

◇ 研究报告 ◇

散热片对变压器声辐射的影响及优化分析*

胡静竹^{1†} 王延召¹ 邓银凤² 黎胜² 周兵¹ 张建功¹

(1 中国电力科学研究院有限公司 电网环境保护国家重点实验室 武汉 430074)

(2 大连理工大学船舶工程学院 大连 116024)

摘要: 油浸式配电变压器表面布有大量散热片结构,使得油箱振动声辐射变得复杂。该文研究了散热片结构对油浸式变压器辐射声场的影响,在此基础上提出了散热片结构尺寸的优化措施。建立了考虑流固耦合的变压器振动和声学分析模型,提出了散热片声场效应评判准则,基于模态分析和频响分析探讨了散热片对变压器振动声辐射影响的振动效应、声源效应和声障效应。实验数据和仿真分析结果表明,变压器散热片对变压器振动声辐射的影响不可忽视,尤其是声源效应。采用遗传算法对散热片分布和尺寸参数进行优化分析,计算结果表明,通过优化散热片可以有效降低变压器表面均方振速和辐射声功率,可为变压器噪声控制和优化提供依据。

关键词: 变压器散热片;声源效应;振动效应;声障效应;结构优化

中图分类号: TB532

文献标识码: A

文章编号: 1000-310X(2021)03-0480-09

DOI: 10.11684/j.issn.1000-310X.2021.03.021

Acoustic effects and optimization of the transformer fins

HU Jingzhu¹ WANG Yanzhao¹ DENG Yinfeng² LI Sheng² ZHOU Bing¹ ZHANG Jianguo¹

(1 State Key Laboratory of Power Grid Environmental Protection, China Electric Power Research Institute, Wuhan 430074, China)

(2 School of Naval Architecture, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: The surface of the oil-immersed distribution transformer is covered with a large number of fins, which makes the vibration and sound radiation of the oil tank complicated. In this paper, the influence of heat sink structure on the radiated sound field of oil-immersed transformer is studied. On this basis, the optimization measures of heat sink structure size are proposed. The vibration and acoustic analysis model of the transformer considering fluid-structure coupling is established, and the criterion of sound field effect of the heat sink is proposed. Based on the modal analysis and frequency response analysis, the vibration effect, sound source effect and barrier effect of the heat sink on the transformer are analyzed. Experimental data and simulation analysis results show that the influence of transformer heat sink on transformer vibration sound radiation cannot be ignored, especially the effect of sound source. The genetic algorithm is used to optimize and analyze the heat sink distribution and size parameters. The calculation results show that the optimization of the heat sink can effectively reduce the mean square vibration speed and radiated sound power of the transformer surface, which can provide a basis for transformer noise control and optimization.

Keywords: Transformer fins; Sound source effect; Vibration effect; Sound barrier effect; Structure optimization

2020-08-17 收稿; 2020-12-06 定稿

*国家电网公司科技项目《油浸式电力变压器表面振动特性及声辐射效率研究》(GYW17201700345)

作者简介: 胡静竹(1990-),女,湖北武汉人,硕士,工程师,研究方向:电网噪声分析与控制研究。

†通信作者 E-mail: jzhu_5@163.com

0 引言

随着越来越多的变电站建于居民区和商业区内,变压器噪声问题变得十分突出^[1-3]。变压器噪声水平的高低,已经成为了衡量变压器生产厂家设计和制造水平的重要指标。为了保证居民不受噪声干扰,供电部门对变压器的噪声性能提出较高的要求。对居民配电变压器的振动和声辐射问题进行研究十分必要。

变压器振动噪声主要由变压器内部铁芯和绕组电磁力激励产生^[2-5],通过变压器油以及连接夹件传递到油箱表面,进而向外辐射噪声。目前国内外对变压器噪声研究主要集中于铁芯噪声^[6-8],辅助噪声控制技术^[9-11]、变压器声源计算模型^[12-15]等,对配电变压器油箱及表面散热片辐射噪声进行预估和优化的研究比较少,变压器表面结构的振动噪声问题还有待深入研究。

本文以一台10 kV油浸式电力变压器(S13-M-200/10)作为研究对象,通过实验测量了变压器油箱和散热片振动加速度分布情况,建立了考虑油箱结构与变压器油流固耦合作用的变压器表面结构振动和声学分析模型,分析散热片振动效应(Vibrating effect)、声源效应(Source effect)和声障效应(Obstacle effect),结果表明散热片对变压器有不可忽略的声场影响。为了降低变压器的振动噪声,对散热片进行优化,运用遗传算法搜索结构表面振速均方值最小时散热片的尺寸,为变压器声辐射控制提供了参考。

1 散热片的声场效应和评判准则

1.1 散热片的声场效应

变压器散热片结构对于油箱结构的影响相当于肋骨对加肋板的作用,主要体现在3个方面:振动效应、声源效应和声障效应^[16],这3种效应可具体解释如下:

