

洗碗机 SEA 噪声预测模型的探讨

刘海生, 李文婷, 李佳菊, 田碧玉, 王吉荣

(同济大学声学研究所, 上海 200092)

摘要: 洗碗机基本属于线性、保守和弱耦合的双壳型声振耦合系统。水流激励是使其产生噪声的主要激励源, 具有宽频不相干的特点。根据统计能量分析理论建立的洗碗机 250 Hz 和 500 Hz 倍频带声功率级(L_{wf})统计能量分析(Statistical Energy Analysis, SEA)噪声预测模型的精度分别为 4 dB 和 2 dB。根据该模型制定的洗碗机降噪措施取得明显成效: 250 Hz 和 500 Hz 倍频带声功率级分别降低 12 dB 和 13 dB, 总声功率级降低了 7 dB。

关键词: 洗碗机; 统计能量分析; 水流冲击; 声振耦合; 噪声预测模型

中图分类号: TB53

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2011)-06-0505-08

DOI 编码: 10.3969/j.issn1000-3630.2011.06.009

Research on dishwasher SEA noise prediction model

LIU Hai-sheng, LI Wen-ting, LI Jia-ju, TIAN Bi-yu, WANG Ji-rong

(Institute of Acoustics, Tongji University, Shanghai 200092, China)

Abstract: The dishwasher could be viewed as a linear, conservative and weak-coupled vibroacoustic system with double-shell. Water current impact is the main excitation with broadband and non-correlative feature to make noise of the dishwasher. The SEA noise band sound power level (L_{wf}) prediction model based on Statistical Energy Analysis method has high precision: the deviation of 250 Hz and 500 Hz octave is less than 4 dB and 2 dB respectively. The measure which has been put forward by the SEA model yields good result on dishwasher noise control: the L_{wf} of 250 Hz and 500 Hz octave could be reduced by 12 dB and 13 dB respectively, the total L_{wf} could be reduced by 7 dB.

Key words: dishwasher; statistical energy analysis; water current impact; vibroacoustic coupling; noise prediction model

0 引言

统计能量分析法(SEA)是解决高频广谱激励声振耦合问题的主要方法之一, 被广泛地应用于航空、航天、船舶^[1]、车辆^[2]和动力系统等各种领域的声振环境预测上。SEA 在家电领域的声振预测中很少使用, 其原因是像冰箱、洗衣机^[3]、空调^[4]等家电的主要振动激励来自于电机, 激励频率低, 频谱狭窄, 并叠加有离散频谱, 使用有限元法预测其声振耦合比较合适。然而洗碗机却是一个例外, 这是因为水流冲击金属薄壁(内胆)是使其产生振动和噪声辐射的主要激励源, 且是一种宽频、不相关激励。本文利用统计能量分析法建立洗碗机 SEA 噪声预测模型, 在中心频率 250 Hz 及以上的倍频带都能获得比较满意的预测结果, 将其用于噪声控制研究, 效果良好。

1 洗碗机结构及振动、噪声频谱特征

1.1 洗碗机的结构与原理

洗碗机是一种代替人工洗涤餐具的家用电器, 由内胆、门盖、框架以及上下(底)、左右和前后六个外面板等部分组成。不锈钢内胆和门盖组成封闭的内壳, 两者通过铰链连接在一起, 餐具就分层放在其内部空间里; 塑料上面板和其余五个铁皮外面板组成近乎封闭的外壳; 水箱、电机和水泵放在底面板和内胆之间的空腔内, 洗涤剂箱和水管等挂在内胆外一侧; 内壳和外壳通过框架组合在一起, 之间夹有空腔。洗碗机内部结构如图 1 所示, 构件尺寸和质量详见表 1。构件之间基本采用螺丝钉铆接节点。

洗碗机的洗涤原理是利用水泵将水流加压后通过循环管路系统送入内胆, 然后从内胆后部及下部喷头处射出, 喷向待清洗的餐具及内胆壁面, 最后落在内胆底部的排水口, 再次进入循环系统。下部喷嘴能够边喷射水流边旋转, 以便将水流均匀地喷射到餐具上。

收稿日期: 2010-12-20; 修回日期: 2011-03-23

基金项目: 国家自然科学基金项目(10774114)

作者简介: 刘海生(1968—), 男, 安徽蚌埠人, 副教授, 研究方向为噪声与振动控制, 建筑声学。

通讯作者: 刘海生, E-mail: 56614735@163.com



图1 洗碗机内部结构
Fig.1 Internal structure of dishwasher

表 1 洗碗机主要构件的尺寸及质量

构件	长(L)×宽(W)×高(H)×厚度(T)	面积 /m ²	质量 /kg
	/mm		
内胆	545(L)×495(W)×610(H)×0.5(T)	1.48	6.71
前盖	636(L)×587(W)×55(H)×0.6(T)	0.37	2.08
框架	1.2(T)	0.31	2.51
左侧板	806(L)×493(W)×0.8(T)	0.38	2.10
右侧板	806(L)×493(W)×0.8(T)	0.38	2.10
前面板	603(L)×595(W)×0.8(T)	0.34	1.97
后面板	702(L)×590(W)×0.6(T)	0.41	2.54
上面板	593(L)×560(W)×5.0(T)	0.33	2.97
底面板	586(L)×372(W)×0.6(T)	0.22	1.34

