

直升机主减机匣结构振动噪声分析与优化

张琳¹, 李书², 张韬³

- (1. 北京航空航天大学 大型飞机高级技术人才培训班, 北京 100191;
2. 北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191;
3. 北京理工大学 机电学院, 北京 100081)

摘 要: 针对直升机主减速器机匣的振动噪声问题,对机匣进行基于频率响应和模态贡献量的结构动力学特性分析,给出机匣的振动特性,并确定对结构振动特性起主要影响的模态.利用间接边界元与有限元相结合的方法,应用基于结构面板声功率贡献量的分析方法,进行结构噪声功率分析和结构噪声功率面板贡献量分析,给出机匣的声学辐射特性,找出相应激励频率下对结构噪声功率贡献量最大的面板.以该面板为设计域进行结构拓扑优化,并根据优化结果合理布置加强筋,以提高结构刚度,达减振降噪的目的.结果表明:结构速度频率响应峰值下降了 36%,减振效果良好,结构声功率级有了明显的降低,其中声功率级峰值下降了 5 dB,降噪效果良好,为直升机主减机匣提供了一种可行的减振降噪方法.

关 键 词: 减振降噪; 频率响应; 模态参与因子; 面板声学贡献量; 间接边界元法; 拓扑优化

中图分类号: V275+1 **文献标志码:** A

Analysis and optimization of helicopter main gearbox housing structural vibration and noise

ZHANG Lin¹, LI Shu², ZHANG Tao³

- (1. Large Aircraft Advanced Training Centre,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. School of Aeronautic Science and Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
3. School of Mechatronical Engineering,
Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: Structural dynamic performance analysis based on frequency response and modal contribution amount was presented about the problem of vibration and noise of helicopter main gearbox housing. The mode contributing most to the structural frequency response was found based on structural vibration performance. A method of analyzing panel acoustic power contribution amount of helicopter gearbox housing was presented based on combination of finite element method and indirect boundary element method. Acoustic radiation of the housing was simulated. The panel contributing most to the structural acoustic power under corresponding frequency was found. The panel mentioned above was the optimization area; stiffeners were reasonably arranged on the panel according to the optimization output. Result shows that, the maximum velocity frequency response has decreased 36%, vibration of the housing is attenuated, peak value of acoustic power level has decreased 5dB, and noise of the housing is reduced, which provides a feasible method to reduce noise and vibration for heli-

copter main gearbox housing.

Key words: noise and vibration reduction; frequency response; modal participation factor; panel acoustic contribution; indirect boundary element method; topology optimization

动力系统是直升机的核心,主要包括发动机、传动系统和旋翼。其中,传动系统中主减速器的功能是将发动机的动力传递到旋翼,使旋翼获得一定转速和功率^[1]。主减速器是直升机传动系统最为复杂和重要的部分,它由上百个部件组成,主要包括齿轮装置和外部的机匣等。机匣将齿轮、传动轴等部件与外界环境相隔离,并与其他装置相连接。齿轮运转产生的啮合力通过轴传至轴承,最后到达机匣,使机匣产生振动以及由振动引起的噪声。机匣的振动和噪声与直升机的安全性、舒适度、使用寿命和可靠性等因素密切相关。为了使直升机主减速器运行上千个小时而不失效,其减振降噪工作至关重要。美国陆军航空兵司令部早在1993年的“未来直升机发展计划”中就明确提出了将直升机振动和噪声水平降低50%的要求^[2]。目前对直升机主减速器振动和噪声问题的研究主要集中在多齿轮系统,针对直升机主减速器机匣的振动和噪声方面的研究比较少。文献[3]对直升机舱内噪声进行了仿真和计算,指出对舱内噪声影响最大的为发动机和主减速器,其中主减速器的机匣对舱内噪声贡献占一定比重。文献[4]研究了直升机主减速器结构噪声主动控制技术,通过调节机匣的支撑杆降低机匣下面板的振动和辐射噪声。文献[5]应用有限元方法建立了减速器声固耦合模型,并通过数值计算的方法估计机匣结构的辐射噪声。文献[6]通过建立数值模型和有限元分析方法,建立了齿轮-轴承-传动轴-机匣系统,并对机匣进行了振动分析和噪声辐射分析。