(1) 振动效应是指加强构件如肋骨等会改变结构的振动固有特性和响应。

(2) 声障效应是指肋骨在板的辐射声场中会有障碍物的作用,并因此改变了板的辐射声场。

(3) 声源效应是指肋骨表面振动也产生声辐射,也就是肋骨本身也是声源。

在对加强构件改变结构振动声辐射特性的研究中^[16-19],通常会将加肋结构和非加肋结构的声辐射效率进行比较,但声辐射效率并不能很好地表征振动效应、声源效应和声障效应,为此需要更加准确的评判准则来描述散热片对变压器的声辐射影响。

1.2 评判准则

为了评估散热片的影响,本文比较分析了两种变压器构型:油箱包含散热片和不包含散热片,分别为构型1和构型2。但在探讨散热片的声源效应和声障效应时,油箱包含散热片的构型1是有区别的,如图1所示,在讨论声源效应时,原始构型1中的散热片有振动速度;在讨论声障效应时,构型1中的散热片视为刚体障碍物,即散热片的振动速度为0。图中 V_p 表示油箱壁的振动速度, V_r 表示散热片的振动速度。

Moyne等^[16]指出相关性系数coh可用来评估声源效应和声障效应。相关性系数coh比较了两种构型之间声场场点声压的相似性,coh取值为1时表示两种构型声场有一致的对应关系,取值为0则表示没有一致的对应关系。研究散热片对声场的贡献时,如果某些情况下 $\text{coh} < 0.7$,则认为散热片的声学效应(声源和声障)是不可忽视的。相关性系数coh的表达式为

$$\text{coh} = \frac{|\{\bar{p}_1\} \{\bar{p}_2\}^T|^2}{|\{\bar{p}_1\} \{\bar{p}_1\}^T| |\{\bar{p}_2\} \{\bar{p}_2\}^T|}, \quad (1)$$

式(1)中: \mathbf{p} 是声压矢量, $p = \mathbf{p} - \langle p \rangle$, $\langle p \rangle$ 是声压 p 的平均值。1和2表示两种构型,1对应有散热片的油箱结构,2表示没有散热片的油箱。

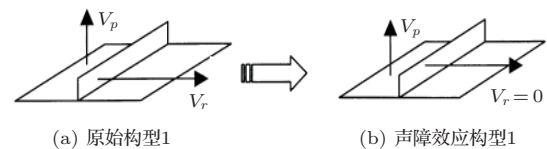


图1 声源效应和声障效应的构型1

Fig. 1 Configuration 1 for source effect and obstacle effect

通过计算能量 E 准则^[16]研究散热片的声源效应,

$$E_1 = \frac{(S \langle v_n^2 \rangle)_{\text{fin}}}{(S \langle v_n^2 \rangle)_{\text{box}}}. \quad (2)$$

辐射表面声功率与 $S\langle v_n^2 \rangle$ 成正比, 式(2)中 $(S\langle v_n^2 \rangle)_{\text{fin}}$ 是关于散热片的, $(S\langle v_n^2 \rangle)_{\text{box}}$ 是关于油箱壁的。 S 是辐射面积, 而 $\langle v_n^2 \rangle$ 是振动表面的法向均方速度, 定义为

$$\langle \bar{v}_n^2 \rangle = \frac{1}{2S_0} \int_S |v_n|^2 dS. \quad (3)$$

该准则将散热片的振动声功率与油箱壁的进行比较, E_1 值越高, 散热片声源效应越明显。为了更直观地了解散热片声源效应对整个结构的贡献, 本文提出一个新的指标:

$$E_2 = \frac{(S\langle v_n^2 \rangle)_{\text{fin}}}{(S\langle v_n^2 \rangle)_s}, \quad (4)$$

式(4)中, $(S\langle v_n^2 \rangle)_s$ 是关于整个变压器结构的, 准则将散热片的振动声功率与整个结构进行比较。能量指标 E_2 与 E_1 一样只需知道结构的几何形状和振动特点, 不需要关于结构声学特性的任何信息, 同时 E_2 的数值范围是到1, 越接近1表示散热片声功率对声场的贡献越大, 从而不会像 E_1 存在大于1或是更大的数值, 方便直观的比较。

2 散热片对变压器声辐射影响的数值分析

2.1 变压器表面结构

进行有限元建模时, 综合考虑计算精度和模型计算, 对油箱模型做了简化, 忽略油箱上的孔, 将油箱视为厚度均匀的封闭箱体^[20]。同时去掉油箱上的固定支座, 由于实验时油箱通过木板放置在地上, 将固定约束直接施加在油箱底部的有限元节点上。简化后的有限元模型如图2所示。

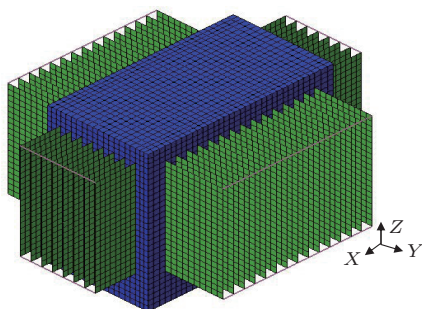


图2 有限元分析模型

Fig. 2 Finite element analysis model

变压器油箱长740 mm, 宽400 mm, 高640 mm, 厚4 mm, 散热片连接柱横截面是1 mm×1 mm的矩形。表面分布大量垂直于油箱的散热片, 其对应

