

扬声器力学分布式参数

第二部分:诊断篇

WOLFGANG KLIPPEL

AES Member

University of Technology Dresden, Dresden, Germany

JOACHIM SCHLECHTER

Klippel GmbH, Dresden, Germany

译者:王刚平

Distributed mechanical parameters describe the vibration and geometry of the sound-radiating surface of loudspeaker drive units. These data are the basis for predicting the sound pressure output and a decomposition of the total vibration into modal and sound pressure-related components. This analysis separates acoustical from mechanical problems, shows the relationship to the geometry and material properties, and gives indications for practical improvement. A new kind of loudspeaker diagnostic becomes possible, and a step-by-step methodology is developed. Common problems are discussed in relation to design choices.

力学分布式参数描述了扬声器单元的振动与声辐射面之间的关系。这些参数是预测声压输出和把总的振动分解成不同模态或是与声压有关的分量的基础。这种分析把声学与力学问题分离开来,表明了其与几何特性、材料属性之间的关系,并给出了实际改善的方向。我们将一步步地利用这种新的扬声器诊断方法来对设计优化中的常见问题进行讨论。

[Keywords 关键词]: loudspeaker 扬声器 distributed parameters 分布式参数 decomposition 分解 diagnostics 诊断 acoustical radiation 声辐射 vibration 振动 accumulated acceleration level(AAL)累积加速度级 finite element analysis 有限元分析

0 引言

扬声器单元的力学振动可以用分布式参数来描述,这组参数包含了一组线性的传递函数和辐射体(如:锥体、半球形膜片、振动盆、活塞或平板等)的几何特性,相关定义在《扬声器力学分布式参数 第一部分:测量篇》[1]一文中给出。输入电压 $U(j\omega)$ 与辐射面的位移

$X(j\omega, r_c)$ 之间的传递函数 $H_x(j\omega, r_c)$ ，可以利用激光扫描技术来测量得到，或是输入材料的属性（杨氏模量 E 和损耗系数 η ）参数，通过有限元分析（FEA）来预测得到，如图1所示。

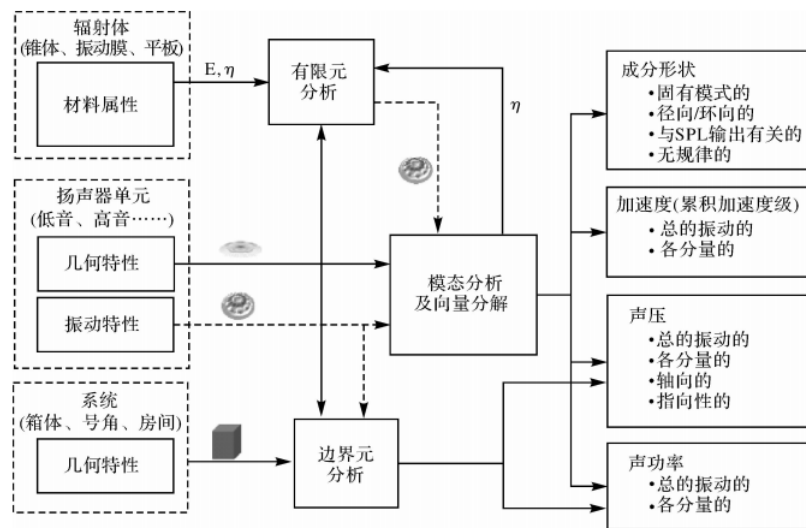


图1 扬声器设计中振动及辐射分析总览

声场中的任意点的声压可以输入分布式参数、声学元件（如：号角、箱体、房间）的形状及属性等利用边界元法分析（BEA）来预测[2]–[5]。因此，分布式参数是对描述磁路及悬挂系统的非线性和热学特性的集总参数的有益补充，在对扬声器系统设计中，它们将作为一套全面的数据输入到每一个扬声器单元中。

本文主要是着眼于对分布式参数的实际解读，说明其在识别与力学和声辐射有关的共通性问题上诊断的价值。这种分析方法是以二级特性（即，从主要的的数据[1]中导出的特性）为基础的，使得辐射体的几何特性及材料属性与声压输出之间的关系更为明晰。

可以采用简单的单极子近似依据 Rayleigh 方程[1, 式(6)]来预测辐射的声压级（SPL）响应。另外，我们在文章[1, 式(8)]中已有定义累积加速度级（AAL）的概念，它把机械振动总和成一个与声压输出相当的量。声功率也是一个综合度量，它把方向性响应图形总和成一个单值特性。

模态分析描述的是一个总的振动，它是由若干个小的独立的模态线性叠加而成。每一个模态可以单独分离出来研究其振动图形的形状、固有频率、以及模态损耗因数。如果辐射体是轴对称形状，那么，我们就可以把周向模态和径向模态分离开来。

新的与声压相关的分解方式指出了每一个面元对于声场中的接收点 r_o 的总声压的贡献方式。同相振动分量（对于声场中点 r_o 的声压有着积极的贡献）可以和反相振动分量（对于声场中点 r_o 的声压起着消极的贡献）分离开来进行分析。剩下的正交分量对于点 r_o 的声压不会有任何贡献（比如摇摆模态产生的声抵消），这一信息是很有价值的。

我们将利用如下几款扬声器单元来说明分布式参数诊断的价值：

- 低音单元 A: 采用传统纸锥体的 110mm 单元
- 低音单元 B: 采用金属镁制锥体的 110mm 单元
- 低音单元 C: 采用 120mm 的平板作为辐射体的单元
- 采用 60mm 球顶铝膜的号角压缩式驱动器

1 振动及辐射问题的诊断

实际上我们研究的是单元工作在一个无限大障板上，向着半开空间辐射的情形。箱体、号角或其它声系统等耦合到单元上的影响，在此将被忽略。这种情形下，我们对远场声辐射的诊断可以用 Rayleigh 方程[1, 式(6)]来近似，它的优点是有着最小的计算量。

1.1 平滑的声压级响应曲线

声压响应上的明显的峰和谷会恶化音质，并且这种音染色很容易被主观感知。分析的第一步就是，计算在轴线和若干偏轴线上某点的声压级响应曲线。这些响应曲线可以表示为直达声在听音区域的变化情况。我们要研究的是其响应的平坦度和平滑性，并确定出临界频率值。

图 2 给出的是采用传统纸锥体的低音单元 A 的 SPL 响应曲线，它显得相对平坦和平滑。在轴线上 1KHz 所对应的 SPL 值，几乎一直保持到 4KHz，此时在 $\pm 30^\circ$ 偏轴上下降了 3dB。图 3 显示的是低音单元 B 的轴线上的 SPL 响应曲线（粗实线所示），它几乎一直平到 6KHz，低音单元 B 采用的是金属镁制锥体。然而在 $\pm 30^\circ$ 偏轴上的 SPL 响应在 2KHz 时就开始下降了。在 8KHz 以上的明显的峰，不影响作为低音单元的使用。图 4 给出的是低音单元 C 的 SPL 响应曲线，此单元采用的是一个平板作为辐射体。在 800Hz 处有个 6dB 的峰，随后在 1.1KHz 时出现了一个很大的谷，这在轴线上或是偏轴响应上都能观察到，这在某些情况下的使用是不可接受的。