本文所研究的为某型直升机主减速器,并针对其机匣结构的振动特性和噪声特性进行分析,并进行减振降噪优化。运用基于面板声学贡献量分析^[7-9](panel acoustic contribution analysis, PACA)的方法,将边界元方法与有限元方法有效的结合,快速有效的找到对声场影响最大的部分,从而有针对性的进行减振降噪优化,提高优化效率。近年来对面板声学贡献量的研究通常只是针对声场中某个特定场点的声压进行,但箱体的不同部位对声场空间任意位置的声压贡献是不同的^[10],并不能代表整个声场的噪声特性。而声功率是相对于整个声场的量,所以应用基于声功率

的面板声学贡献量分析的方法可以克服上述缺点,能有效的反映各个面板对整体声场的贡献量。

1 理论分析

1.1 模态参与因子

模态参与因子是一个反应各个模态对结构振动响应贡献度的量,参与因子越大的模态对结构振动响应的贡献就越大。

在模态法频率响应分析中,刚体向量 $\mathbf{D}_r$ 可以表示为特征向量 Φ 和向量因子 ϵ 的乘积

$$\mathbf{D}_r = \sum \Phi \epsilon \tag{1}$$

其中向量因子 ϵ 也就是一系列的参与因子。

左乘 $\Phi^T \mathbf{M}$,得到

$$\begin{aligned} \Phi^T \mathbf{M} \mathbf{D}_r &= \Phi^T \mathbf{M} \Phi \epsilon \\ \Phi^T \mathbf{M} \mathbf{D}_r &= \mathbf{M}_{ii} \{ \epsilon_i \} \end{aligned} \tag{2}$$

其中 $\mathbf{M}$ 是结构质量矩阵; $\mathbf{M}_{ii}$ 是每个模态的广义质量的对角矩阵;比例因子 ϵ_i 是广义质量的系数,以完成参与因子。

1.2 间接边界元法

边界元与有限元的结合可以用来解决中、低频声学问题。由于在直升机机匣问题中,空气对结构的影响可以忽略不计,因此采用非耦合的间接边界元法(indirect boundary element method, IBEM)。

定义间接边界元两侧的速度差和声压差为单层势和双层势,对应的间接边界元分别是 $\Omega_\sigma = \Omega_p$ 部分和 $\Omega_\mu = \Omega_{v+z}$ 部分。每个单元内部的单层势 σ 和双层势 μ 可以用间接边界元上的每个节点的单层势 σ_i 和双层势 μ_i 及全局函数 N_{σ_i} 和 N_{μ_i} 来确定

$$\begin{aligned} \sigma(r_a) &= \sum N_{\sigma_i}(r_a) \sigma_i = N_\sigma \{ \sigma_i \}, \quad r_a \in \Omega_\sigma \\ \mu(r_a) &= \sum N_{\mu_i}(r_a) \mu_i = N_\mu \{ \mu_i \}, \quad r_a \in \Omega_\mu \end{aligned} \tag{3}$$

在得到间接边界元网格上的单层势和双层势之后,可以得到声场 V 中任意点的声压为

$$p(r) = \mathbf{A}_{\sigma_i}^T \cdot \{ \sigma_i \} + \mathbf{A}_{\mu_i}^T \cdot \{ \mu_i \} \tag{4}$$

其中 $r \in V$ 且 $r \notin \Omega_a$; $\mathbf{A}_{\sigma_i}$ 和 $\mathbf{A}_{\mu_i}$ 为系数向量。