1.2 洗碗机振动和噪声的频谱特征

目前国产的洗碗机噪声声功率级在 55 dB(A)以上, 国外类似产品为 45 dB(A)左右。从洗碗机的工作原理可知其振动激励主要来源于水流冲激以及水泵的振动和电磁噪声。为了识别两种激励源产生的振动与噪声特征, 我们将水泵从洗碗机内分离出来, 通过对比分离前后洗涤工况的振动和噪声频谱, 就可以识别其特征。

以左侧板外噪声和振动频谱测量为例, 见图 2 和图 3。从图 2 可以看出, 在小于 300 Hz 的低频段范围内, 分离后的声压级(L_p)比分离前的有了明显的降低, 尤其是 250 Hz 上的主峰消失最明显。由此可以断定水泵对洗碗机工作噪声的实际贡献应该集中在 300 Hz 以下, 呈离散频谱特征。

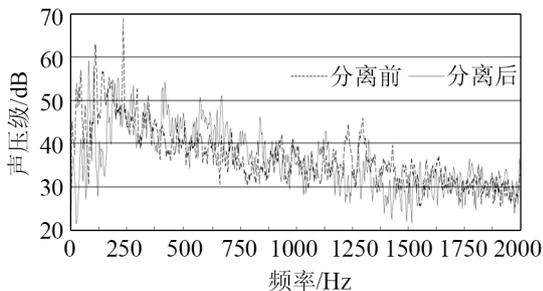


图2 洗碗机左侧水泵分离前后噪声声压级频谱对比
Fig.2 Comparison between noise L_p spectrums with and without bump on the left side of dishwasher

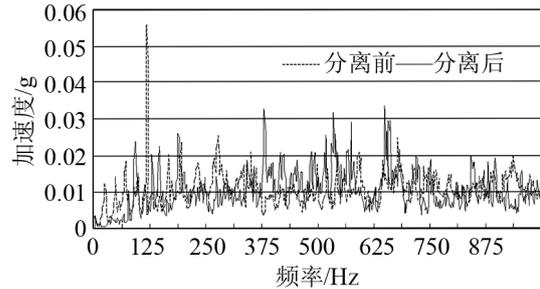


图3 洗碗机左侧面板水泵分离前后振动加速频谱对比
Fig.3 Comparison between vibration acceleration spectrums with and without bump on the left panel of dishwasher

从图 3 中可以看出, 分离后的振动加速度在小于 300 Hz 的频段范围内有明显降低, 尤其是 100 Hz 处的主峰消失最为明显。由此可以说明水泵对洗碗机的振动激励主要集中在 300 Hz 以下, 呈离散频谱特征。部分频带内的振动加速度不降反升是由于拆除水泵后, 系统的质量、刚度和水流分配发生变化造成的, 并引起了相应频带内噪声声压级的升高。

图 4 对洗碗机水泵分离前后以及水泵噪声 1/3 倍频带声功率级(L_{wf})进行对比, 从中可以看出分离前后洗碗机的噪声声功率级仅在 250 Hz 和 1250 Hz 处有分别有 10 dB 和 5 dB 左右的差别, 在其余频带两者基本接近。在 125~4000 Hz 的频带范围内水泵的噪声声功率比分离前洗碗机的小 10~20 dB, 据此可以断定水泵本身的噪声以及它们激励结构所辐射出来的噪声是次要的, 水流冲激内胆是洗碗机辐射噪声的主要激励源。

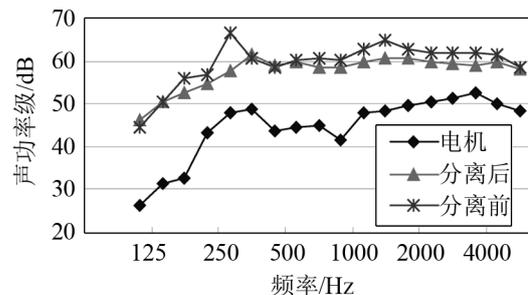


图4 洗碗机与水泵噪声 1/3 倍频带声功率级频谱对比曲线
Fig.4 Comparison of 1/3 octave L_{wf} spectrum between dishwasher noise and bump noise

根据上述分析结果, 本文主要研究水流激励结构所产生的噪声预测。水流可以被近似看作为大量无规入射质点, 冲击内胆表面所引起的振动和噪声的主要频率范围为 100~4000 Hz, 具有频谱宽、不相关的特点。这一频率范围内的噪声在声功率谱中占主要地位, 是噪声治理的重点。

水泵激励洗碗机的振动和噪声频谱主要集中在 300 Hz 以下的低频段, 且频率特征非常明显, 可以通过改善水泵的振动、噪声性能和悬挂方式来解

决相关的声振问题。

2 洗碗机 SEA 噪声预测模型的建立

SEA 理论适用对象的特征是^[5]:各子系统在研究频带范围内具有足够的模态数目(一般大于5个);能量在模态间平均分布;各子系统间的耦合是线性、保守和弱耦合的;系统所受激励是宽带、无关随机激励。对比上述条件,SEA 理论适用于建立洗碗机的噪声预测模型,分析如下:

