几何尺寸、形状及结构的激励频率有关。

由式(4)可以看出,结构振动辐射声功率与结构

表面法向振动速度的平方有关。据此,本文采用一种较为简便的方法,即将各节点速度平方和作为目标函数,对蜗壳振动进行减振优化设计,以期探索结构振动与辐射噪声之间的关系。

3 优化过程

本文的优化过程分为两部分,一部分是在原蜗壳质量不变的情况下,通过修改前侧板和蜗板的厚度对蜗壳振动进行优化设计,另一部分是在无质量约束的情况下,通过修改前后侧板和蜗板的 3 个厚度对蜗壳振动进行优化设计。

3.1 保持质量不变的优化设计

依据蜗壳的结构要求,本文将前侧板厚度 δ_{DA} 和蜗板厚度 δ_{DB} 作为设计变量,将后侧板厚度 δ_{DC} 作为状态变量,将振动计算结果中蜗壳壁面各节点振动速度的平方和 V 作为目标函数。由于蜗壳质量一定,所以必须使 $\delta_{\text{DA}}、\delta_{\text{DB}}$ 小于某一特定值才能保证模型中不会出现厚度为 0 或负值的情况。优化模型如下

设计变量

$X=(\delta_{\text{DA}}, \delta_{\text{DB}})$

目标函数

$V=\sum_{i=1}^n v_i^2$

状态变量

δ_{DC}

约束条件

$0.002 \leq \delta_{\text{DA}} \leq 0.0048$
 $0.002 \leq \delta_{\text{DB}} \leq 0.0048$
 $0.002 \leq \delta_{\text{DC}} \leq 0.005$

整个优化过程运行了 44 步,其中随机优化法完成优化的步数为 41,一阶优化的步数为 3。由于优化次数太多,所以这里仅列出了由随机优化方法和一阶优化方法计算得到的两组最优序列,结果如表 1 所示。

表 1 蜗壳质量不变的优化结果

结构参数	原蜗壳 优化序列 s	随机优化 序列 s_{30}	一阶优化 序列 s_{44}
$\delta_{\text{DA}}/\text{m}$	0.003 00	0.002 75	0.002 73
$\delta_{\text{DB}}/\text{m}$	0.002 00	0.004 54	0.004 49
$\delta_{\text{DC}}/\text{m}$	0.003 00	0.002 19	0.002 23
$V/\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$	0.131 61	0.076 11	0.066 60

从表 1 结果可以看出,最佳优化序列为 s_{44} 。

3.2 无质量约束的优化设计

去除质量约束后,将蜗壳前后侧板和蜗板的 3 个厚度作为设计变量,将速度平方和作为目标函数,

优化模型如下

设计变量

$X = (\delta_{DA}, \delta_{DB}, \delta_{DC})$

目标函数

$V = \sum_{i=1}^n v_i^2$

约束条件

$0.002 \leq \delta_{DA} \leq 0.005$
 $0.002 \leq \delta_{DB} \leq 0.005$
 $0.002 \leq \delta_{DC} \leq 0.005$

整个优化过程运行了 53 步,其中随机优化法完成优化的步数为 51,一阶优化的步数为 2. 由于优化次数太多,所以这里仅列出了由随机优化方法和一阶优化方法计算得到的两组最优序列,结果如表 2 所示.

表 2 无质量约束下的优化结果

结构参数	随机优化序列 s_{10}	一阶优化序列 s_{52}
δ_{DA}/m	0.004 51	0.004 44
δ_{DB}/m	0.002 35	0.002 32
δ_{DC}/m	0.004 28	0.004 27
$V/\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$	0.014 21	0.012 83

从表 2 结果可以看出,最佳优化序列为 s_{52} .

4 优化前后的声场计算

为了进一步讨论结构减振与降噪之间的关系,在此列出了优化前后风机蜗壳的主要结构参数和计算结果,如表 3 所示.