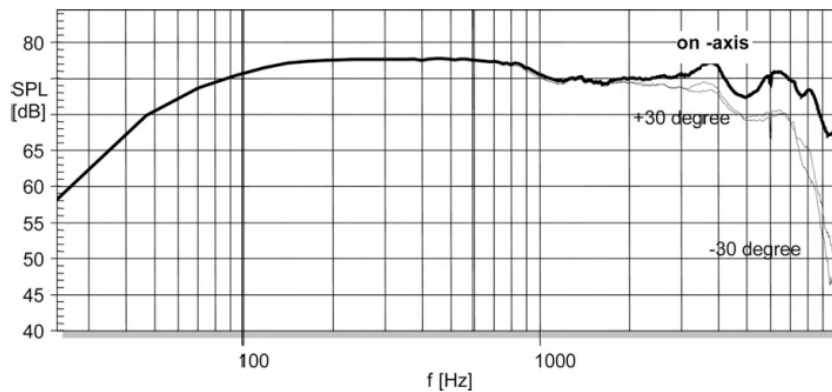


图 2: 分别预测单元 A 在轴线上和偏轴 $\pm 30^\circ$ 上的 SPL 响应

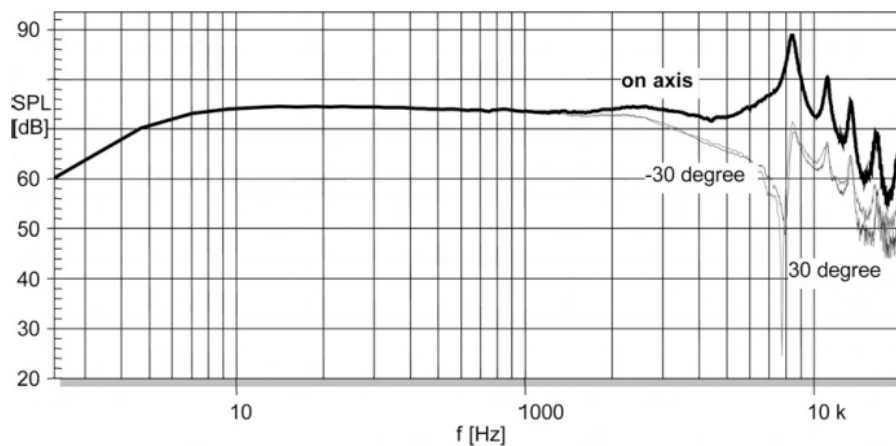


图 3: 分别预测单元 B 在轴线上和偏轴 $\pm 30^\circ$ 上的 SPL 响应

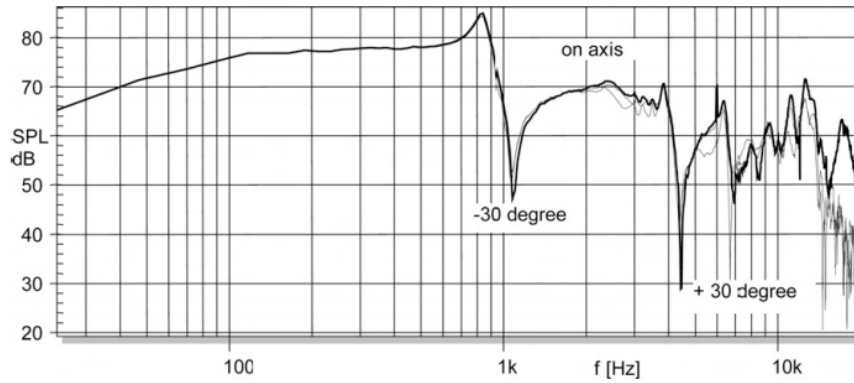


图 4: 分别预测单元 C 在轴线上和偏轴±30° 上的 SPL 响应

1.2 期望的指向性

研究在临界频率点（多个峰和谷开始出现）大量的偏轴角度变化得到的响应是很有用处的。这对于辐射的声功率响应是很重要的，它决定了在封闭空间（如房间内）内的声散射。

图 5 给出的是低音单元 C 在 1.1KHz 临界频率时的指向性图，它预示出此时谷点仅限定在一定的角度内出现，声功率响应在偏轴上受到的影响要比在轴向上的响应小。

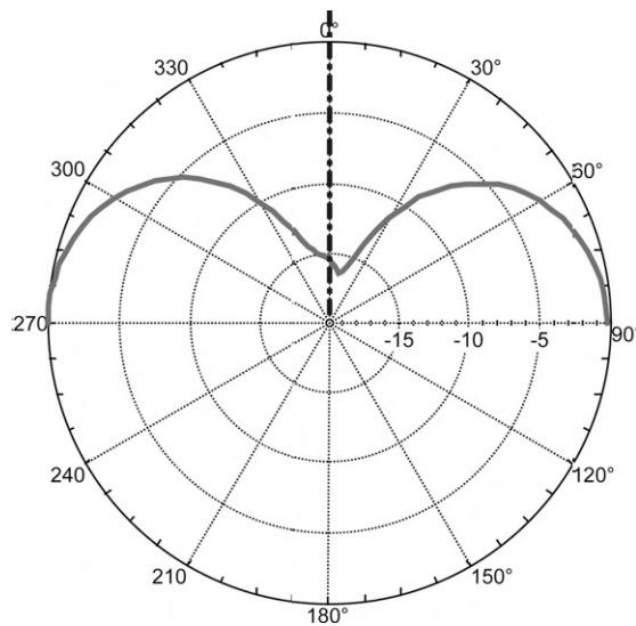


图 5: 预测单元 C 在 1.1KHz 频率时的指向性

1.3 足够的机械振动

分析振动得从计算累积加速度级 AAL 开始。这个量给出了总和辐射表面上的所有点的体积速度（不考虑相位差异的影响）而得到的有可能最大的 SPL。

当在低频段时，AAL 值和轴向上的 SPL 响应相等，这是因为此时辐射面的振动犹如一刚性体，没有声抵消出现。在高频段，在 AAL 响应上会出现一些峰值，这些峰值位于机械模式的固有频率点处。

纸锥体的低音单元 A 的 AAL 曲线上在 1.1KHz 有一个峰，如图 6 所示，这在 SPL 响应上却看不到。在 SPL 响应的 5KHz 处的低谷，正好此时的累积加速度也对应着有低谷出现。