第一,各结构子系统的模态数量在 250 Hz 和 500Hz 倍频程内分别大于 10 个和 20 个(详见表 2),已经能很好地满足统计能量分析法的要求。个别声子系统的模态数目较少,但它们所储存和消耗的能量占整个系统能量的比例很少,对模型的预测精度影响不大。

第二,子系统间的耦合损耗因子比其本身的内损耗因子小一个量级(具体量值见表 3 和表 4),耦合节点所消耗的能量可忽略不计,因而洗碗机可被看

表 2 洗碗机各子系统的模态密度 $n(f)$ 和数目 N
Table 2 Mode density and mode number of subsystems

子系统	$n(f)/N$	
	中心频率/Hz=250	500
内胆	0.192/34	0.158/56
前盖	0.130/23	0.100/35
内胆空腔	0.028/5	0.028/10
上面板	0.107/19	0.105/37
前面板	0.113/20	0.113/40
左侧板	0.147/26	0.150/53
框架	0.062/11	0.059/21
夹层空腔	0.017/3	0.017/6
前盖空腔	0.011/2	0.011/4
右侧板	0.147/26	0.150/53
底面板	0.119/21	0.121/43
后面板	0.164/29	0.164/58

表 3 各子系统的内损耗因子($\times 10^{-3}$)
Table 3 Inner loss factor of subsystems($\times 10^{-3}$)

子系统	内损耗因子	
	中心频率/Hz=250	500
内胆	8.5	5.4
前盖	13.5	8.6
内胆空腔	17.3	9.6
上面板	317.7	16.8
前面板	2.4	1.5
左侧板	2.4	1.4
框架	8.1	4.2
夹层空腔	16.8	10.5
前盖空腔	23.5	11.9
右侧板	2.4	1.4
底面板	2.7	1.6
后面板	2.5	1.4

表 4 子系统 1 与相邻子系统之间的耦合损耗因子($\times 10^{-4}$)
Table 4 Coupling loss factors of subsystem 1 with adjacent subsystems($\times 10^{-4}$)

频率/Hz	2	4	7	8	9	10
250	14.7	6.6	11	-	0.8	1.1
500	2.5	1.1	0.6	-	0.1	0.9

作是线性、保守和弱耦合系统。

第三,洗碗机的主要激励源水流冲激属于广谱不相关激励。

应用 SEA 法建模的步骤是:划分子系统、确定功率流传递路径、建立功率流平衡方程、测量和计算 SEA 参数、模型修正,各步骤分述如下。

2.1 子系统划分

根据结构和激励特征,本文认为洗碗机是典型的双壳型声振耦合系统^[6]:系统由内壳、外壳、框架等结构子系统以及内壳空腔、内外壳之间夹层空腔等声子系统组成,内壳是接受振动激励的子系统,框架和空腔是传递能量的主要路径,外壳是辐射噪声的主要子系统。根据具体情况内壳、外壳和空腔可被分成几个更小的子系统。SEA 理论划分子系统的原则是:子系统必须由一群动力学特征相同的相似模态组成,动力学特征包括阻尼、模态能量、内损耗因子和耦合损耗因子等,划分的结果要能清楚地表示能量的输入、储存、传递和输出特征。

本文根据上述划分原则,综合考虑洗碗机的结构和连接方式,将其划分为 12 个子系统,分别为:1.内胆、2.前盖、3.内胆空腔、4.框架、5.夹层空腔、6.前盖空腔、7.上面板、8.前面板、9.左侧板、10.右侧板、11.底面板和 12.后面板等 12 子系统,其中 3、5 和 6 是声子系统。由于水滴垂直于壁面的速度分量可以有效地激发起板中的弯曲波振型,并将能量赋存其间,因此各结构子系统主要考虑弯曲波振型。在所研究的倍频程范围内,这些子系统内的弯曲波振型基本上具有平均的阻尼、模态能量、内损耗因子和耦合损耗因子。

图 5 为左侧板弯曲模态群能量级自由衰减曲线,图中在 250 Hz、500 Hz、1000 Hz、2000 Hz 倍频带的能量级衰减曲线基本上是线性的,表明频带内各模态的内损耗因子基本相同。

2.2 确定功率流传递路径

洗碗机构件之间联系复杂,能量的交换途径也比较复杂,在子系统划分完毕后,必须对能量的传递路径进行梳理,从复杂的耦合关系中辨别出能量的主次传递路径。这一环节对建模和参数测量有着重要的指导作用:对于主要的传递路径,子系统间耦合损耗因子必须通过实验仔细测量,力求精确;

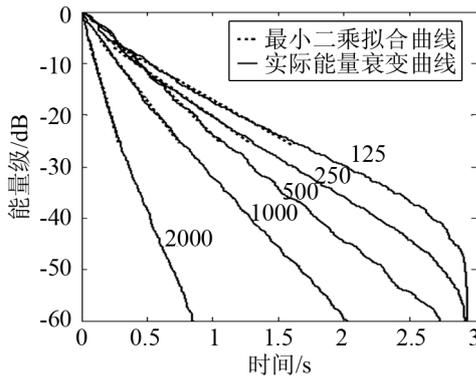


图5 左侧面板弯曲模态群能量级自由衰减曲线

Fig.5 Energy level decay curves of bending mode groups of left panel

对于次要传递路径上的子系统间耦合损耗因子,可根据经验进行赋值;对于能量流末端上次要子系统之间的传递路径,视预测的需要进行合并和取舍,这样才能减少耦合损耗因子测量的工作量,同时又保证模型的预测精度。