结构的声功率为

$$W = \frac{1}{2} \int_S Re(pv_n^*) dS \tag{5}$$

式中 v_n 为 S 上的法向振动速度。

通常将声功率用声功率级(sound power level)表示

$$L_w = 10 \lg \frac{W}{W_0} \tag{6}$$

式中基准声功率 $W_0 = 10^{-12} \text{ W}$ 。

1.3 结构面板声功率贡献量

面板声功率贡献量可以反映结构不同面板对整个声场功率的贡献量。通过结构面板声功率贡献量的计算可以快速锁定设计域,以提高优化效率。如图 1 所示为直升机主减机匣振动噪声分析与优化流程。将主减机匣某个面振动产生的声波近似为平面声波,于是有

$$W_c(\omega) = \frac{S}{\rho_0 c} \left[\sum_{e=1}^{n_p} v_{at}^T(\omega) v_n^e(\omega) \right]^2 \tag{7}$$

$$W = W_{c1} + W_{c2} + \dots + W_{cn}; n = 1, 2, 3 \tag{8}$$

其中某个面板产生的总体功率贡献量用 W_c 表示, W 代表所有面板产生的声功率, n 为面板数, $W_c(\omega)$ 表示在角频率 ω 下的面板声功率贡献量。 S 表示声波波振面的面积, ρ_0 表示声音传播介质的密度, c 为声音在介质中的传播速度, v_{at} 是声传递向量。

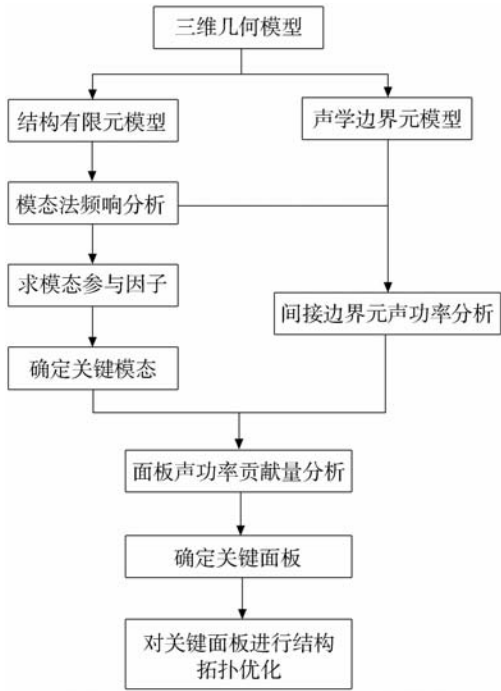


图 1 主减机匣振动噪声分析与优化流程图
Fig. 1 Main gearbox housing analysis and optimization of vibration and noise

引入声功率系数 T_c , 定义面板声功率贡献量系数为面板产生的声功率在整个声场中的总声功率的比值, 用 $T_c(\omega)$ 表示 ω 下面板声功率贡献系数, 则

$$T_c(\omega) = \frac{W_c(\omega)}{W(\omega)} \tag{9}$$

式中 $T_c(\omega)$ 值越大表示 ω 下该面板的声功率贡献度越大, 由此可以找出声功率贡献量大的面板, 以此有针对性的优化。

2 主减机匣振动与噪声特性分析

2.1 机匣轴承激励载荷的计算

直升机主减速器传动系统由 5 级齿轮系统组成, 各级齿轮间的传动比已知, 齿轮-传动轴-轴承系统间的传力通过计算可得。该主减速器机匣(文中简称主减机匣)结构为对称结构, 传动系统输入部分也相对机匣对称面对称, 图 2 所示为 1/2 输入部分的齿轮减速器运动示例图。

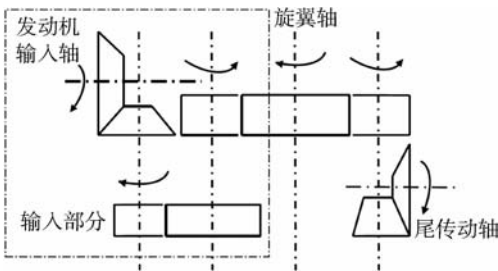


图 2 1/2 输入部分的主减速器运动示例图
Fig. 2 Example of movement diagram of the main gearbox with half input part