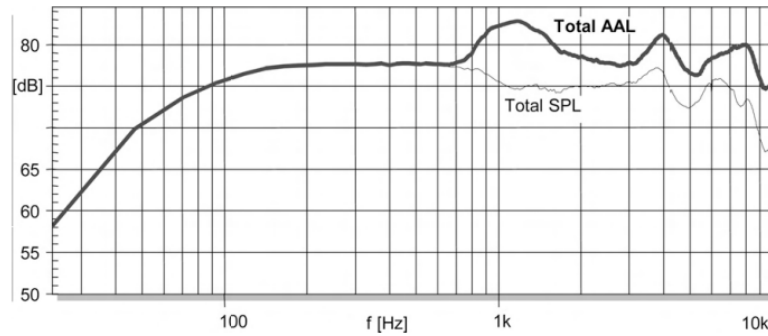


图 6: 低音单元 A 的 AAL 响应和 SPL 响应对比

低音单元 B 采用的是金属镁制锥体，在 2KHz 以下，AAL 和 SPL 响应都是相同的，如图 7 所示。加速度级响应也一直保持恒值到了 4KHz 左右，在随后响应中的固有频率处有高达 10-15dB 的峰值。高于 10KHz 以后，音圈的重量对于总的力阻有着较大影响，AAL 响应迅速下降。

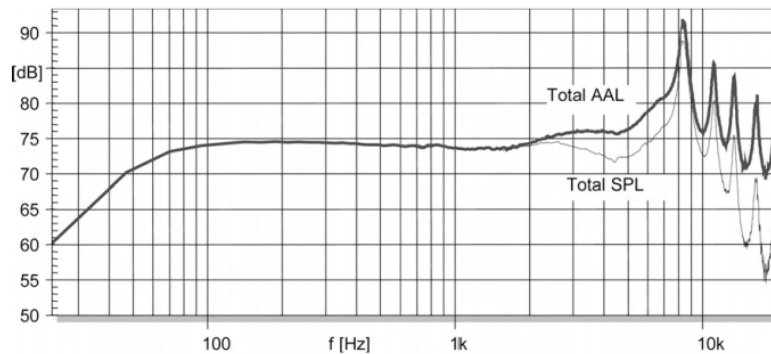


图 7: 低音单元 B 的 AAL 响应和 SPL 响应对比

低音单元 C 采用的辐射体为一平板活塞型，在 850Hz 处 AAL 响应上就出现了一个高达 10dB 的峰，如图 8 所示，这也导致了 SPL 响应中的第一个峰的出现，AAL 随后在 4KHz 及之后的其它的峰并未对 SPL 响应产生较高的峰值。值得注意的是，我们看到在 AAL 响应上一直没有很尖锐的谷值出现。由于受音圈质量的影响，在 15KHz 以后，AAL 也开始下降了。

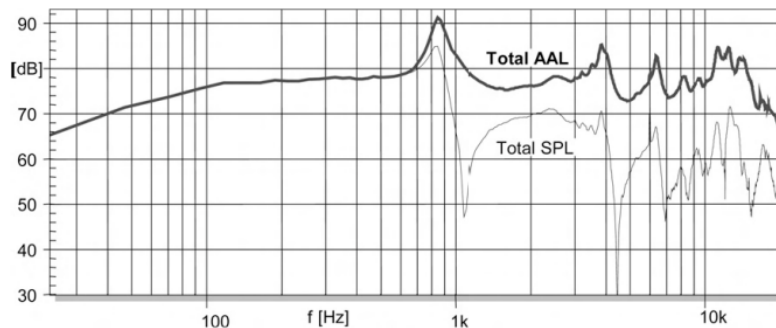


图 8: 低音单元 C 的 AAL 响应和 SPL 响应对比

1.4 反谐振

环反谐振是第一个弯曲模式的先兆[6]。在此频率点，质量和外环区域的纵向劲度组成

一个谐振系统，谐振频率定义为 f_{ra} 。此时的外环区域的位移很大，而相对应的策动力处音圈的位移却较小。此现象我们称之为“反”谐振。这个频率点可以用下面的方法找到：查找靠近音圈位置的 r_{coil} 点的幅值响应函数 $H_x(j\omega, r_{coil})$ 的局部极小值所对应的频率点就可以得到，这是因为此时所对应的力学导纳值 $Y_{mech}(j\omega)$ 最小。

图 9 中的环反谐振频率 f_{ra} (632Hz) 处的外环区域出现了较大的横向位移。这就致使壳体出现弯曲运动，导致高频段的第一个轴对称的弯曲模式的出现。然而，外环区域的较大位移起着对中心区域的较小位移振动的补偿，最终在图 8 中的 SPL 响应上获得了平滑的曲线。

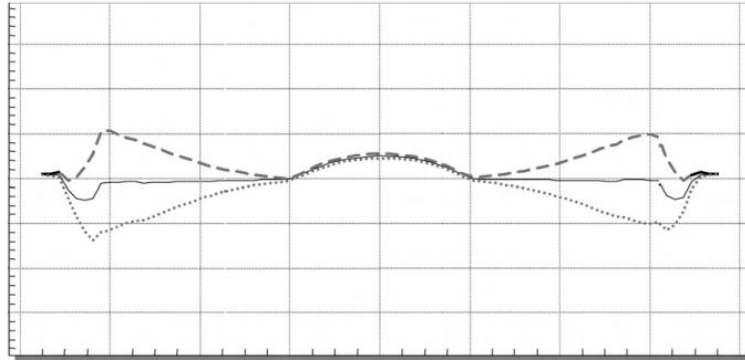


图 9：低音单元 C 在环反谐振频率 f_{ra} 处的正向和负向位移
(细实线---单元振膜的截面图；虚线---振膜的正向位移；点线---振膜的负向位移)

1.5 SPL 响应上尖峰出现的原因

SPL 响应上的尖峰在 AAL 响应上会出现的。峰值对应着辐射面上不同振动模式的固有频率 ω_i 。采用平板辐射体的低音单元 C 的第一个弯曲模式出现在 $f_{bl} = 843 \text{ Hz}$ ，如图 10 所示。在此频率点，图 8 所示的 SPL 和 AAL 的幅值响应上都出现了一个极大值。

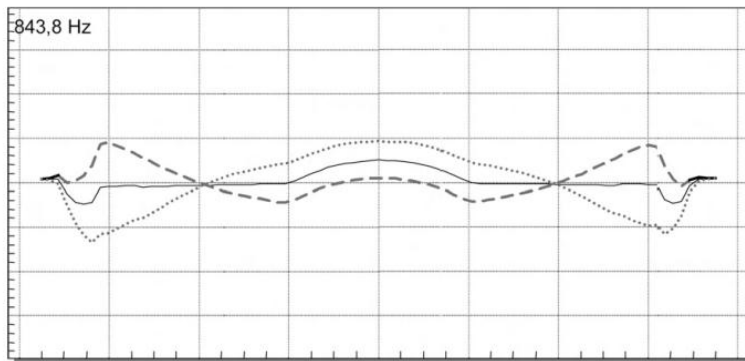


图 9：低音单元 C 在首个弯曲谐振频率 f_{bl} 处的正向和负向位移
(细实线---单元振膜的截面图；虚线---振膜的正向位移；点线---振膜的负向位移)

1.6 材料的阻尼是否足够

材料中的损耗可以使得每一个模态谐振的 Q 值因数足够的低。这一点是很重要的，它可以避免 SPL 响应上出现很大的峰，也可以避免在累积延迟频谱上出现相应的瞬态失真，这与相位随频率变化的响应有关。