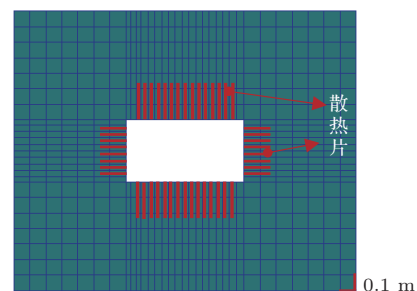
参数如表1所示。油箱、散热片及散热片连接柱的材料都为钢材, 弹性模量为2.1 GPa, 泊松比为0.3, 密度为7850 kg/m³。油箱和散热片均采用四边形壳单元shell63进行模拟, 连接柱选用梁单元beam188进行模拟。变压器油箱内部浸满变压器油, 需要考虑变压器油流体与油箱结构固体之间的相互耦合作用, 选用fluid30单元模拟变压器油, 设定变压器油的密度为895 kg/m³, 声速为1390 m/s。

表1 散热片参数

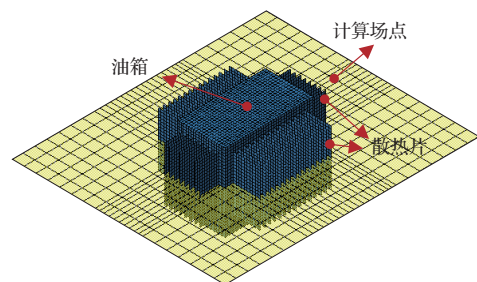
Table 1 The parameters of fins

散热片	左、右	正、背
高/mm	450	450
宽/mm	160	230
厚/mm	1.2	1.2
垂直方向总长/mm	300	595
距离顶部/mm	60	60
距左侧/mm	50	75
距右侧/mm	50	70
片数	8	15

为了得到相关性系数coh, 场点声压 p 的计算共设计了672个场点, 如图3所示, 散热片位置处的场点比较密, 主要在两个散热片之间, 四周场点相对稀疏, 场点间距为0.1 m。



(a) 平面图



(b) 立体图

图3 声压计算场点分布图

Fig. 3 Acoustic pressure field points

2.2 散热片对声场贡献实测分析

以1/3倍频程形式测量得到油箱和散热片在25~2500 Hz频带范围内的表面振动加速度数据。油箱正面与散热片振动加速度测点位置如图4所示，油箱正面中间测点与正面最右侧散热片中间测点的振动加速度随频率的变化如图5所示。

由图5可观察到，加速度的峰值主要集中在100 Hz、200 Hz和300 Hz，散热片振动加速度比油箱本体正面加速度还要大，可知散热片对声辐射的贡献有不可忽略的影响。

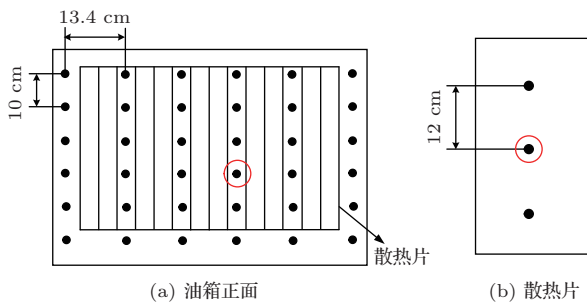


图4 油箱正面和散热片测点布置示意图

Fig. 4 The arrangement of the measuring points on the front of box and the fin

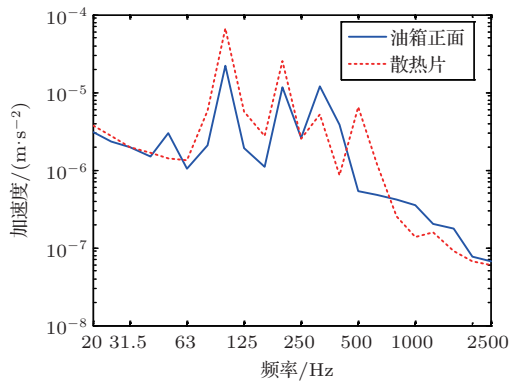


图5 油箱正面和散热片测点振动加速度

Fig. 5 The vibration acceleration of the measuring points on the front of box and the fin

图6给出加速度值较大的100 Hz和200 Hz频率下的油箱表面加速度云图，从图6中观察到，油箱加速度幅值最大的位置一般在油箱的中下方或者两侧，对照图2的结构有限元模型，这两个位置对应散热片与油箱连接处的末端和没有散热片连接的油箱两侧，表明散热片会对油箱的振动方式产生影响。为探讨散热片对声场影响的振动效应、声源效应和声障效应，下面将通过模态分析和施加单位力