取发动机最大额定功率计算各齿轮啮合力, 并取极限条件下的旋翼外载。齿轮上的啮合力通过轴传递到轴承上, 轴承上的侧向集中载荷按照正弦形式施加到相应的轴承支座上, 轴承啮合力的轴向力以多点约束(MPC)的形式施加到相应的轴承支座上。如图 3 为轴承支座上的正弦侧向分布载荷 P_{max} 。

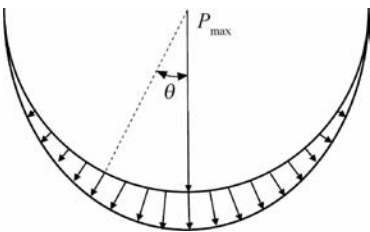


图 3 正弦侧向分布载荷
Fig. 3 Sinusoidal lateral distributed loads

2.2 有限元建模与频率响应分析

直升机主减机匣结构及受力情况相对复杂,如图 4 所示为典型直升机主减机匣结构. 齿轮传动系统作为一种弹性的机械系统,在动态激励作用下产生振动^[11]. 采用有限元法(finite element method, FEM)进行机匣振动特性的数值仿真. 本文所研究的直升机主减机匣主要由上机匣、中机匣和下机匣 3 部分组成,共有 24 个轴承安装孔. 忽略油路、倒角、螺栓孔等结构,在有限元软件 Hyperworks 中进行建模,全部采用壳单元. 其中壳单元由四边形和三角形单元组成. 共包括 53 017 个节点和 54 391 个单元. 结构前 10 阶固有振动频率如表 1 所示.



图 4 典型直升机主减机匣结构图^[12]
Fig. 4 Structural diagram of typical helicopter main gearbox housing^[12]

表 1 结构前 10 阶固有振动频率

Table 1 First ten orders natural vibration frequency			
模态阶数	固有频率/Hz	模态阶数	固有频率/Hz
1	148.0	6	247.9
2	148.9	7	269.3
3	201.7	8	311.0
4	205.4	9	311.9
5	234.2	10	357.4

采用模态叠加法计算模型频率响应,计算范围为 20~1000 Hz,激励载荷步为每 20 Hz 进行一次计算. 由于在振动噪声分析中只关注面积较大的面板,因此在面积较大的面板上设置结果输出接点,得到机匣结构振动位移响应和速度响应最大的节点 2457 位于下机匣. 节点 2457 的位移响应曲线和速度响应曲线如图 5 所示. 可以看出,下机匣节点 2457 在 360 Hz 时,对应 Z 方向频率位移响应和频率速度响应振幅最大,分别为 0.021 m

和 47.5 m/s. 也就是说在 360 Hz 频率激励下,结构出现最大振动响应,360 Hz 对应结构第 10 阶模态. 计算机匣整体结构在 20~500 Hz 频率范围内的模态参与因子,如图 6 所示,结构的第 4 阶、第 7 阶和第 10 阶模态起主要作用,结合图 5 的分析结果,由于第 10 阶模态对应结构节点振动位移和振动速度最大,因此以第 10 阶模态对应的 360 Hz 为考察频率,计算板块声功率和声功率贡献量.