模态损耗因数 η_i ，就是 Q 值因数的逆，它可以参照文献[1]中所述的方式，从 AAL 响应曲线上获取 3dB 衰减带宽的方式得到。平板活塞型单元所用的复合材料在首个固有频率 850Hz 处的损耗因数 η_i 约为 0.1。如果想要抑制 SPL 响应上的峰值，那么损耗因数就必须增

大两倍或更高。可以通过更换辐射体的材料或是对于辐射面采用粘滞性材料作局部的被覆处理来增大阻尼。为了增加个别模式的阻尼而对辐射面进行整个的被覆处理通常是不需要的，这也是不希望的，因为这额外的质量会降低单元的灵敏度。

因此，被覆处理应当针对固有模式产生的区域，此时固有模式会在径向方向（从音圈至折环）上产生很高的纵向速度。由于单元 C 的首个弯曲模式几乎覆盖了整个圆形平板，除了辐射体的中心半圆球形区外，所有的地方都需要覆盖一层阻尼材料。另外，折环材料的损耗因数也可能需要增加。

1.7 SPL 响应上低谷出现的原因

SPL 与 AAL 响应上的差异是由于辐射面上不同区域的体积速度的部分补偿导致的。与声压有关的分解方法有助于我们识别有关声抵消方面的问题。声抵消是因为同相分量和反相分量各自有着相同的 AAL 值，也就是说每一个分量所产生的 SPL 值是相等的。几乎相等的同相分量与反相分量之和就导致了总的 SPL 响应上的较深的谷。

图 11 显示的是对 5" 单元 C 进行与声压有关的分解。在活塞模式区，反相分量几乎可以忽略，不考虑其它分量时，它只有最多 20dB 的输出。在环反谐振频率 $f_{ro} = 632\text{Hz}$ 之上，反相分量稳步上升，并在第一个弯曲模式出现时 $f_{bl} = 843\text{Hz}$ 达到极大值。这此频率点，反相分量比同相分量低 10dB。在 1.1KHz、4.4KHz、7KHz 处就出现了声抵消，此时同相分量大小与反相分量大小几乎相等。

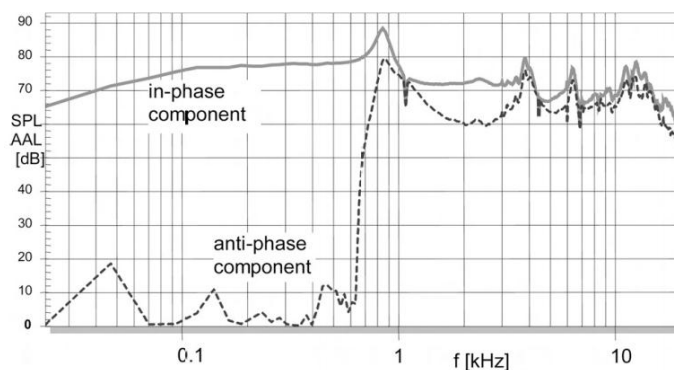


图 11：低音单元 C 的同相和反相分量的 AAL 和 SPL 响应

观察同相分量在 1.1KHz 处的位置，可以更深入地理解声抵消的过程。在略高于此声抵消频率处，同相分量从外环区域移向如同活塞的中心区域，如图 12 和图 13 所示。同相分量的这种位置的转换同样出现在 4.4KHz、7KHz、8.5KHz、10KHz、15KHz 处（如图 14 所示），并且恰在这些频率处，同相分量的 SPL（或 AAL）等于反相分量。

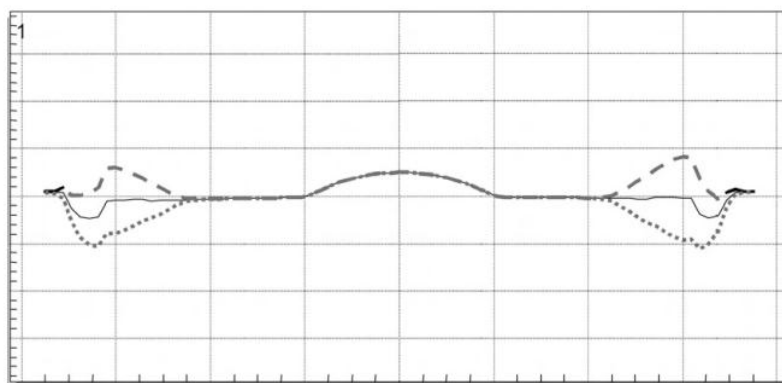


图 12: 低音单元 C 在 1007Hz 处的同相振动位移分量
(细实线---单元振膜的截面图; 虚线---正向位移; 点划线---负向位移)

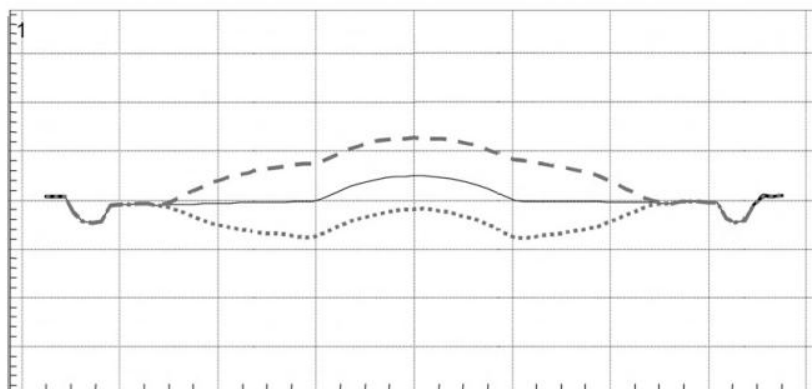


图 13: 低音单元 C 在 1195Hz 处的同相振动位移分量
(细实线---单元振膜的截面图; 虚线---正向位移; 点划线---负向位移)

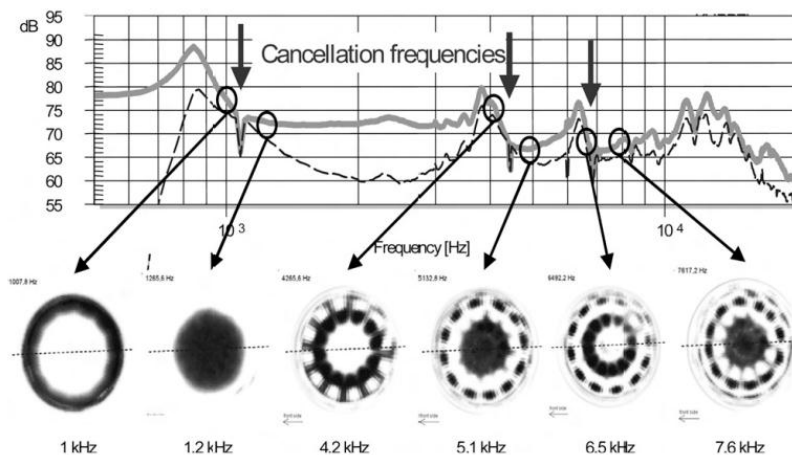


图 14: 低音单元 C 的 SPL 响应曲线 (粗线), 同相分量的二维幅值图显示, 以及同相分量与反相分量 (虚线) 的 SPL 响应

低音单元 A 和 B, 分别采用的是传统的纸锥体和金属镁制锥体, 它们的表现特性完全不一样。图 15 和 17 分别表示的是低音单元 A 和低音单元 B 的与声压有关的分量分解, 其中反相分量的 SPL (AAL) 始终小于同相分量 10dB 以上, 因此, 没有声抵消出现而导致在 SPL 响应上形成谷。在环反谐振频率 f_{ra} 之上产生的反相分量随着频率的上升其区域从外侧边沿向中心区域扩散, 并把同相分量挤向锥体的内侧区域, 如图 16 和 18 所示。因此, 这两款锥体有效辐射面积随着频率的升高都在减少。这也降低了有效的振动质量, 从音圈所产生的驱动力一侧来看, 声辐射阻抗的实部增加了, 同样地, 声输出功率也增加了。此外, 在高频段的辐射变得更有指向性了, 这是因为有效辐射面积的大小在逐渐地减小。两种影响的结果说明, 制作一个全音频域的单元是可能的。