进行频率响应分析来分析散热片对变压器声场的影响。

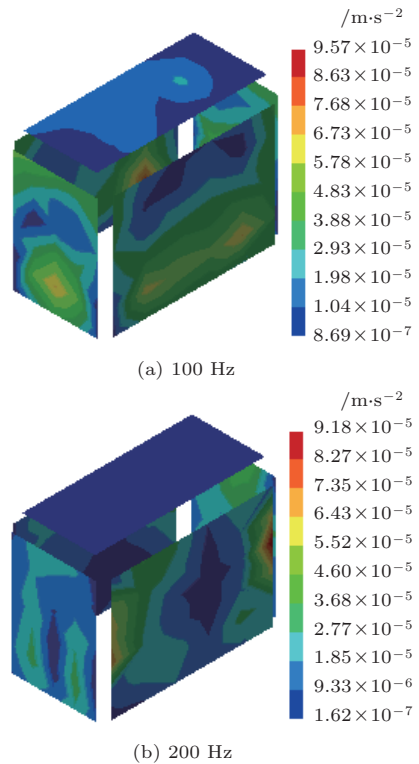


图6 油箱表面加速度云图

Fig. 6 Acceleration contour of the box

2.3 模态分析中散热片对声场的贡献

本文利用有限元对箱体填充了流体单元，对箱体在流固耦合下进行了模态分析。流固耦合系统的有限元方程为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ -\rho\mathbf{R} & \mathbf{M}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{x}} \\ \ddot{\mathbf{p}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{R} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \mathbf{0}, \quad (5)$$

其中， \mathbf{M} 、 \mathbf{K} 分别为固体质量矩阵和固体刚度矩阵， \mathbf{M}_f 、 \mathbf{K}_f 分别为流体质量矩阵和流体刚度矩阵， \mathbf{R} 为流固面上的耦合矩阵， \mathbf{p} 为流体压强， \mathbf{x} 为位移向量， ρ 为流体介质密度。模态分析可以求出考虑变压器油耦合作用的变压器表面结构固有频率和振型。

表2是油箱有无散热片两种构型在有无填充变压器油模态分析得到的前10阶固有频率，由计算结果可以看到考虑变压器油时结构固有频率会更低一点，油箱有无散热片两种构型的固有频率完全不同，有散热片油箱的固有频率远大于没有散热片的。

图7是两种构型含变压器油模态分析得到的第三阶振型，从图7可以看到，两种构型的振型也是不

同的,散热片连接的油箱板块(前、后、左、右侧板块)的振型峰值主要在油箱板块的中下方,即散热片与油箱连接的末端处。这也表明散热片作为结构构件的振动效应是必须要考虑的。

表2 模态分析的固有频率

Table 2 Nature frequencies of normal mode

(单位: Hz)

阶数	空气介质		变压器油介质	
	油箱 (构型2)	油箱 (构型1)	油箱 (构型2)	油箱 (构型1)
	1	60.82	93.785	17.40
2	66.09	99.166	29.66	62.56
3	103.21	117.62	43.07	70.96
4	108.78	120.95	51.27	83.14
5	121.52	138.25	57.53	84.43
6	125.44	139.86	57.60	84.85
7	143.08	166.94	61.93	88.30
8	150.67	172.96	76.86	127.34
9	161.72	180.94	80.57	140.85
10	169.68	185.99	85.78	141.52

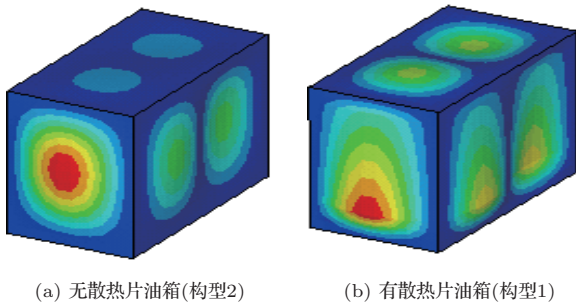


图7 模态分析的振型

Fig. 7 Mode shape of normal mode

以模态分析的振型结果作为声学边界条件进行声学仿真,得到如表3所示的散热片声源和声障效应指标的计算结果。

相关系数 coh 表征两个构型场点声压形状的相关性。表3中油箱有无考虑变压器油的 coh 均小于0.7(除第二阶),说明散热片对声场分布影响很大,散热片的声学效应(声源和声障)在声辐射是不可忽视的。能量指标 E_2 表征散热片的声源效应,表3中 E_2 的数值有很大部分接近1,尤其在高阶模态上,说明散热片在变压器表面结构中所占的声功率比值非常大,散热片声源效应明显。

表3 声源和声障效应指标的计算结果

Table 3 Criterion results of source effect and obstacle effect

阶次	空气		变压器油	
	coh	E_2	coh	E_2
1	0.159	0.564	0.315	0.881
2	0.801	0.942	0.815	0.114
3	0.272	0.998	0.227	0.859
4	0.142	1.000	0.321	0.222
5	0.301	0.996	0.480	0.442
6	0.398	0.984	0.659	0.223
7	0.204	0.998	0.255	0.995
8	0.136	0.998	0.200	1.000
9	0.147	0.612	0.142	1.000
10	0.167	1.000	0.050	1.000