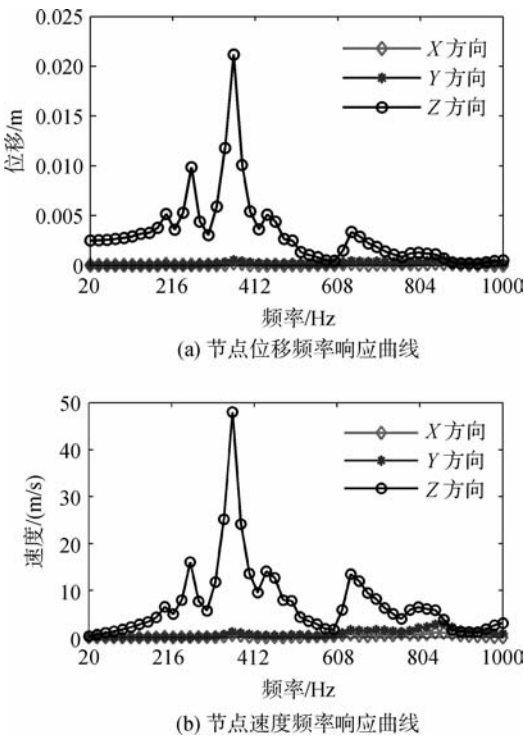


图 5 节点 2457 频率响应
Fig. 5 Frequency response of node 2457

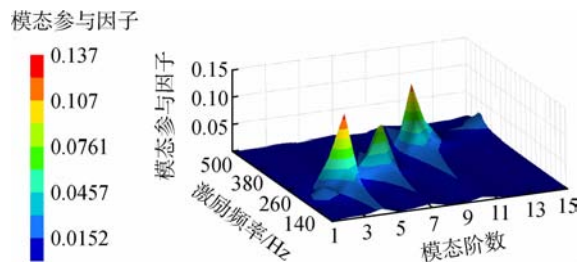


图 6 0~500 Hz 模态参与因子图
Fig. 6 Modal participation factor from 0 to 500 Hz

2.3 边界元建模与面板声功率贡献量分析
IBEM 法要求的是面网格,网格不封闭,因此可以同时计算内声场和外声场. 所有单元长度 L 要求必须满足^[13]

$$L \leq \frac{c}{6f_{\max}}$$

(10)

其中 $f_{\max}$ 为要计算的最高频率,按照以上要求划分声学边界元网格,并将声学网格分为 8 个面板组,分别为上面板 1、上面板 2、中面板 1、中面板 2、中面板 3、下面板 1、下面板 2、下面板 3。

这里的声学网格忽略了小面积结构部分,并且单元尺寸相对结构有限元网格进行了粗化。声学边界元网格全部由四边形和三角形壳单元组成,共有 5555 个单元、5214 个节点,如图 7 所示。在软件 LMS Virtual. Lab 中导入上述有限元法 (FEM) 计算出的结构振动相关数据,检查有限元模型和边界元模型节点冲突,将冲突的节点重新编号,并将结构有限元节点速度响应映射到边界元网格上,求解 20~1000 Hz 激励下的声学功率响应。

其中,结构声学功率响应如后文优化前机匣声功率曲线所示,以声功率级表示,对应 360 Hz 时,结构声功率级最大为 175 dB。计算结果也与前文第 10 阶模态为主要考察模态相对应。

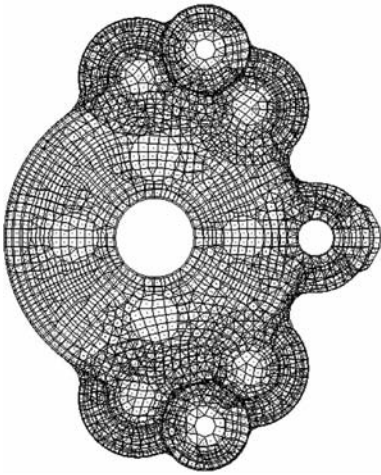


图 7 机匣声学网格模型俯视图

Fig. 7 Top view of housing acoustic meshes

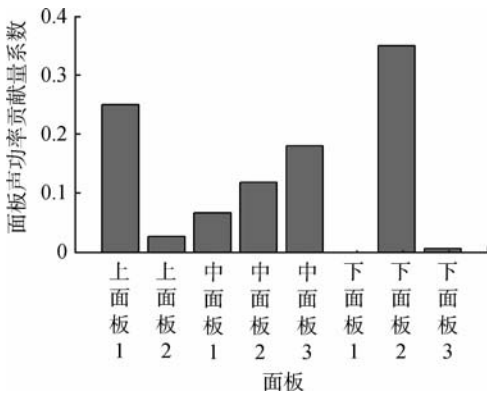


图 8 面板声功率贡献量系数图

Fig. 8 Panel acoustic power contribution factor

计算 360 Hz 时的面板声功率贡献量,如图 8,可以看出,此时对结构声功率贡献量最大的面板为下面板 2,其模态贡献量系数为 0.35,明显大于其他面板的模态贡献量系数,说明该面板对机匣整体声辐射的影响最大。因此,本文接下来将以下面板 2 为优化设计域进行结构优化设计。