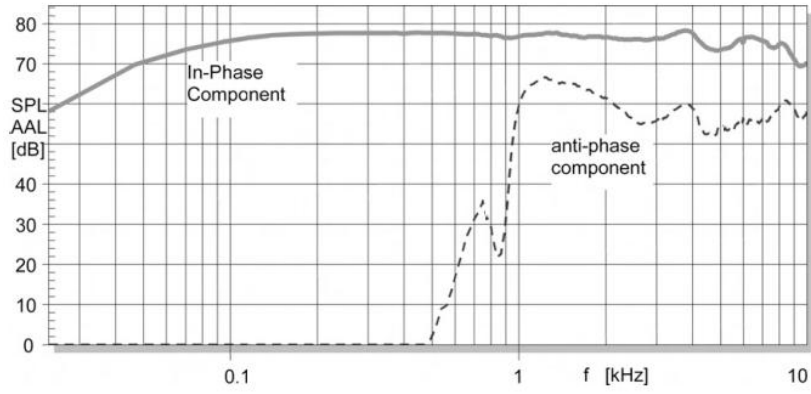


图 15: 低音单元 A 的同相分量的 SPL 和 AAL 响应 (实线) 与反相分量的 SPL 响应 (虚线)

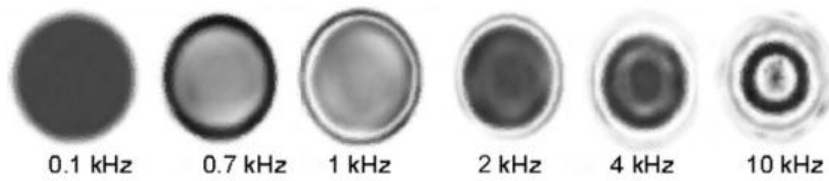


图 16: 低音单元 A 在不同频率下的同相分量的二维幅值图示

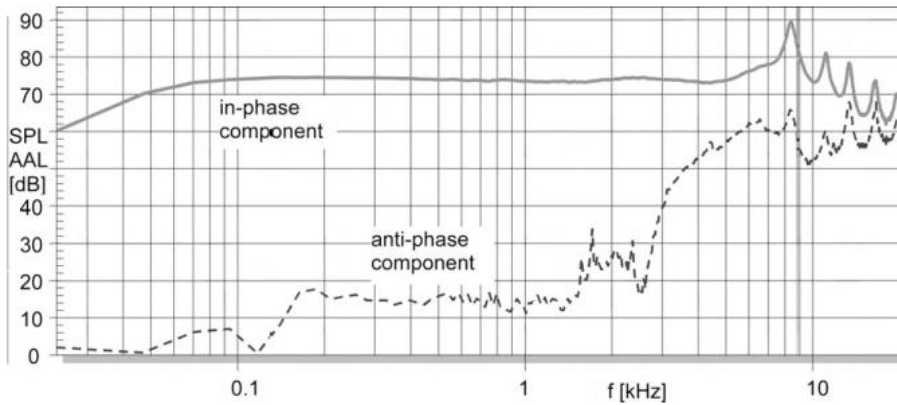


图 17: 低音单元 B 的同相分量的 SPL 和 AAL 响应 (实线) 与反相分量的 SPL 响应 (虚线)

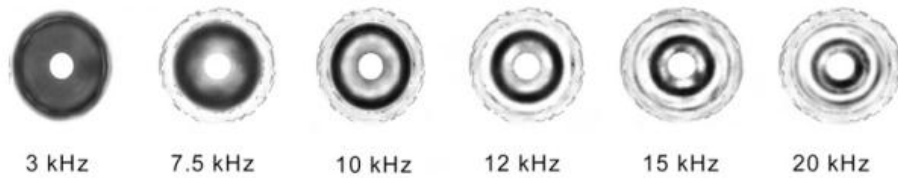


图 18: 低音单元 B 在不同频率下的同相分量的二维幅值图示

1.8 避免声抵消

要避免声抵消或消除总的 SPL 响应上的谷值, 那么同相分量的 SPL 或 AAL 响应应至少高于反相分量的 SPL 或 AAL 响应 6dB。如果同相分量始终起着主导作用, 那么这部分分量将是

来自于辐射面的固定区域的振动，这部分区域是受限制的，且随着频率的升高，其辐射面的区域会逐渐减小。传统的纸锥体的顶角都会小于 70° ，它出现分裂模式是逐渐从外区域往内的。第一个波节比较靠近外折环，这是因为锥体壳在此处的曲率要比趋于锥体中心部分的曲率要小，其弯曲劲度也要低得多。

类似低音单元 C 的平板活塞型扬声器，或有着较大顶角 ($>70^\circ$) 的较浅锥体的单元所产生的第一个波节位于靠近驱动中心一侧，这将导致较为严重的反相分量的产生。试图通过更换材料的杨氏模量 E 来解决这个问题，通常也是不行的，因为它只是让声抵消点的频率转移，其模式的形状和节点的位置依然十分相似。改变损耗因数也不能解决声抵消的问题。唯一的办法就是改变模式的形状，这可以通过改变质量的分布或者振动壳体随半径 r 变化的弯曲劲度来达到。我们可以把振动壳体的厚度随着半径的降低而加厚来实现，或者在内侧活塞区域的背面增加额外的加强筋来实现，这既可以保持外侧区域的弯曲劲度较小，又可以增加内侧的弯曲劲度。因此，一个平板的辐射体也应该让其首个弯曲模式靠近外折环，以使其辐射体中心区域产生的同相分量占据主导，如图 19 所示。

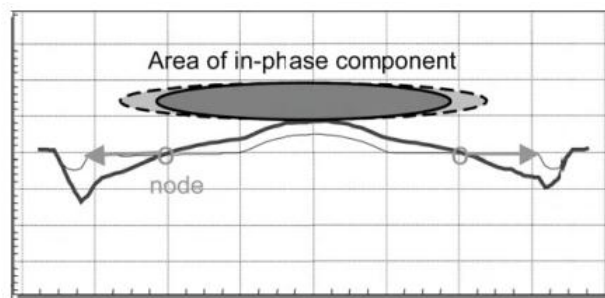


图 19: 通过增加锥体中心区域的弯曲劲度来增大同相分量的活塞区域。

1.9 主要的周向模态

对于圆形扬声器单元，我们不仅可以显示其径向方向的振动模态，也可以显示出其圆周方向的振动模态。当在圆周方向上存在着一些无规律状况时，如某侧有引线连在振动盆上等，此时周向模态将可能表现得更为明显。如下图 20 中的低音单元 C，其活塞平板背面就有 12 条加强筋。