表 3 优化前后蜗壳的主要结构参数和振动计算结果

结构参数	优化前蜗壳	优化后蜗壳 (质量不变)	优化后蜗壳 (无质量约束)
δ_{DA}/m	0.003 00	0.002 73	0.004 44
δ_{DB}/m	0.002 00	0.004 49	0.002 32
δ_{DC}/m	0.003 00	0.002 23	0.004 27
质量/kg	16.224	16.224	22.973
$V/\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$	0.131 61	0.066 60	0.012 83

本文使用 SYSNOISE 软件计算了蜗壳振动向外辐射的声场(见图 3),由于采用的是直接边界元方法,因此边界元网格模型为封闭式结构,即用虚拟面将蜗壳进出口封闭,边界元模型进出口为自由边界. 将由 ANSYS 得到的振动响应计算结果从细网格到粗网格进行插值后作为其他单元的速度边界条件,其中空气的物理参数设置如下:密度 $\rho=1.225$

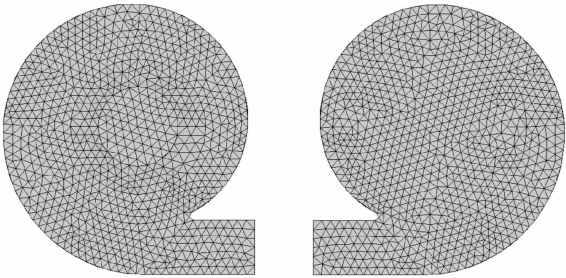


图 3 声场计算用边界元网格

kg/m^3 ,声速 $c=340 \text{ m/s}$.
为了便于对比优化前后的结果,本文分别将蜗壳壁面振动速度和场点声压以级差 L_v, L_p 的形式来表示,并分别取参考速度为 $1.0 \times 10^{-5} \text{ m/s}$,参考声压为 $2.0 \times 10^{-5} \text{ Pa}$. 级差的计算式为

$$L = \text{alg} \frac{A_{\text{eff}}}{A_{\text{ref}}} \tag{5}$$

式中: a 为选择系数, $a=20$; A_{eff} 为振动速度或场点声压的有效值, $A_{\text{eff}}=2^{-1/2} A$; A_{ref} 为振动速度或场点声压的参考值.

根据插值结果获得的各蜗壳壁面振动速度的最大幅值如表 4 所示. 若速度级差的取值范围为 $0 \sim 63 \text{ dB}$,优化前后蜗壳壁面的振动速度幅值分布如图 4~图 6 所示.

表 4 优化前后蜗壳壁面振动速度最大幅值的比较

参数	优化前蜗壳	优化后蜗壳 (质量不变)	优化后蜗壳 (无质量约束)
$L_{v \text{ max}}/\text{dB}$	62.61	51.68	43.20

从图 4~图 6 可以看出,优化前风机蜗壳的主要振动部位是在其出口处,其他部位的振动幅值较小,所以优化前风机蜗壳的出口是主要的噪声源. 质量不变经优化设计的蜗壳出口振动幅度有所降低,无质量约束经优化设计的蜗壳出口振动幅度降低的程度更大,无质量约束壁面整体振动幅值比前两种均有所下降且分布更加均匀.

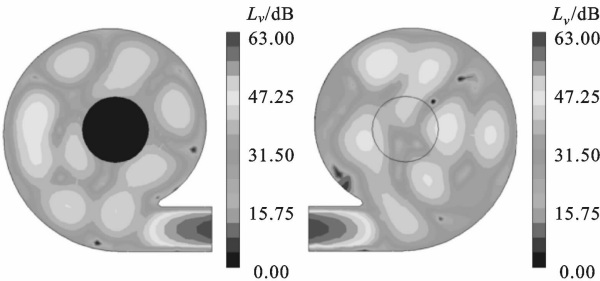


图 4 蜗壳声学边界元速度插值结果(优化前)

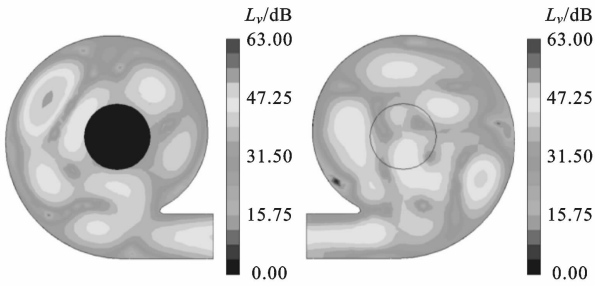


图 5 质量不变时蜗壳声学边界元速度插值结果(优化后)

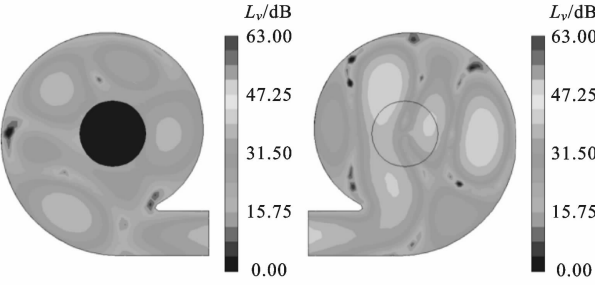


图 6 无质量约束时蜗壳声学边界元速度插值结果(优化后)