首先,根据洗碗机工作原理可以确认水流冲激的能量主要是通过激励内胆和前盖两个子系统进入系统内,这部分能量传递和辐射以共振传输为主,振动频率范围主要是100~4000Hz。

其次,对一模仿洗涤工况条件下的洗碗机子系统能量进行排队,以确定主要的能量传递路径。各子系统能量级测量结果见图6,图中显示:在所有的子系统中内胆能量最多,前盖次之,因为它们直接接受功率输入,与它们直接联系的框架、左、右、前、后等外面板也比其他的子系统能量级高,因此洗碗机能量传递路径中的主要路径有以下几条:

- (1) 内胆→前盖;
- (2) 内胆→左、右侧板和后面板;
- (3) 内胆→框架;
- (4) 前盖→前面板。

最后,根据洗碗机各子系统的连接关系和能量大小,得到如图7所示的净功率流传递路径。

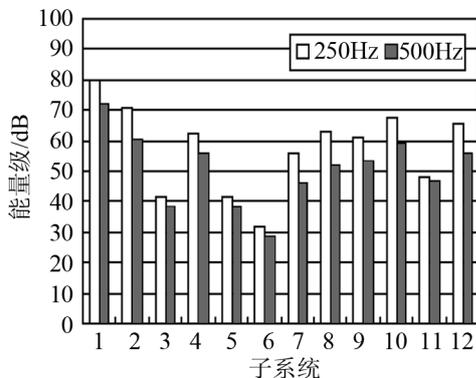


图6 各子系统250Hz和500Hz倍频程能量级比较

Fig.6 Comparison of 250 Hz and 500 Hz octave energy levels of subsystems

图7中实线代表了水流冲击壁面激发的振动能量在结构子系统之间的传递,以共振传递方式为

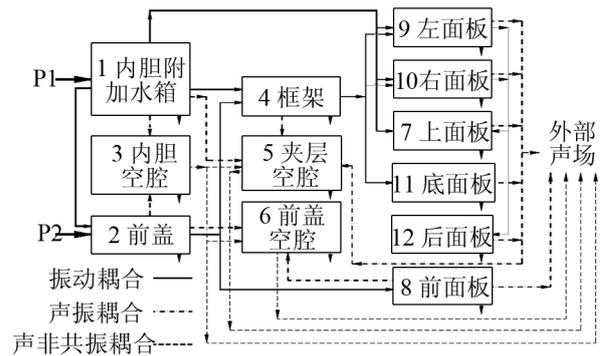


图7 净功率流传递路径

Fig.7 Path of pure power flow

主;点划线代表了声振系统之间的共振能量传递,由于洗碗机各个子系统的临界频率都在10kHz以上,因而结构的振动能量辐射都属于声慢系统;虚线代表了声场之间的非共振能量传递路径^[7]。此处的非共振传输是指低于临界频率的声场激励结构所产生的声辐射,以及声子系统的能量通过面板之间的缝隙、孔洞传递到外声场。

2.3 建立功率流平衡方程及噪声预测模型

2.3.1 功率流平衡方程

根据经典SEA理论,当系统进行稳态强迫振动时,子系统*i*的输入功率除消耗在该子系统阻尼上之外,应全部传输到相邻的子系统上去。据此可建立各子系统的功率流平衡矩阵方程:

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} & 0 & a_{17} & 0 & a_{19} & a_{1,10} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & 0 & a_{26} & 0 & a_{28} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & 0 & a_{35} & a_{36} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{41} & a_{42} & 0 & a_{44} & a_{45} & 0 & 0 & 0 & a_{49} & a_{4,10} & a_{4,11} & 0 \\ a_{51} & 0 & a_{53} & a_{54} & a_{55} & 0 & a_{57} & 0 & a_{59} & a_{5,10} & a_{5,11} & a_{5,12} \\ 0 & a_{62} & a_{63} & 0 & 0 & a_{66} & 0 & a_{68} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{71} & 0 & 0 & 0 & a_{75} & 0 & a_{77} & 0 & a_{79} & a_{7,10} & 0 & 0 \\ 0 & a_{82} & 0 & 0 & 0 & a_{86} & 0 & a_{88} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{91} & 0 & 0 & a_{94} & a_{95} & 0 & a_{97} & 0 & a_{99} & 0 & 0 & a_{9,12} \\ a_{10,1} & 0 & 0 & a_{10,4} & a_{10,5} & 0 & a_{10,7} & 0 & 0 & a_{10,10} & 0 & a_{10,12} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{11,4} & a_{11,5} & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{11,11} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{12,5} & 0 & 0 & a_{12,9} & a_{12,10} & 0 & a_{12,12} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \\ E_4 \\ E_5 \\ E_6 \\ E_7 \\ E_8 \\ E_9 \\ E_{10} \\ E_{11} \\ E_{12} \end{Bmatrix} = \frac{1}{\omega} \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

式(2)中: P_1, P_2 分别为内胆和前盖的输入功率; E_1, E_2, \dots, E_{12} 依次为12个子系统的能量;系数矩阵 a_{ij} 代表了子系统的耦合损耗因子和内损耗因子; ω 是频带中心频率。