2.4 频率响应分析中散热片对声场的贡献

油箱有无散热片两种构型在有/无填充变压器油两种情况进行频响分析。在节点1051(变压器前侧中间散热片与油箱连接的末端处)作用单位力1 N,方向沿结构表面法向远离油箱,频率范围是25~300 Hz。图8是在200 Hz频率下两种构型考虑变压器油的位移响应云图。

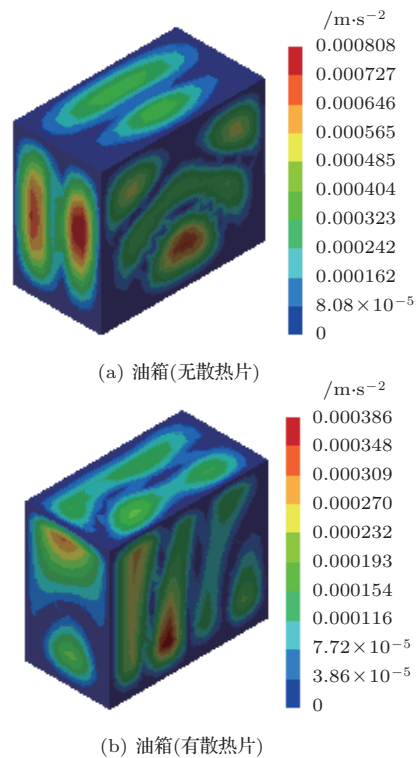


图8 频响位移云图

Fig. 8 Displacement contour of frequency response

从响应变形云图可以观察到,两种构型的变形方式会有所差异,有散热片油箱的相应峰值主要在油箱板块的中下方或上方,即散热片与油箱连接的末端处或没有散热片的位置,而且有散热片油箱的响应峰值小于无散热片的油箱。散热片不但改变油箱的振动方式,还能降低箱体的响应幅值。

以频响数据作为声学边界条件进行声学仿真,得到如表4所示的声源效应和声障效应的计算结果,表4中油箱有无考虑变压器油的相关系数coh均小于0.7(除不含变压器油的50 Hz),说明散热片的声学效应(声源和声障)在声辐射是不可忽视的。声源效应的能量指标 E_2 的数值大部分大于0.5(除50 Hz),说明散热片的声功率所占比例大,其声源效应明显。

表4 声源和声障效应的计算结果

Table 4 Criterion results of source effect and obstacle effect

频率/Hz	h/λ	空气		变压器油	
		coh	E_2	coh	E_2
50	0.034	0.878	0.277	0.109	0.126
100	0.068	0.489	0.856	0.031	0.999
150	0.101	0.026	0.734	0.031	0.858
200	0.135	0.025	0.530	9.8×10^{-5}	0.531
250	0.169	0.131	0.774	0.038	0.982
300	0.203	0.217	0.861	0.054	0.908

3 散热片位置和尺寸的优化

3.1 基于遗传算法的均方速度最小化

本文研究的散热片对变压器有不可忽略的声场效应,为此可通过对散热片优化来降低变压器的振动噪声。实验测量得到变压器表面结构的加速度值在100 Hz、200 Hz和315 Hz的幅值最大,为此将在100~300 Hz频段内对散热片进行优化。油箱下表面处理成固支边界条件,变压器油箱内部浸满变压器油,考虑变压器油流体与油箱结构的流固耦合作用。由于变压器内部结构振动机理复杂,从绝缘油与连接件传递的振动能量暂时无法考虑,为了更接近实际情况,本文将激励设在变压器油箱测试实验中振动最大点处,即油箱正面散热片下部连接处,也是绕组中心位置对应处,激励大小为1 N,计算频率范围为5~300 Hz。

散热片优化通过集成ANSYS与MATLAB,应用遗传算法进行优化设计。由于ANSYS自带的参数化设计编程语言很难将优化算法直接写入ANSYS^[21],因此可以利用ANSYS的二次开发接口,通过中间平台Matlab调用ANSYS,使其读取Matlab产生的种群数据进行有限元分析,再由Matlab读取ANSYS有限元分析后输出的表面法向振动速度值,并采用法向振速均方值在一定频率段下的平均值来进行个体筛选,形成新的种群,最后在Matlab中进行算法优化,以此获得最优解。

在优化中将变压器散热片的宽度、高度和厚度作为设计变量,并设散热片不会超出油箱壁,将变压器表面结构法向振速均方值在一定频段下的平均值为目标函数,优化方程可写成:

$$\begin{aligned} \min \langle \bar{v}_n^2 \rangle_e &= \frac{1}{\omega_2 - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_2} \langle \bar{v}_n^2 \rangle (\omega) d\omega, \\ \text{s.t. : } X &= (x_1, x_1, \dots, x_n) \\ x_i^l &\leq x_i \leq x_i^u, \quad i = 1, 2, \dots, n \\ h_1 &\leq h(x) \leq h_2, \end{aligned} \quad (6)$$

式(6)中: x_i^l 和 x_i^u 为所定义的设计变量的上下限, ω_2 和 ω_1 为所分析频率的上下限;约束条件 $h(x)$ 还包括变压器的散热量和结构重量等。