3 主减机匣结构拓扑优化

通常来说,结构的减振降噪方法主要有增加刚度(加筋^[14]、增加面板厚度)和增加阻尼层等。本文选用增加结构刚度的方法,利用拓扑优化方法,设计出合理的加强筋布置形式,以增加结构刚度。

声音是由物体振动引起的,结构表面振动速度越大,所辐射的噪声越大。根据振速法^[15],振动与噪声辐射的关系为

$$W = \sigma_{\text{rad}} \rho_0 c_0 S v_{\text{nr}}^2 \quad (11)$$

式中 $\rho_0 c_0$ 为空气的特性阻抗; v_{nr} 为表面振动速度均方值; S 为表面积; σ_{rad} 为振动表面的声辐射系数。

结构振动速度越大,结构的噪声辐射功率就越大。对于以减振为手段的主动降噪设计,一般关注减小辐射面积和降低表面振动速度^[16]。因此,本文采用拓扑优化中的变密度法^[17-19]进行结构动力响应优化,以降低下机匣 2 面板的节点 Z 方向振动速度响应为优化目标,在下机匣 2 面板选取包括节点 2457 在内的 4 个振动速度较大的节点来近似模拟整个面板的振动速度响应,设计激励频率为 360 Hz。

目标函数为 $\min\{v_i\}$; 其中 $i=1, 2, 3, 4$ 。

由于这是一个多目标优化问题,利用 Kreis-selmerier-Steinhauser (K-S)^[20] 函数将多目标优化问题转化为单目标优化问题。则目标函数为

$$V = \frac{1}{p} \ln \sum_{i=1}^m e^{pv_i} \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (12)$$

其中 m 表示选取点的个数, V 表示结构振动特性的综合指标, v_i 表示选取点的振动速度响应幅值, p 是一个正参数,根据经验取值为 4。

拓扑优化数学模型为

$$\begin{cases} \min & V = \frac{1}{p} \ln \sum_{i=1}^n e^{pv_i} \quad i = 1, 2, 3, 4 \\ \text{s. t.} & 0.5 \leq \varphi \leq 0.6 \\ & 0 < \rho_{\min} \leq \rho_e \leq 1 \quad e = 1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (13)$$

其中 φ 是目标设计域的体积分数, $\rho_{\min}$ 是为防止

刚度矩阵奇异而设定的节点密度最小值,一般取 $0.001, \rho_e$ 为单元密度值。

下机匣 2 面板拓扑优化密度云图结果如图 9 所示。根据拓扑优化结果在相应区域布置加强筋,优化前后的模型如图 10(a)和图 10(b)所示。

优化后,如图 11 所示,节点 2457 的 Z 方向的速度频率响应峰值为 30 m/s,下降了 36%,位移频率响应峰值为 0.0145 m,下降了 30.9%。达到了理想的减振效果。

计算优化后的结构的声学功率响应,并将计算结果与前文计算的原模型声学功率响应结果进行对比。如图 12 所示,可知,机匣结构整体声功率响应有了明显的降低,其中,最大值由 175 dB 下降至 170 dB,下降了 5 dB,降噪效果良好。