2.3.2 噪声功率预测模型

洗碗机外声场的能量由两部分组成,一部分是6个外面板的振动辐射声能,另一部分是声子系统通过非共振方式传递到外声场的声能,板的振动辐射功率 P_{al} 为^[8]

$$P_{a1} = \sum_{i=1}^6 \sigma_i \rho_a C_a A_i \langle v_i^2 \rangle \quad (3)$$

式(3)中 σ_i 为板的辐射比, 计算公式见(11)和(12); ρ_a 为声场的密度; C_a 为声速; A_i 为板的面积; $\langle v_i^2 \rangle$ 为板对空间平均的均方速度。

假定声子系统内的声场为扩散声场, 以非共振方式传输到外声场的功率 P_{a2} 为

$$P_{a2} = \sum \frac{E_i C_a}{4V_i} S_i \tau_i, \quad i=3,5,6 \quad (4)$$

洗碗机外总声功率级 L_W 为

$$L_W = 10 \log \frac{P_{a1} + P_{a2}}{P_r} \quad (5)$$

公式(4)、(5)中, E_i 为声子系统的能量; V_i 为声子系统的体积; S_i 为透声面积; τ_i 为传递系数; P_r 为参考声功率(10^{-12} W)。

2.4 确定 SEA 噪声预测模型中的参数

预测模型中的 SEA 参数包括: 模态密度、内损耗因子、耦合损耗因子、系统能量和输入功率, 其测量方法和结果分述如下。

2.4.1 模态密度

模态密度即单位频率带宽的模态数目, 是描述振动系统储存能量能力大小的一个物理量, 获得方法通常有三种: 计数法、导纳法和计算法。本文对所有子系统采用计数法测量模态密度, 振动和声激励信号都采用 20~2000 Hz 扫频信号。对框架、面板等简单结构子系统采用 5~10 点平均值, 对内胆和前盖等复杂结构子系统采用 20~30 点平均值。对于无法拆分的连接系统(如内胆和前盖), 假定连接是弱耦合, 采用受挡方法解耦, 减少相互影响; 各子系统的模态密度和数目测量结果见表 2。

2.4.2 内损耗因子的测量

内损耗因子是指子系统在单位频率内单位时间损耗能量与平均存储能量之比, 被用来表征子系统的阻尼特性。频带平均内损耗因子的测量方法通常有两种: 稳态能量流法和混响衰减法, 本文采用混响衰减法^[9]: 首先提取系统能量脉冲响应曲线的衰变速率, 计算混响时间, 然后利用公式(6)计算内损耗因子 η :

$$\eta = \frac{2.2}{fTR} \quad (6)$$

式(6)中的 f 为频带中心频率, TR 为混响时间。钢质子系统采用非接触式电磁激振源, 信号为 20~2000 Hz 对数扫频信号, 相关后得到系统的速度脉冲响应, 再平方得到能量脉冲响应; 复合板采用力锤敲击, 直接得到系统的速度脉冲响应。测试结果根据

系统的复杂程度采用 5~20 个测点的平均值。各子系统的内损耗因子测量结果见表 3。

2.4.3 耦合损耗因子的测量

耦合损耗因子是指子系统 i 每振动一次传到相邻子系统 j 的功率与总能量的比值, 是子系统间耦合作用大小的一种度量。在本文中结构子系统之间的耦合损耗因子通过实验测量获得, 结构与声子系统之间的耦合损耗因子用理论公式计算获得。

结构子系统之间的耦合损耗因子实验测量方法是: 分别激振两个相互耦合的子系统 i, j , 通过测量子系统的均方速度值, 由公式(15)计算出能量 E_i 、 E_i' 、 E_j 、 E_j' , 然后将其带入如下公式计算耦合损耗因子:

$$\eta_{i,j} = \frac{\eta_j E_j E_j' + \eta_i E_i E_i'}{E_i E_j' - E_j E_i'} \quad (7)$$

$$\eta_{j,i} = \frac{\eta_j E_j E_i' + \eta_i E_i E_j'}{E_i E_j' - E_j E_i'} \quad (8)$$

声子系统 a 与结构子系统 S 的耦合损耗因子 η_{sa} 计算如下^[8]:

$$\eta_{sa} = \frac{\rho_a C_a}{\omega \rho_s} \sigma_{sa} \quad (9)$$

再由互易原理可得声场 a 到结构 S 的耦合损耗因子 η_{as} 为

$$\eta_{as} = \frac{N_s}{N_a} \eta_{sa} \quad (10)$$

公式(9)和(10)中 ρ_s 为结构 S 的面密度, σ_{sa} 为结构 S 到声场 a 的辐射比。 N_s 和 N_a 分别是结构 S 和声场 a 频带内模态数目, 其余符号意义同上。

辐射比的计算公式与临界频率有很大的关系。洗碗机各结构子系统的临界频率均在 10kHz 以上, 因而在本文研究的 250~500 Hz 中心频率倍频程范围内, 面板等有限平板 S 的辐射比 η_{sa} 为^[8]

$$\sigma_{sa} = \left[\frac{\lambda_c P_r}{\pi A_p} \frac{2}{\pi} \arcsin \left(\frac{f}{f_c} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \beta \quad (11)$$