3.2 散热片宽度的优化分析

在散热片宽度优化分析中,散热片的高度 H 不变,为保持散热片结构的总面积不变(散热片的散热值保持不变),正背面与左右侧面散热片的总宽度需保持不变,即 $FF+FL = 0.39$ m,其中 FF 表示正背面散热片的宽度, FL 表示左右侧面的高度。将正背面散热片宽度 FF 参数定义为设计变量,在这种优化模式中满足 0.1 m \leq FF $<$ 0.39 m。为保证散热片总面积不变,则左右侧面散热片宽度为 $FL = 0.39$ m $-$ FF 。

优化后,正背面散热片宽度为 $FF = 0.2494$ m,左右侧面散热片宽度为 $FL = 0.1406$ m, $\min \langle \bar{v}_n^2 \rangle_e$ 为54.74 dB,这里振速均方值用公式(7)dB单位表示:

$$\langle \bar{v}_n^2 \rangle_e \text{ (dB)} = 20 \lg (a/a_0), \quad (7)$$

其中, a 为振速均方值的幅值,参考值 a_0 为 10^{-12} m^2/s^2 。

图9为结构在优化前后的表面结构振速均方值,很明显地抑制了响应的峰值,而且还降低了

100 Hz、200 Hz 和 300 Hz 附近的振速均方值。图 10 是优化散热片宽度的解和种群平均值的变化。

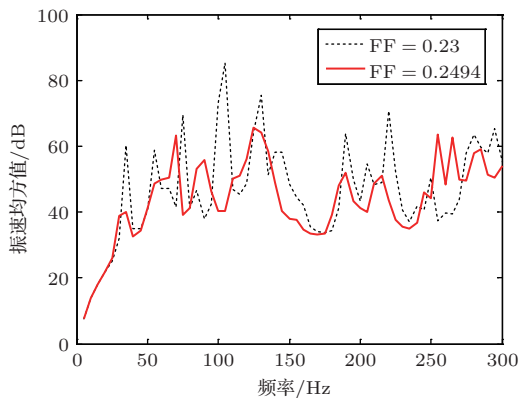


图 9 优化散热片宽度的振速均方值

Fig. 9 Mean square velocity of the optimized fin width

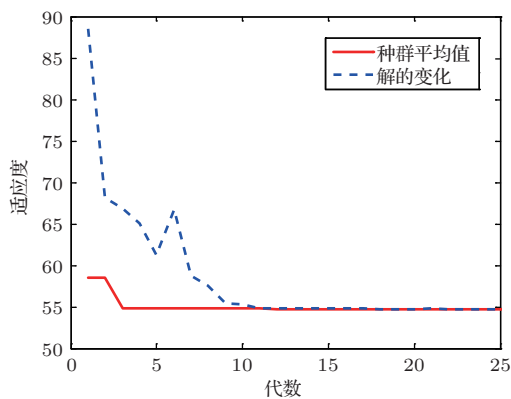


图 10 优化正背面散热片宽度的解和种群平均值的变化

Fig. 10 Best fitness and mean fitness of the optimized fin width

为验证优化方法对于降低辐射声功率的可行性,将优化散热片后的表面振动响应作为声学边界条件进行声学仿真,计算得到优化后的辐射声功率如图 11 所示,优化后的散热片明显降低声功率的峰值,达到降低声辐射的效果。表明结构表面法向均方速度最小为目标函数是可行的,优化后的散热片可以降低一定频率范围内的辐射声功率。

3.3 散热片高度对声辐射的影响

在散热片高度优化分析中,为保持散热片结构的总面积不变,改变高度,散热片的宽度也随之改变。将散热片高度 H 参数定义为设计变量,在这种优化模式中满足正背面和左右侧面散热片的高度相同, H 不会超出油箱并满足 $0.35 \text{ m} \leq H \leq 0.5 \text{ m}$ 。

优化后,散热片高度为 $H = 0.4979 \text{ m}$,为保持总面积不变,正背面和左右侧面散热片宽度优化后分别对应为 $FF = 0.23 \times 0.45/H = 0.2079 \text{ m}$, $FL = 0.16 \times 0.45/H = 0.1446 \text{ m}$, $\min\langle \bar{v}_n^2 \rangle_e$ 为 52.87 dB。图 12 为结构在优化前后的表面结构振速均方值,很明显地抑制了低频的前几个表面结构振速均方值的峰值,而且还降低了 100 Hz、200 Hz 和 300 Hz 频率附近的振速均方值。表明通过优化散热片的高度,能有效地降低变压器表面结构的均方速度。