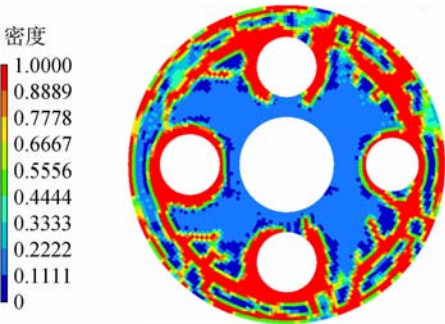


图 9 结构拓扑优化密度云图

Fig. 9 Density contour of optimized structure

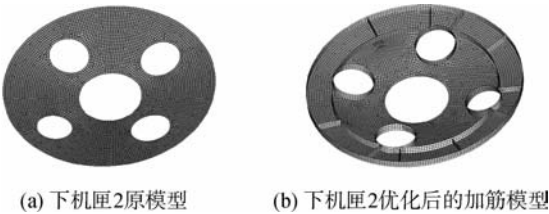
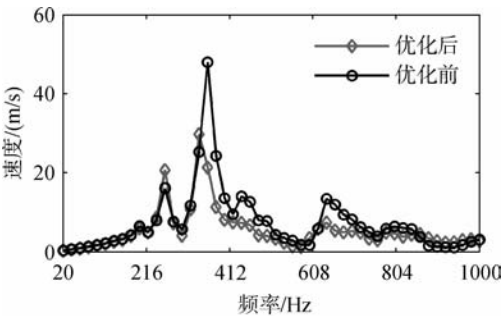
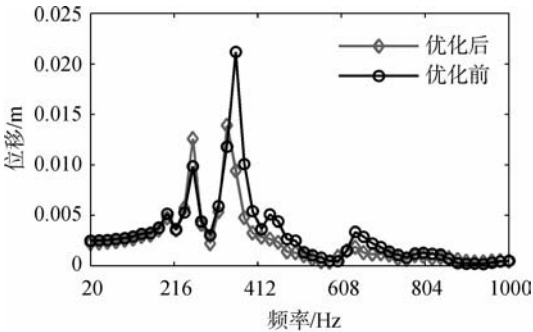


图 10 下机匣 2 优化前后模型

Fig. 10 Model of down housing 2 before and after optimization



(a) 节点速度频率响应曲线



(b) 节点位移频率响应曲线

图 11 优化前后节点 2457 频率响应图

Fig. 11 Frequency response diagram of node 2457 before and after optimization

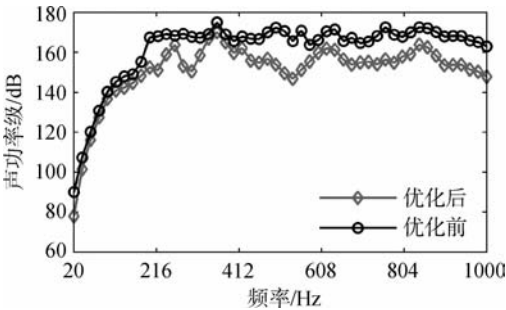


图 12 优化前后机匣声功率级对比图

Fig. 12 Comparison diagram of acoustic power level before and after optimization

4 结 论

1) 关注了直升机主减速器振动噪声特性中的机匣这个部分,对机匣的振动特性和噪声辐射特性进行了分析,并以减振降噪为目的对机匣结构进行了拓扑优化设计。为解决直升机减速器机匣减振降噪的工程问题提供了一种可行的方法。

2) 应用 FEM-IBEM 和 PACA 法,计算了机匣的振动特性和噪声辐射特性,确定了关键模态和关键面板,针对两者进行优化,提高了结构减振降噪优化效率。

3) 以节点速度响应幅值为优化目标进行优化,用 K-S 函数将多目标优化问题转化为单目标优化问题,以变密度法进行结构拓扑优化,根据优化结构合理布置加强筋。优化后节点振动速度响应峰值下降了 36%,机匣的声功率响应下降了 5 dB,得到了比较理想的减振降噪效果。

参考文献:

[1] 薛向珍,李育锡,王三民.某直升机主减速器传动系统的寿命与可靠性计算方法[J].航空动力学报,2011,26(3):

635-641.

XUE Xiangzhen, LI Yuxi, WANG Sanmin. Method of life-time and reliability of some helicopter's main reducer[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26 (3): 635-641. (in Chinese)

[2] 刘孝辉,徐新喜. 军用直升机振动与噪声控制技术[J]. 直升机技术, 2013(1): 67-72.

LIU Xiaohui, XU Xinxi. Vibration and noise control technology on military helicopters[J]. Helicopter Technique, 2013(1): 67-72. (in Chinese)

[3] Caillet J, Marrot F, Unia Y, et al. Comprehensive approach for noise reduction in helicopter cabins[J]. Aerospace Science and Technology, 2012, 23(1): 17-25.