式(11)中: f_c 为临界频率; λ_c 为对应的波长; P_r 为辐射板的周边长度; A_p 为有限板结构的面积; β 为平板边界条件确定的系数。对简支、固支和一般边界的边界条件分别取 1、2 和 $\sqrt{2}$ 。

内胆类似于圆柱壳结构, 辐射比 η_{sa} 为^[8]

$$\sigma_{sa} = \frac{\sqrt{3}}{2\alpha} \left(\frac{f}{f_r} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{f_r}{f_c} \quad (12)$$

式(12)中 $\alpha = 2.5 \sqrt{\frac{f}{f_r}}$, f_r 为圆柱的环频率。

声子系统 i, j 之间的非共振传输耦合损耗因子

η_{ij} ^[8]为

$$\eta_{ij} = \frac{C_a A}{4\omega V_i} \tau_{ij} \quad (13)$$

式(13)中: A 为声子系统之间共有壁面面积; τ_{ij} 是声子系统 i, j 之间透过共有壁面的非共振能量传递系数, 由公式计算:

$$\tau_{ij} = \left(\frac{2\rho_a C_a}{\omega\rho_s} \right)^2 \quad (14)$$

式(14)中 ρ_s 为声子系统之间共有壁面的面密度, 其余符号意义同前。

经过测量和计算, 子系统内胆与相邻子系统之间的耦合损耗因子见表 4, 篇幅所限, 其余皆略。

2.4.4 子系统振动能量的测量

准确测量子系统振动能量对于测量耦合损耗因子以及系统输入功率是非常重要的。对于结构子系统能量 E_s 为

$$E_s = M \langle v_i^2 \rangle \quad (15)$$

声子系统能量 E_a 计算公式为

$$E_a = \frac{P_e^2}{\rho_a C_a^2} V_a \quad (16)$$

公式(15)和(16)中, E_s 和 E_a 分别为结构的振动能量和声场的声能, M 为结构的质量, P_e 是有效声压, V_a 是声场的体积。

测量的关键在于合理选取测点的位置和数量, 使测量结果可以精确地反映出子系统的能量大小。对于高频段由于系统内的模态较多, 经过充分的平均, 能量在空间上分布得比较均匀, 那么测点的位置和数量对测试结果影响不明显。但对于低频段, 模态数目相对较少, 振动波长长, 波峰与波节的位置比较离散, 所以用少量测点的均方速度表征一个子系统整体的振动能量, 会产生比较大的误差。测试表明, 在 250Hz 及以上倍频带, 对于形状简单的面板等子系统使用 5 个均布测点的平均值即可, 对于内胆和前盖等形状复杂的子系统, 须用 20~30 个均布测点的平均值。

2.4.5 子系统输入功率的测量

内胆和前盖是接受输入功率的两个子系统, 对于单点稳态输入, 输入功率 P_{in} 为:

$$P_{in} = \frac{1}{2} |V|^2 \omega_a \eta M \quad (17)$$

式(17)中, $|V|$ 是振动速度的幅值。对于水流激励, 输入功率 P_{in} 为:

$$P_{in} = \eta \omega E_s \quad (18)$$

2.5 噪声预测模型的修正

模型修正是通过对比实测和预测结果进行的, 目的是检验子系统划分、功率流传递路径和参数测量是否正确, 分析模型的预测精度和误差形成的原因, 并给予合适的调整。

模型验证是在两种工况下进行的, 第一种工况是用接触式激振器激振内胆右侧壁底部, 激励信号为 20~2000Hz 的粉红噪声, 给系统输入一个稳定的功率, 前盖的外界输入功率 $P_2=0$ 。第二种工况是水流激励内胆和前盖, 模拟真实洗涤。

图 8、9 是 250Hz 和 500Hz 倍频带各子系统在第一种工况下的能量级实测值与预测值的比较。从图中可见, 250Hz 倍频带实测和预测之间最大误差小于 4dB, 500Hz 倍频带误差小于 2dB。

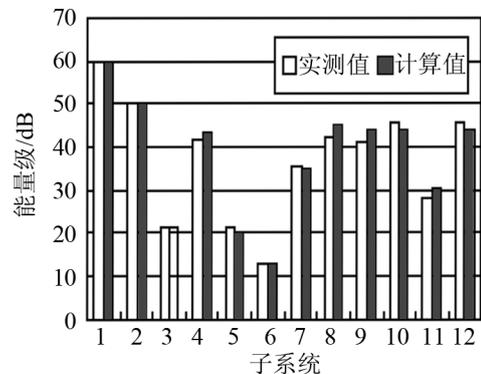


图 8 各子系统 250Hz 倍频带能量级实测值与预测值的比较
Fig.8 Comparison of 250Hz octave energy level between measurement and prediction of subsystems

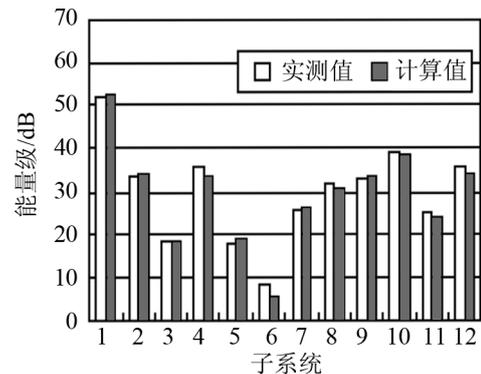


图 9 各子系统 500Hz 倍频带能量级实测值与预测值的比较
Fig.9 Comparison of 500Hz octave energy level between measurement and prediction of subsystems