通过模态分析获得了优化前后蜗壳在基频附近的固有频率 ω ,结果如表 5 所示。

表 5 优化前后蜗壳在基频附近的固有频率

ω/Hz		
优化前蜗壳	优化后蜗壳 (质量不变)	优化后蜗壳 (无质量约束)
554.42	549.83	545.30
568.81	561.06	568.88
592.29	596.71	605.40
598.77	611.54	632.41

由表 5 可以看出:原蜗壳在基频附近的固有频率变化不大,即基频与固有频率差值 $\Delta\omega$ 比较小;质量不变优化后的 $\Delta\omega$ 增大,无质量约束优化后的 $\Delta\omega$

较之前两种更大。对比速度插值结果图和表 5 中的计算结果可以看出,蜗壳的固有频率随着蜗壳厚度的变化而变,在基频附近, $\Delta\omega$ 越大,振动响应越小。

为了获得蜗壳振动产生的噪声在空间中的分布情况,本文在风机中心建立了半径为 1 m 的球形壳体,再利用该球体表面上的声压来观察优化前后蜗壳在基频 580 Hz 处的场点声压分布情况。本文根据场点最大声压值设置了场点声压的取值范围(20~75 dB),声压分布如图 7~图 9 所示。

从图 7~图 9 可以看出,优化后蜗壳的整体声压均比优化前有所下降,其中无质量约束优化后的蜗壳噪声辐射声压比质量不变优化后的蜗壳噪声辐射声压下降得更为明显,具体结果如表 6 所示。

通过与原蜗壳声学计算结果比较可以看出,质量不变优化后的蜗壳噪声辐射的最大声压提高了 0.89 dB,无质量约束优化后的蜗壳噪声辐射的最大声压下降了 5.42 dB,经过这两种方式优化后的蜗壳噪声辐射声功率均明显下降,其中无质量约束优化后蜗壳的辐射声功率最小。

从减振优化设计和声学数值计算结果可以看出,经过减振优化设计后的蜗壳,其壁面噪声辐射声功率和整体场点声压均有所降低,且振动速度越小,噪声下降得越明显,所以通过减小蜗壳振动,可以降低结构辐射噪声。

表 6 优化前后蜗壳噪声辐射参数的比较

参数	优化前蜗壳	优化后蜗壳 (质量不变)	优化后蜗壳 (无质量约束)
输入功率/ 10^{-4} W	7.103 0	2.751 0	0.560 4
辐射效率	0.124 8	0.167 6	0.167 4
蜗壳辐射声功率/ 10^{-5} W	8.865 0	4.611 0	0.938 1
$L_{p\max}/\text{dB}$	73.14	74.03	67.72

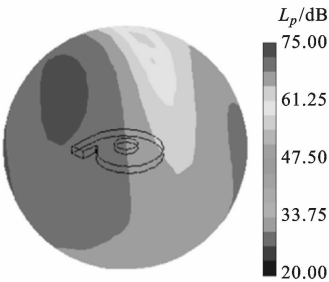


图 7 蜗壳噪声辐射声压的空间分布(优化前)

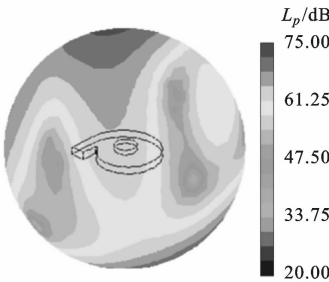


图 8 质量不变下蜗壳噪声辐射声压的空间分布(优化后)

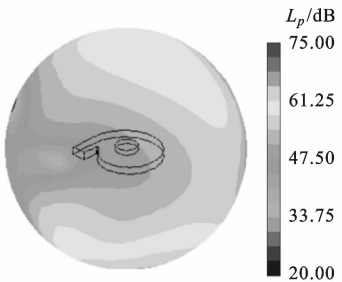


图 9 无质量约束下蜗壳噪声辐射声压的空间分布(优化后)

5 结 论

本文研究了 T9-19No. 4A 型前向离心风机的减振降噪问题,结果如下。

(1)针对离心风机蜗壳提出了一种减振降噪的数值优化设计方法。为了节约优化迭代中的声场计算开销,优化迭代仅针对蜗壳结构振动最小而展开,声场计算仅涉及结构振动优化的最终结果而进行。本文利用 ANSYS 软件对风机蜗壳进行了参数化建模,并选择了蜗壳壁面振动速度的平方和作为目标函数。优化结果表明:若质量和蜗壳壁厚在限定的范围内,必然存在一个蜗壳壁厚尺寸的相对最佳组合,利用该组合可在不增加蜗壳材料成本的前提下实现减小蜗壳振动的优化设计;在无质量约束下,通过全局优化可以进一步找到蜗壳局部壁厚尺寸的最佳组合,由此取得减小蜗壳振动的最佳优化设计结果。