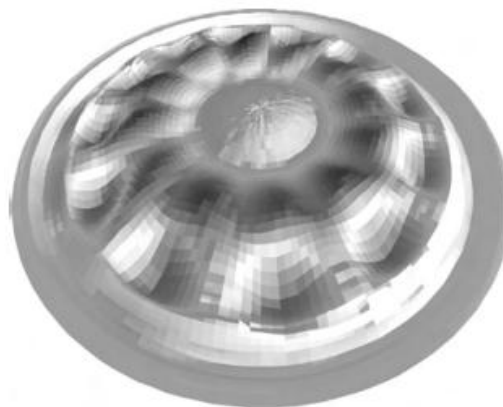


图 20: 采用平板活塞的低音单元 C 在 4kHz 时的振动位移的几何特性

既然低音单元 C 是一个轴对称的形状，那么我们可以把振动分解为径向分量和圆周分量，如《扬声器力学分布式参数 第一部分:测量篇》[1]中所述。图 21 粗实线所示为圆周分量的

AAL，在高频段的固有频率处，它只比总的累积加速度级（图中虚线所示）低 3dB。

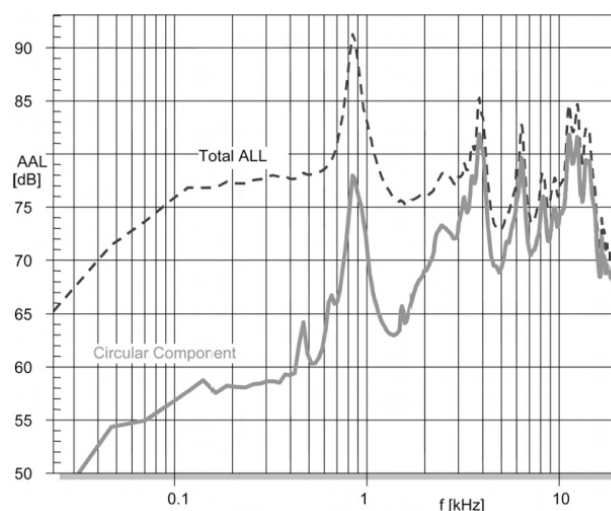


图 21: 低音单元 C 的圆周分量的 AAL 曲线（粗实线）与其总的 AAL 曲线（虚线）对比

尽管圆周分量有很高的机械能量，但是它在垂直于辐射平面的轴线上产生的 SPL 值在 30dB 以下，如图 22 粗实线所示。径向分量对于轴向上的 SPL 响应（细实线）起着主要的作用，轴向上的 SPL 响应要比圆周模式的 SPL 输出高出 40dB。

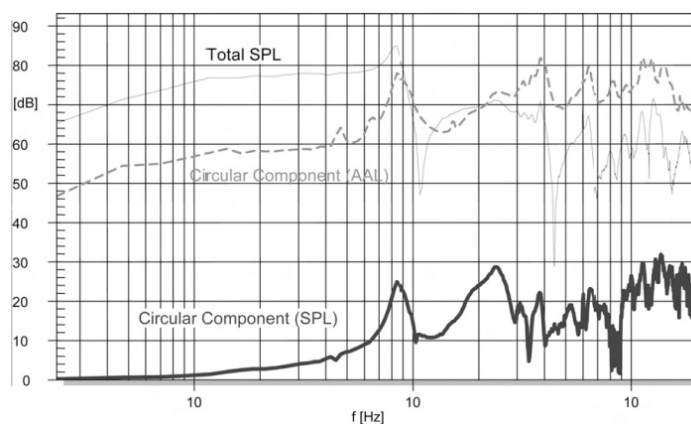


图 22: 低音单元 C 轴向上的响应曲线
(虚线---圆周分量 AAL; 粗实线---圆周分量的 SPL; 细实线---总的 SPL)

圆周分量在偏轴 60° 上某测量点处所产生的 SPL 如图 23 粗实线所示，在 30dB 以上，此时它对于总的 SPL 输出有着明显的贡献。

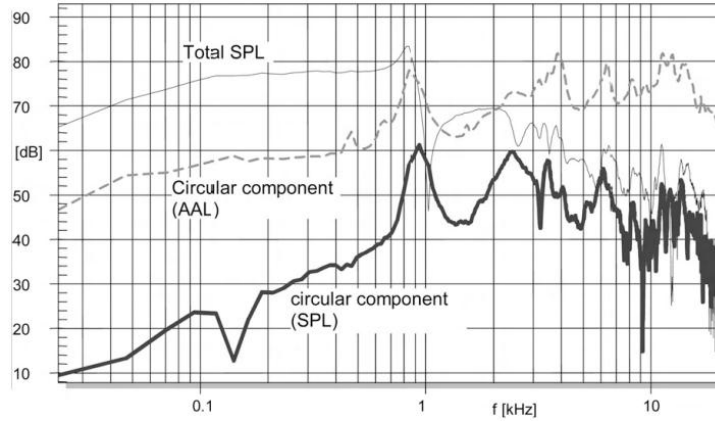
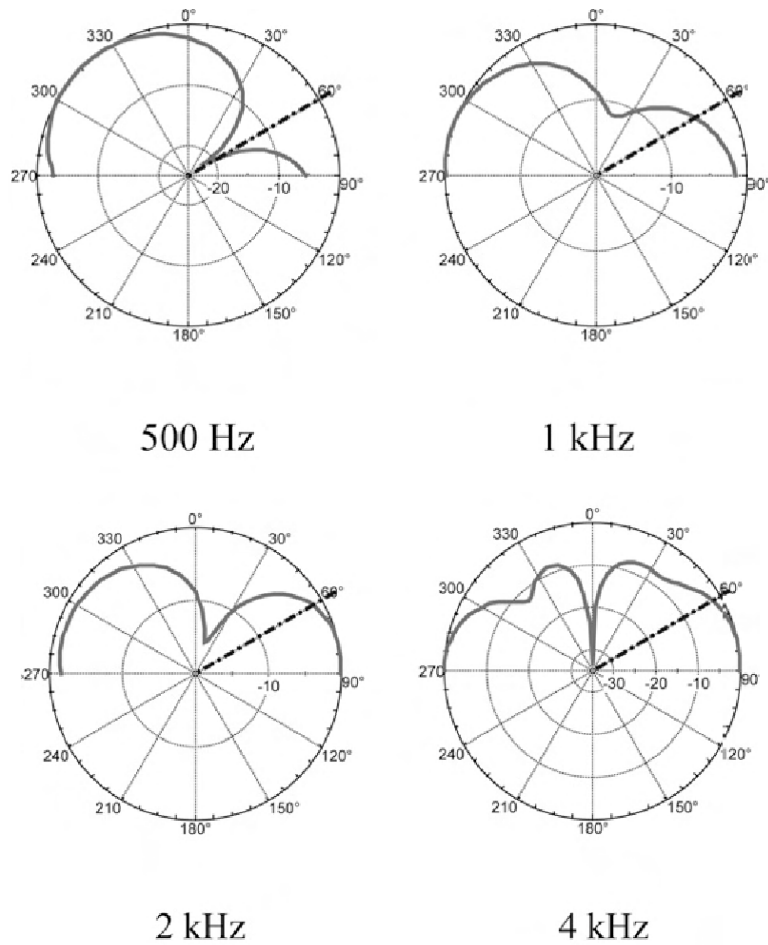