表 5 是第二种工况条件下, 洗碗机噪声声功率级预测和实测结果对比, 洗碗机噪声声功率级利用混响室法测得。激励条件分三种: (1) 后部和下部喷头同时工作; (2) 仅后部喷头工作; (3) 仅下部喷头工作。从表 5 中可看出, SEA 模型预测声功率级值与实测值之间的误差 250 Hz 倍频带为 2~4 dB, 500Hz 倍频带为 1~2 dB, 基本能准确地预测洗碗机

在近似实际工况下的噪声声功率级。频率越高预测精度越好,这一结果与统计能量分析理论的适用范围是相符的。

表5 洗碗机噪声倍频带声功率级实测值与预测值的对比

Table 5 Comparison of noise octave L_{wf} between Measurement and prediction of dishwasher

频率/Hz	声功率级/dB					
	激励1		激励2		激励3	
	实测	计算	实测	计算	实测	计算
250	71	67	65	60	69	66
500	68	69	64	61	66	64

分析图8、9和表5可以发现,在250 Hz倍频带内洗碗机 SEA 模型中部分子系统能量和声功率的预测值和实测值之间有一定的差距,特别是左、前、底、后等面板,相对误差为30%~80%,主要原因分析如下:

(1) 参数测量:洗碗机实际的构造比较复杂,许多构件连接在一起,无法分开,相互制约,使子系统 SEA 参数随空间的变化较大,很难测准,导致如底板等部分子系统的预测误差较大。改进方法是利用多次测试结果修正相关子系统的损耗因子。

(2) 模态数目:夹层空腔和前盖空腔的模态数目在250Hz倍频程偏少也对预测精度产生影响,这两个子系统本身占有的能量少,所引起的误差主要在于与声子系统相关的能量传递。改进的方法是利用多次测试结果修正相关的耦合损耗因子。

(3) SEA 理论假定:传统的 SEA 理论认为间接联系的子系统之间没有功率交换。但有研究表明^[10]:在强耦合条件下,或者处于一个振动波长之内,间接联系的子系统之间的功率交换是不能忽视的。对于洗碗机而言,其构件尺度相对于250Hz波长是比较小的,可能存在着不能忽视的间接功率交换。这方面的理论研究有待深入。

3 噪声预测模型的实际应用

利用噪声预测模型,可以比较精确地了解哪些子系统是储存能量的主要系统?哪些能量传递路径是最关键的?哪些子系统是辐射噪声的主要系统?采取什么措施分别从源头、路径和汇尾控制噪声?了解了这些问题,就可以合理制定降噪目标,调整降噪措施,直到找出比较满意的方案为止。通过计算分析,本文从以下几方面采取措施,降低洗碗机的噪声辐射:

(1) 从减少内胆和前盖的输入功率着手,直接从源头上减少洗碗机各子系统的振动能量,可行的

措施有:①粘贴阻尼层,增加能量损耗;②改变材质,比如把不锈钢板换成PVC等内损耗因子较大的材料;③增加厚度,以达到减少模态密度的目的。图10是模拟在内胆上贴阻尼片,成倍增大内损耗因子后,由SEA模型计算得到的输出声功率级。从图中可以看出内胆的内损耗因子在250Hz和500Hz倍频程每增大一倍,输出的声功率级就可以分别减小0.6~1 dB和0.3~0.6 dB。

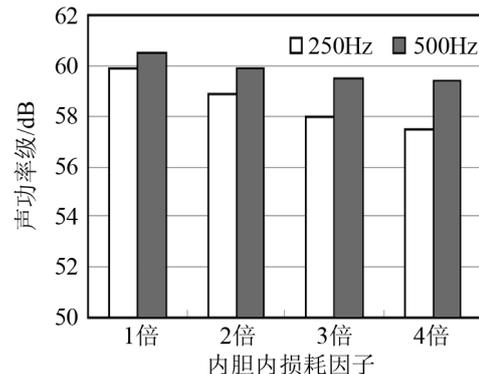


图10 增加内胆阻尼的作用
Fig.10 Effect of increasing damping of dishwasher inner shell

(2) 从辐射噪声的主要子系统入手,控制其振动能量,可直接控制噪声的输出。图11是由SEA模型计算出的表5激励1条件下,洗碗机5块外面板的辐射声功率级预测值,从图11可以看出,辐射噪声最严重的是前面板,其次是左右面板和后面板,最弱的是上面板。可以在前、左右面板上粘贴阻尼,增加振动能量的消耗。

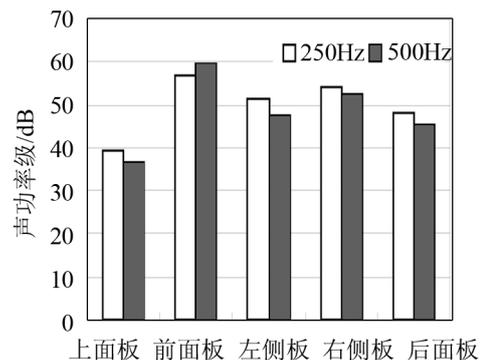


图11 洗碗机外面板辐射噪声倍频带声功率级预测
Fig.11 Radiated noise octave L_{wf} prediction of dishwasher panels