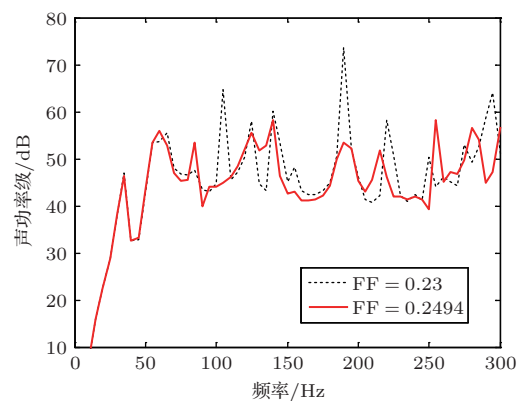


图 11 优化散热片宽度的声功率

Fig. 11 Sound power of the optimized fin width

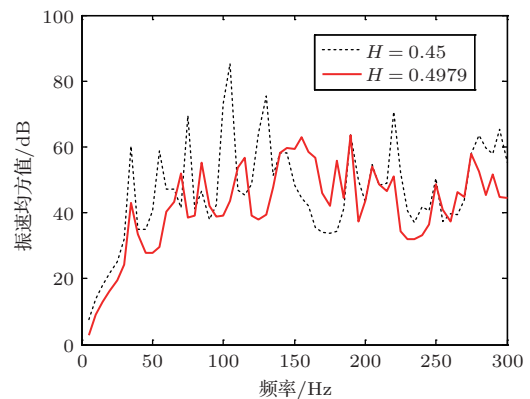


图 12 优化散热片高度的振速均方值

Fig. 12 Mean square velocity of the optimized fin height

3.4 散热片厚度对声辐射的影响

在声辐射优化分析中,假定散热片结构的总面积保持不变,将散热片厚度参数定义优化后,在这种优化模式中,只改变散热片的厚度 T ,并满足 $0.0009 \text{ m} \leq T \leq 0.0025 \text{ m}$,在采用 ANSYS 进行结构优化分析时,通过设置实常数改变散热片厚度。

优化后, 散热片厚度为 $T = 0.0023$ m, $\min\langle v_n^2 \rangle_e$ 为 56.88 dB。图 13 为结构在优化前后的表面结构振速均方值, 图中表明通过优化散热片的厚度, 也能有效地降低变压器表面结构的均方速度。

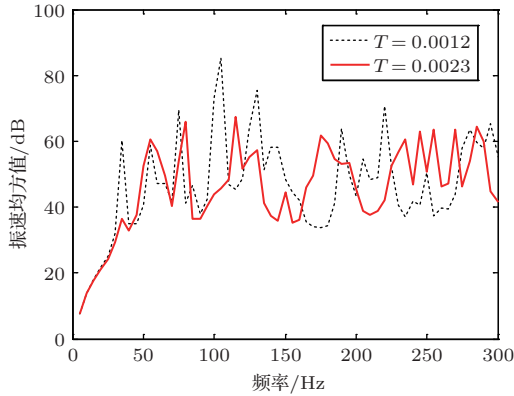


图 13 优化散热片厚度的振速均方值

Fig. 13 Mean square velocity of the optimized fin thickness

4 结论

通过仿真分析了散热片的振动效应、声源效应和声障效应, 并计算相关系数 coh 和能量 E 准则定量描述散热片的声障效应和声源效应, 在此基础上应用遗传算法通过优化散热片分布位置和尺寸来实现改变结构的表面振动并减少声辐射, 得到如下结论:

(1) 散热片作为结构构件的振动效应是必须要考虑的。散热片会增大结构固有频率和改变振型, 实验测量得到的加速度云图和频响分析的响应云图相似, 主要是连接散热片的板块发生了改变, 变形的峰值集中在油箱的中下方, 油箱中下方位置对应散热片与油箱连接的末端处。

(2) 相关系数 coh 基本小于 0.7, 表明散热片的声源声障效应在声辐射中是不可忽视的。表征声源效应的能量指标 E_2 在模态分析和频响分析中大于 0.5, 在模态分析中甚至接近于 1, 表明散热片的声源效应非常明显。

(3) 通过优化散热片的高度、宽度和厚度均可在一定程度上减小变压器油箱结构的均方振动加速度, 同时也达到了降低辐射声功率的作用, 优化散热片结构分析方法可为变压器降噪提供依据。