图 23: 低音单元 C 在偏轴 60° 上的某点的响应曲线
(虚线---圆周分量 AAL; 粗实线---圆周分量的 SPL; 细实线---总的 SPL)

图 24 给出的圆周分量的指向性图揭示出在各频率点上偏轴角度时有着较高的 SPL 输出。因此可得，圆周分量对于轴线上的响应的影响不太明显，相反更为重要的是由于它产生了散射声而降低了扬声器的指向特性。



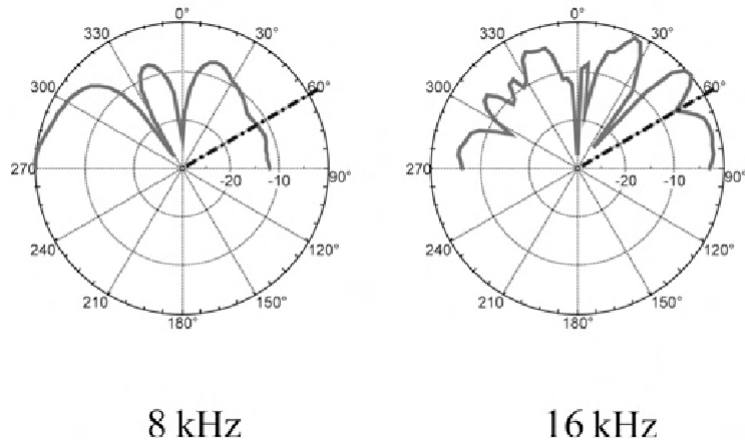


图 24: 低音单元 C 在水平方向上一米远处测得的圆周振动分量所产生的 SPL 的指向性图

1.10 摇摆模式

出现在折环上的首个圆周模态将导致锥体和音圈产生摇摆运动。这有可能会使音圈在磁气隙中出现碰擦现象，产生可闻的失真，甚至导致扬声器的永久性损坏。摇摆模式对于总的声压输出没有明显的贡献。侦测摇摆模式或其它周向模态最好的方法就是测量其正交分量的 AAL 响应。

在锥体出现分裂模式之前，正交分量的累积加速度级要比总的分量小得多，图 25 中低音单元 A 在 380Hz 处有一个明显的峰，低音单元在此处出现了摇摆模式，如图 26 所示。

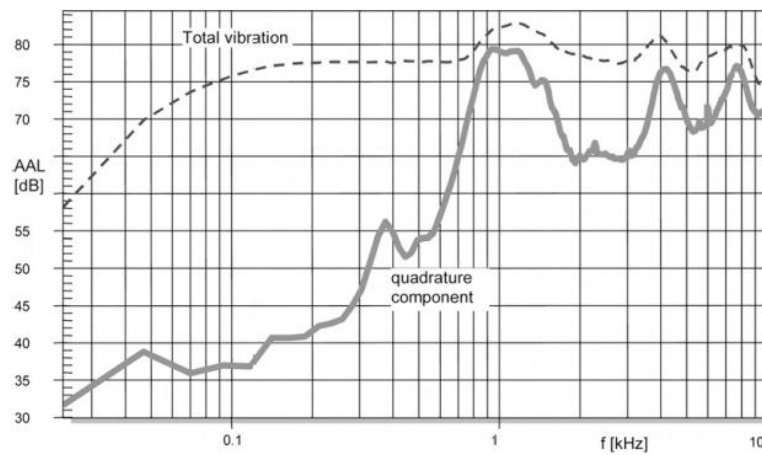


图 25: 低音单元 A 的正交分量的 AAL (粗实线) 与总的振动 AAL (虚线) 的对比曲线



图 26: 低音单元 A 在 400Hz 处的振动情形

很明显，纸锥体本身的振动犹如一刚性壳体的特性，但摇摆模态却导致了折环显著的变化。平板型扬声器的锥体的高度很浅、耳机或麦克风都没有设计定心支片，这类单元更易于出现摇摆模态[7]。来自于折环角度方向上的任何劲度的变化、或是附加的引线的惯性都会激发并促使摇摆模态的产生。摇摆模态在加速度级的幅值响应上可以有着明显的变化，但在辐射的声压输出中却很难侦测到。

1.11 无规律的振动

除了轴对称和圆周振动之外，壳上还可能会有其它的无规律的振动，而这些振动是有限元分析法不可能预测到的。比如，质量分布的不平衡、壳体材质密度不均匀、因有意增加加强筋而导致的厚度不均匀、或在辐射体成形过程中无意导致的折痕等，都可能会产生无规律的振动。大多数无规律振动对于总的 SPL 和 AAL 的贡献都相对很小，但是这些无规律振动在某些特殊点可能会有很大的位移，从而导致大量的非线性失真。无规律振动会在正交分量和圆周分量的 AAL 响应上产生峰。这一特征有益于我们侦测无规律振动。

扫描号角压缩驱动器得到的数据揭示出在圆周分量和正交分量的两个 AAL 响应曲线上在 6KHz 处都有一个小峰（如图 27 所示），这在总的 AAL 响应和 SPL 响应上是看不到的。从图 28 看得出，靠近半球形振膜中心部分的有一个很小的区域的振动位移要比振膜其它区域的大得多。

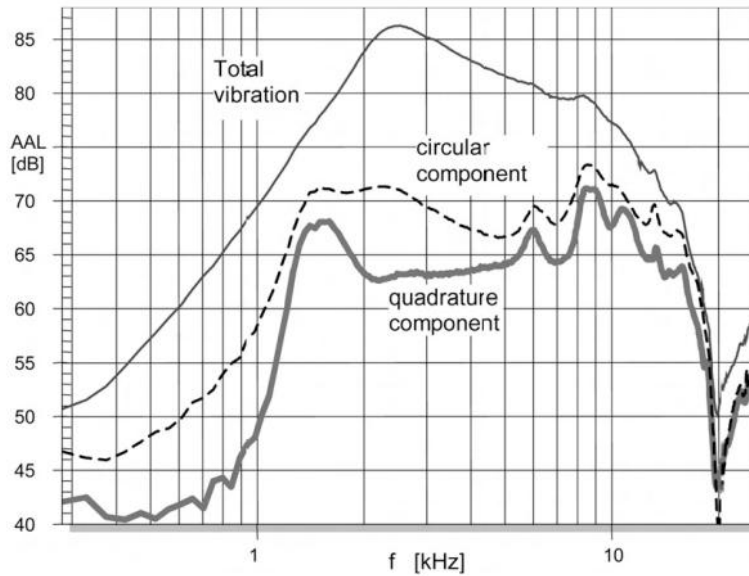


图 27: 号角压缩驱动单元的响应曲线
(粗实线—正交分量 AAL; 虚线---圆周分量的 AAL; 细实线---总的 AAL)