(2)针对优化前后的蜗壳结构,利用声学仿真软件 SYSNOISE 对蜗壳振动辐射噪声进行了计算。结果表明,通过小蜗壳振动来优化蜗壳壁厚尺寸,可以达到降低蜗壳振动的辐射声功率的目的,而且蜗壳壁面振动速度平方和越小,蜗壳壁面辐射声功率就越小。

(3)本文是以基频激励下蜗壳结构振动与振动声辐射的关系作为研究对象的,实际上还应考虑其他脉动频率(如基频的高次谐波)。如果要定量验证本文方法的正确性,还需利用实验的方法,但目前的数值结果至少表明本文方法是一条可以继续探索的途径,其为离心压缩机及其进出口都连接管道系统的离心风机的降噪研究提供了有益的参考。

参考文献:

- [1] FESHE K R, NEISE W. Generation mechanisms of low-frequency centrifugal fan noise [J]. AIAA Journal, 1999,37(10):1173-1179.
- [2] VELARDE-SUÁREZ S, BALLESTEROS-TAJADURA R, HURTADO-CRUZ J P, et al. Experimental determination of the tonal noise sources in centrifugal fan [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006,295(3/4/5):781-796.
- [3] BALLESTEROS-TAJADURA R, VELARDE-SUÁREZ S, HURTADO-CRUZ J P, et al. Numerical calculation of pressure fluctuations in the volute of centrifugal fan [J]. Journal of Fluid Engineering, 2006, 128(2):359-369.
- [4] JEON W H, DUCK J L. A numerical study on the flow and sound fields of centrifugal impeller located near a wedge [J]. Journal of Sound and Vibration, 2003,266(4):785-804.
- [5] LIU Qihong, QI Datong, MAO Yijun. Numerical calculation of centrifugal fan noise [J]. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers; Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2006,220(8):1167-1177.
- [6] 史蒙,张军,方吉,等. FEM/BEM 法振动板减振降噪优化设计 [J]. 大连交通大学学报, 2009,30(2):1-5.
SHI Meng, ZHANG Jun, FANG Ji, et al. Study of vibration and noise reduction by minimizing vibration velocity for plate based on FEM/BEM [J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2009,30(2):1-5.
- [7] 黎胜,赵德有. 结构声辐射的振动模态分析和声辐射模态分析研究 [J]. 声学学报, 2004,29(3):200-208.
LI Sheng, ZHAO Deyou. Research on modal analysis of structural acoustic radiation using structural vibration modes and acoustic radiation modes [J]. Acta Acustica, 2004,29(3):200-208.
- [8] LIU Qihong, QI Datong, TANG Hongtao. Computation of aerodynamic noise of centrifugal fan using large eddy simulation approach, acoustic analogy, and vortex sound theory [J]. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers; Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2007,221(11):1321-1332.
- [9] MAO Yijun, QI Datong, LIU Xiaoliang, et al. Numerical prediction of aerodynamic tonal noise radiated from a centrifugal fan [J]. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers; Part A Journal of Power and Energy, 2008,222(8):831-842.
- [10] 毛义军,祁大同,刘秋洪. 基于非定常流场的离心风机气动噪声分析 [J]. 西安交通大学学报, 2005,39(9):989-993.
MAO Yijun, QI Datong, LIU Qihong. Analysis of the aeroacoustics in centrifugal fan based on numerical simulation of unsteady viscous flow [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005,39(9):989-993.
- [11] 卢傅安,祁大同,蔡建程,等. 离心风机蜗壳在内部流场脉动压力激励下的动力响应研究 [J]. 应用力学学报, 2009,26(3):450-455.
LU Fu'an, QI Datong, CAI Jiancheng, et al. Dynamic response of volute of centrifugal fan under aerodynamic excitation [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2009,26(3):450-455.
- [12] CAI Jiancheng, QI Datong, LU Fu'an. Numerical studies on fan casing vibration and noise radiation [C] // Proceedings of the ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2009:255-264.
- [13] SCHENCK H A. Improved integral formulation for acoustic radiation problem [J]. Acoustic Society of America, 1968,44(1):41-58.

(编辑 苗凌)