(3) 从能量的传递路径入手,设法阻止能量的转移,增加能量的消耗。可行的措施有:在面板背后的夹层空腔内放入吸声材料、粘贴阻尼材料、改变铆接节点为弹性节点、增强外壳的密封性能,提高隔声量等。

综合使用上述降噪措施,洗碗机的噪声得到较好的控制,表6是洗碗机整机改进前后的噪声声

功率级预测值和实测值比较, 250 Hz 和 500 Hz 倍频带分别降低 12 dB 和 13 dB, 总声功率级降低了 7 dB。上述措施再结合质量块、子系统刚度调整, 以及提高水泵振动、噪声质量和改善悬挂方式等措施, 将会取得更好的降噪效果。

表 6 洗碗机改进前后噪声声功率级对比

Table 6 Comparison of noise L_w between improved and original dishwashers

频率/Hz	声功率级/dB		
	改进前实测	改进后实测	改进后预测
250	73.7	62.2	58.0
500	71.0	58.1	56.0
总声功率	75.4	68.3	—

4 结 论

根据上述研究, 本文得到以下结论:

(1) 洗碗机基本属于线性、保守和弱耦合系统的双壳型声振耦合体系;

(2) 水流激励是导致洗碗机产生噪声的主要激励源, 具有宽频不相关的特点; 水流激励所产生的振动和噪声频谱范围是 100~4000 Hz。

(3) 统计能量分析理论适用于建立洗碗机噪声预测模型, 250 Hz 和 500 Hz 倍频带声功率级预测误差分别为 4 dB 和 2 dB, 能够满足降噪研发工作的要求。

(4) 根据 SEA 噪声预测模型本文对洗碗机提出了合理的降噪目标和措施, 取得明显成效: 250 Hz 和 500 Hz 倍频带声功率级分别降低 12 dB 和 13 dB, 总声功率级降低了 7 dB。

参 考 文 献

- [1] 伍先俊, 朱石坚. 统计能量法及其在船舶声振预测中的应用综述[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2004, 28(2): 212-215.
WU Xianjun, ZHU Shijian. Review on statistical energy analysis method and its application to ship vibro-acoustic problem prediction[J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science and Engineering), 2004, 28(2): 212-215.
- [2] RADCLIFFE J, RADCLIFFE C J, HUANG X L, et al. Putting statistics into the statistical energy analysis of automotive vehicles[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1997, 119(4): 629-634.
- [3] 左言言, 申秀敏, 刘海波. 滚筒洗衣机机箱动态特性分析[J]. 噪声与振动控制, 2007, 27(3): 55-58.
ZUO Yanyan, SHEN Xiumin, LIU Haibo. Dynamic characteristic analysis of rolling machine cabinet[J]. Sound and Vibration, 2007, 27(3): 55-58.
- [4] 汪文颖, 徐苏阳. 空调器机壳的实验分析和有限元计算[J]. 天津轻工业学院学报, 2003, 18(3): 49-52.
WANG Wenyong, XU Suyang. The finite analysis and the experiment of shell of the air-conditioner[J]. Journal of Tianjing University of Light Industry, 18(3): 49-52.
- [5] Courtney B. Burroughs Raymond W. Fischer Fred R. Kern An introduction to statistical energy analysis[J]. J. Acous. Soc. Am. 1997, 101(4): 1779-1788.
- [6] 刘海生, 杨春庄, 陈士杰. 统计能量分析方法声振预测应用研究[J]. 声学技术, 2010, 29(2): 192-197.
LIU Haisheng, YANG Chunzhuang, CHEN Shijie. Vibroacoustics application of statistical energy analysis method[J]. Technical Acoustics, 2010, 29(2): 192-197.
- [7] 王其政, 宋文滨, 刘斌. 统计能量分析中几种非共振传输与声场间传输系数研究[J]. 强度与环境, 1999(1): 24-29.
WANG Qizheng, Song Wenbin, Liu Bin. Some non-resonant transmission in statistical energy analysis and investigation of transmission coefficient between sound fields[J]. Structure and Environment Engineering, 1999(1): 24-29.
- [8] 姚德源, 王其政. 统计能量分析原理及其应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1997.
YAO Deyuan, WANG Qizheng. Principle and application of statistical energy analysis[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 1997.
- [9] 程广利, 关成彬, 胡生亮. 基于 Hilbert 变换的结构内损耗因子测试研究[J]. 噪声与振动控制, 2006, 26(4): 105-107.
CHENG Guangli, GUAN Chengbin, HU Shengliang. Study on the measurement of structure's internal loss factor based on Hilbert Transform[J]. Sound and Vibration, 2006, 26(4): 105-107.
- [10] 孙进才, 王冲, 孙朝晖. 间接耦合机械结构之间的耦合损耗因子[J]. 声学学报, 1995, 20(1): 33-41.
SUN Jincai, WANG Chong, SUN Chaohui. Coupling loss factors between indirectly coupled machinery structures[J]. Acta Acustica, 1995, 20(1): 33-34.