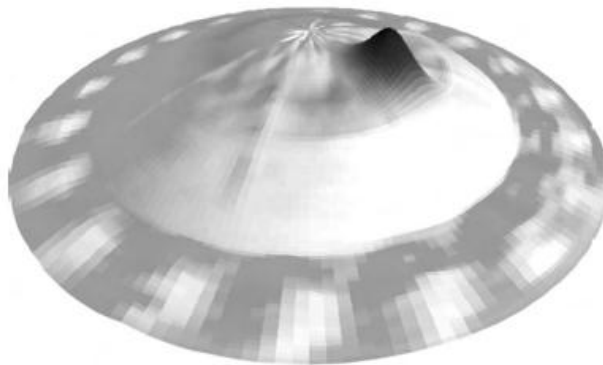


图 28: 采用半球形铝质振动膜的号角压缩驱动器在 6kHz 时因厚度不同产生的无规律振动图形

2 结论

分布式参数揭示了扬声器单元驱动的力学特性和辐射的声压输出的影响。对辐射面的力学振动进行评估，我们就可以把力学问题与声学问题分离开来。对辐射体的振动特性进行诊断首先得从机械模式的分析开始。导出的特性（如，累积加速度级 AAL 和全新的分解技术）简化了对于振动图形的解读。模态的数量、固有频率的位置、模态损耗因数等决定了 AAL 响应曲线的平滑度以及是什么原因导致了 SPL 曲线上的峰。通过激光扫描测量到的分布式参数也揭示出了周向模态、摇摆模态以及其它无规律的振动现象，而这些在有限元分析法 (FEA) 中通常是很难预测得到的。

声辐射的主要问题可以通过计算对声压输出有积极贡献的同相分量和对声压输出有消极贡献的反相分量来发现。只要起主导作用的同相分量的 AAL 至少高于反相分量对此的贡献 6dB 以上，那么声抵消和 SPL 响应曲线上的尖谷可以得以避免掉。

传统的小顶角的纸锥体不会遇到声抵消的问题，这是因为在锥体中心区的同相分量占据

着主导作用。这类锥体的弯曲劲度在外侧区域较小，它的首个弯曲模式的节线比较靠近外折环，产生的反相分量仅是很小的量。

锥体深度较浅、平板、或活塞类（如本文中的低音单元 C）的扬声器单元都易于发生声抵消问题，这是因为首个节线把辐射区域分成了两种对声压贡献有着相反作用的部分，且它们分别产生的体积速度近似相等。

要进行新的创意或设计方案的调整，进一步理解力学振动和声辐射则是基础，利用有限元分析法可以更详细地进行评估。

本文提出的分布式参数是基于线性模型理论，它局限于小振幅下的情况。大振幅时，由于锥体的几何特性和材料属性引起的非线性特性会产生谐波和互调失真。大振幅下那些主要对于正交分量有贡献的机械模式，会产生非线性失真，却不会对基频输出作出贡献。振动中的无规律现象，会在局部区域产生较高的位移幅值，这也是一个非线性失真源。要作进一步的研究[8]，必须建立一个带有分布式参数的大信号模型，它可以帮助我们更深入地观察非线性振动的行为。

3 参考文献

[1] W. Klippel and J. Schlechter, "Distributed Mechanical Parameters of Loudspeakers, Part 1: Measurements," *J. Audio Eng. Soc.*, vol. 57, pp. 500–511 (2009 July/Aug.).

[2] C. J. Struck, "Analysis of the Nonrigid Behavior of a Loudspeaker Diaphragm Using Modal Analysis," presented at the 86th Convention of the Audio Engineering Society, *J. Audio Eng. Soc. (Abstracts)*, vol. 37, p. 397 (1989 May), preprint 2779.

[3] D. A. Barlow, G. D. Galletly, and J. Mistry, "The Resonances of Loudspeaker Diaphragms," presented at the 65th Convention of the Audio Engineering Society, *J. Audio Eng. Soc. (Abstracts)*, vol. 28, p. 374 (1980 May), preprint 1590.

[4] T. Heed, "Minimizing the Amplitudes of Transverse Modal Waves in Diaphragms," presented at the 101st Convention of the Audio Engineering Society, *J. Audio Eng. Soc. (Abstracts)*, vol. 44, p. 1156 (1996 Dec.), preprint 4333.

[5] N. Quaegebeur and A. Chaigne, "On the Influence of the Geometry on Radiation Electrodynamic Loudspeakers," presented at the 120th Convention of the Audio Engineering Society, *J. Audio Eng. Soc. (Abstracts)*, vol. 54, p. 711 (2006 July/Aug.), convention paper 6775.

[6] F. J. M. Frankort, "Vibration Patterns and Radiation Behavior of Loudspeaker Cones," *J. Audio Eng. Soc.*, vol. 26, pp. 609–622 (1978 Sep.).

[7] A. Bright, "Vibration Behaviour of Single-Suspension Electrodynamic Loudspeakers," presented at the 109th Convention of the Audio Engineering Society, *J. Audio Eng. Soc. (Abstracts)*, vol. 48, p. 1104 (2000 Nov.), preprint 5213.

[8] N. Quaegebeur, "Nonlinear Vibrations of Loudspeaker-like Structures," *J. Sound Vibr.*, vol. 309, pp. 178–196 (2008 Jan.).

作者简介:



W. Klippel

Wolfgang Klippel, 毕业于德国德累斯顿科技大学电子工程专业, 主要研究方向为语音识别。大学毕业后, 加入德国莱比锡市 VEB Nachrichtenelektronik 公司, 从事电声换能器建模、声学测量及心理声学的研究。1987 年获得技术声学博士学位, Klippel 博士在加拿大滑铁卢大学音频研究所从事了为期一年的博士后研究, 之后在位于美国加利福尼亚州的 Northridge 的 Harman 国际集团工作。1997 年他回到德国德累斯顿, 创立 KLIPPEL 股份有限公司, 专门开发各种全新的针对扬声器及其他换能器的控制和测试系统。2007 年 Klippel 博士受聘为德累斯顿科技大学电声学教授。



J. Schlechter

Joachim Schlechter 1981 年出生于德国的 Oschatz。在德国德累斯顿科技大学学习计算机传媒科学专业,研究方向为声学 and 信号处理学。随后,他参加了瑞典歌德堡 Chalmers Technical University 的关于声和振动专业的进修,并于 2005 年获得了主动噪音控制领域的硕士学位。并因此于 2006 年取得了德国德累斯顿计算机科学的大学学位,其论文“Visualization of Vibrations of Loudspeaker Membranes”就是他在德累斯顿科技大学时与 Klippel 公司合作下完成的。完成学业后,他加入了 Klippel 公司,当前主要从事扬声器控制及测量系统的研究及开发。