参 考 文 献

- [1] 林朝扶, 韩方源, 刘威. 城区变电站噪声治理措施的理论计算与分析[J]. 广西电力, 2017, 40(6): 34-37.
Lin Chaofu, Han Fangyuan, Liu Wei. Theoretical calculation and analysis of noise control measures for urban substation[J]. Guangxi Electric Power, 2017, 40(6): 34-37.
- [2] 潘军, 王玮, 徐斌山, 等. 110 kV 油浸式电力变压器噪声抑制措施研究[J]. 四川电力技术, 2017, 40(4): 53-58.
Pan Jun, Wang Wei, Xu Binshan, et al. Research on noise suppression measures of 110 kV oil-immersed power transformer[J]. Sichuan Electric Power Technology, 2017, 40(4): 53-58.
- [3] 马裕超, 莫娟, 徐铎, 等. 220 kV 油浸式变压器振动与噪声试验研究[J]. 变压器, 2017, 54(7): 49-55.
Ma Yuchao, Mo Juan, Xu Lai, et al. Research on vibration and noise tests of 220 kV oil-immersed transformer[J]. Transformer, 2017, 54(7): 49-55.
- [4] 聂京凯, 卢林, 李睿, 等. 电网变压器铁心磁致伸缩与油箱外特性关联分析[J]. 中国电力, 2017, 50(12): 118-124.
Nie Jingkai, Lu Lin, Li Rui, et al. Analysis on the relevance of core magnetostriction and oil tank external characteristics of power transformers[J]. Electric Power, 2017, 50(12): 118-124.
- [5] 韩芳旭, 李岩, 井永腾, 等. 超高压变压器铁芯硅钢片磁致伸缩力数值计算[J]. 高电压技术, 2017, 43(3): 980-986.
Han Fangxu, Li Yan, Jing Yongteng, et al. Numerical calculation of magnetostrictive force for EHV transformer core silicon steel[J]. High Voltage Engineering, 2017, 43(3): 980-986.
- [6] Weiser B, Pfitzner H, Anger J. Relevance of magnetostriction and forces for the generation of audible noise of transformer cores[J]. IEEE Transactions of Magnetics, 2000, 36(6): 3759-3777.
- [7] Moses A J, Anderson P I, Phophongviwat T, et al. Contribution of magnetostriction to transformer noise[C]. 2010 45th International. IEEE, 2010.
- [8] 鲁文波, 曲光磊. 油浸式自耦变压器振动噪声研究[J]. 振动与冲击, 2019, 38(15): 273-280.
Lu Wenbo, Qu Guanglei. Vibration and noise of oil-immersed auto-transformers[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(15): 273-280.
- [9] 赵璐. 配电变压器噪声抑制方法及试验的研究[D]. 天津: 天津大学, 2014.
- [10] 刘超群, 李宪斌, 陈花玲, 等. 基于 CAE 的变压器结构减振降噪技术研究[J]. 变压器, 2014, 51(4): 41-45.
Liu Chaoqun, Li Xianbin, Chen Hualing, et al. Research on vibration and noise reduction technology of transformer based on CAE[J]. Transformer, 2014, 51(4): 41-45.
- [11] 李猛, 谢庆峰, 龚宜祥, 等. 油浸式电力变压器降噪措施[J]. 机电工程技术, 2015(1): 112-115.
Li Meng, Xie Qingfeng, Gong Yixiang, et al. The noise reduction measure of oil-immersed power transformer[J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2015(1): 112-115.

- [12] 章彬, 周亚琪, 伍国兴, 等. 电力变压器低频噪声的模拟与等效 [J]. 武汉大学学报(工学版), 2014, 47(5): 642-647.
Zhang Bin, Zhou Yaqi, Wu Guoxing, et al. Low-frequency noise simulation and equivalence of power transformers[J]. Engineering Journal of Wuhan University, 2014, 47(5): 642-647.
- [13] 孙涛, 裴春明, 胡静竹, 等. 特高压变压器噪声源模型及仿真分析 [J]. 高电压技术, 2014, 40(9): 2750-2756.
Sun Tao, Pei Chunming, Hu Jingzhu, et al. Simulation and analysis of acoustic model of transformer in ultra-high voltage substation[J]. High Voltage Engineering, 2014, 40(9): 2750-2756.
- [14] Zawieska W M. Power transformer as a source of noise[J]. International Journal of Occupational Safety and Ergonomics, 2007, 13(4): 381-389.
- [15] Hu J, Liao Q, Yan Y, et al. Study on calculation method of transformer multi-point source model[J]. Journal of Computational Information Systems, 2015, 11(8): 2885-2893.
- [16] Le Moyne S, Tebec J L, Tawfiq I. Acoustical influence of stiffeners on acoustic radiation of plates[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2005, 19(1): 195-212.
- [17] Fahy F. Sound and structural vibration, radiation, transmission and response[M]. UK: Elsevier, 1985: 309.
- [18] Fu T, Chen Z, Yu H, et al. An analytical study of the vibroacoustic response of a ribbed plate[J]. Aerospace Science and Technology, 2018, 73: 96-104.
- [19] Laulagent B, Guyader J L. Sound radiation by finite cylindrical ring stiffened shells[J]. Journal of Sound and Vibration, 1990, 138(2): 173-191.
- [20] 张宏旺, 黄鑫, 赵军, 等. 矩形储液箱在流固耦合下的静强度及模态分析 [J]. 北京化工大学学报(自然科学版), 2012, 39(1): 93-97.
Zhang Hongwang, Huang Xin, Zhao Jun, et al. Static strength and modal analysis of a rectangular liquid container under fluid-structure coupling conditions[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science Edition), 2012, 39(1): 93-97.
- [21] 耿贺松, 陈博文, 李明伟, 等. 基于遗传算法与ANSYS的结构优化方法研究 [J]. 华北水利水电大学学报(自然科学版), 2019, 40(4): 26-31.
Geng Hesong, Chen Bowen, Li Mingwei, et al. Research on the structure optimization method based on genetic algorithm and ANSYS[J]. Journal of North China University of Water Resources and Electric Power (Natural Science Edition), 2019, 40(4): 26-31.