[4] Belanger P, Berry A, Pasco Y, et al. Multi-harmonic active structural acoustic control of helicopter main transmission noise using the principal component analysis[J]. Applied Acoustics, 2009, 70: 153-164.

[5] Abbes M S, Bouaziz S, Chaari F, et al. An acoustic-structural interaction modeling for the evaluation of a gearbox-radiated noise[J]. Mechanical Sciences, 2008, 50: 569-577.

[6] Parker R G, Guo Y, Eritenel T, et al. Vibration propagation of gear dynamics in a gear-bearing-housing system using mathematical modeling and finite element analysis [R]. NASA/CR-2012-217664, 2012.

[7] Grosso A, Comesana D F, de Bree H E. Further development of the PNCA: new panel noise contribution reference-related(PNCAR) [J]. International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2012, 5(2): 1101-1106.

[8] Lim T C. Automotive panel noise contribution modeling based on finite element and measures structural-acoustic spectra[J]. Applied Acoustics, 2000, 60: 505-519.

[9] 刘东明,方健,赵敬义,等. 车身板件对车内噪声的贡献量分析[J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(2): 48-51.

LIU Dongming, FANG Jian, ZHAO Jingyi, et al. Analysis of panel contribution to vehicle interior noise[J]. Noise and Vibration Control, 2011, 31(2): 48-51. (in Chinese)

[10] Mohanty A R. Structure-borne noise reduction in a truck cab interior using numerical techniques[J]. Applied Acoustics, 2000, 59: 1-17.

[11] 郭梅,陈聪慧,王建军,等. 发动机附件机匣结构系统振动特性[J]. 航空动力学报, 2013, 28(7): 1607-1612.

GUO Mei, CHEN Conghui, WANG Jianjun, et al. Vibration characteristics of accessory gearbox structure system of engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(7): 1607-1612. (in Chinese)

[12] Mermoz E, Linares J M, Bernard A. Benefits and limitations of parametric design implementation in helicopter gearbox design phase [J]. Manufacturing Technology, 2011, 60(1): 199-202.

[13] 李增刚,詹福良. 声学仿真计算高级应用实例[M]. 北京: 国防工业出版社, 2010: 46-48.

[14] 蔡显新,肖新红,王涛,等. 风扇机匣的减振优化设计[J]. 航空动力学报, 2010, 25(2): 635-641.

CAI Xianxin, XIAO Xinhong, WANG Tao, et al. Optimization design of a fan casing for reducing vibration[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(2): 635-641. (in Chinese)

[15] 黄其柏. 工程噪声控制学[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1998.

[16] 丁健. 齿轮箱的减振降噪优化设计方法研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2012.

DING Jian. Research on optimization design method of gearbox vibration and noise reduction[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2012. (in Chinese)

[17] Garcia-Lopez N P, Sanchez-Silva M, Medaglia A L, et al. A hybrid topology methodology combining simulated annealing and SIMP [J]. Computers and Structures, 2011, 89 (15/16): 1512-1522.

[18] Takezawa A, Yoon G H, Jeong S H, et al. Structural topology optimization with strength and heat conduction constraints[J]. Computer Method in Applied Mechanics and Engineering, 2014, 276(1): 341-361.

[19] 焦洪宇,周奇才,李文军,等. 基于变密度法的周期性拓扑优化[J]. 机械工程学报, 2013, 49(13): 132-138.

JIAO Hongyu, ZHOU Qicai, LI Wenjun, et al. Periodic topology optimization using variable density method [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49 (13): 132-138. (in Chinese)

[20] 艾剑良,钱国红. K-S 函数在多目标优化中的应用[J]. 机械科学与技术, 2000, 19(1): 64-68.

AI Jianliang, QIAN Guohong. Application of Kreisselmerier-Steinhauser function in multi-objective optimization[J]. Mechanical Science and Technology, 2000, 19(1): 64-68. (in Chinese)

(编辑:王碧珺)