

车厢壁面振动对其内部声场的影响度分析与阻尼降噪

刘红光, 陆森林, 曾发林

(江苏大学汽车与交通工程学院)

摘 要: 减小车厢壁面振动是降低车厢内固体声最直接的方法。由于车厢壁面不同部位对其内部声场的影响不仅与该部位振动幅值有关, 而且还与振动相位、振动部位与声场中观测点之间相对位置等有关, 因此应选择 and 优先控制对内部声场影响较大部位的振动才能取得良好的降噪效果。根据 Helmholtz 方程和 Green 定理建立了车厢内部声场与边界(即车厢壁面)条件的关系, 将边界进行离散, 提出了衡量边界单元对车厢内噪声影响程度的指标——影响度, 并试用阻尼减振方法, 对以正影响度为主的壁面粘贴阻尼材料, 使耳旁噪声降低了 212 dB(A)。

关键词: 车辆; 车厢; 噪声控制; 振动

中图分类号: TB533.12

文献标识码: A

文章编号: 1002-2689(2002)02-0062-03

车厢内的噪声一般由空气声、固体声和混响声三部分组成。各部分噪声在总噪声中所占比重主要取决于车厢的噪声源、振动源及其本身的声学特性和动态特性。对于密封性能良好的车厢, 由壁面振动产生的固体声往往为主要噪声源。如国产某 50 拖拉机驾驶室采取了隔声措施后, 驾驶员耳旁位置总的 A 声级为 94.12 dB(A)^[1](含混响效果, 下同), 而固体声为 93.10 dB(A), 在耳旁噪声中占主导地位。

减小车厢壁面的振动是降低车厢内固体声最直接的方法。但是, 在实践中要全面减小车厢的振动往往有一定的困难, 而车厢壁面不同部位对其内部声场的影响不仅与该部位振动幅值有关, 而且还与振动相位、振动部位与声场中观测点之间的相对位置等有关。因此, 选择和优先控制对内部声场影响较大部位的振动是取得良好降噪效果的关键, 否则, 不仅难以取得预期的效果, 有时甚至会适得其反。在建立了车厢内部声场与边界条件的关系, 确定了边界单元对车厢内噪声影响程度的基础上, 以国产某 50 型拖拉机为样机, 分析了驾驶室主要壁面对驾驶员耳旁噪声的影响度, 对以正影响为主的壁面粘贴阻尼材料进行阻尼减振降噪, 取得了一定效果。

1 车厢内部声场与边界条件的关系

设理想气体中声场的声压为 p , 声速为 c_0 , 用 t 表示时间, 则其线性声波方程为

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1)$$

式中 ∇^2 ——拉普拉斯算子, $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$

对上式进行分离变量, 得三维波动的 Helmholtz 方程

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (2)$$

式中 k ——波数。

上述波动方程的边界值问题一般有三类, 即 Dirichlet 问题, Neumann 问题和混合问题。由于车厢壁面振动比较容易通过计算或实验方法获得, 一般利用第二类边界条件(即 Neumann 边界值)确定波动方程的定解问题。对车厢壁面, 可认为是具有小振幅运动的不渗透边界表面, 其边界条件为

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -jQXv_n \quad (3)$$

式中 n ——边界表面的外法向单位矢量; Q ——空气密度; $j = \sqrt{-1}$; X ——振动角频率; v_n ——边界表面的法向振动速度。

对上述边界条件, 根据 Green 定理, 可求得封闭空间内的三维波动方程(2)的定解

$$p(M_0) = - \oint_S \left[p(M) \frac{\partial G(M_0, M)}{\partial n} + jXv_n G(M_0, M) \right] ds \quad (4)$$

式中 $p(M_0)$ ——区域(即车厢)内部观察点 M_0 处的声压; $p(M)$ ——边界表面微元 ds 所在点 M 处的声压; $G(M_0, M)$ ——Green 函数, 这里 $G(M_0, M) = \frac{e^{-jkr}}{4\pi r}$ (r 为 M_0 与 M 之间的距离)。

当观察点在边界上时, 则有

$$\frac{1}{2} p(M_{0b}) = - \oint_S \left[p(M) \frac{\partial G(M_{0b}, M)}{\partial n} + jXv_n G(M_{0b}, M) \right] ds \quad (5)$$

式中 $p(M_{0b})$ ——区域边界观察点 M_{0b} 处声压。

收稿日期: 2001205231

作者简介: 刘红光(1956-), 副教授, 江苏省淮阴人, 镇江市江苏大学汽车与交通工程学院, 212013 E-mail: lusl@jsu.edu.cn

为求得数值解, 将车厢壁面适当划分成 N 个单元, 则由 (4) 式可得

$$p(M_0) = - \sum_{i=1}^N \int_{s_i} \left[p_i \frac{5G_i(M_0, M)}{5n_i} + jQX_{ni}G_i(M_0, M) \right] ds_i$$

$$- \sum_{i=1}^N \int_{s_i} \left[p_i \frac{5G_i(M_0, M)}{5n_i} + jQX_{ni}G_i(M_0, M) \right] ds_i \quad (6)$$

式中 p_i ——第 i 个单元上的 (平均) 声压; v_{ni} ——第 i 个单元上的 (平均) 法向振动速度, $i = 1, 2, 3, \dots, N$; s_i ——第 i 个单元的面积; $G_i(M_0, M)$ ——相应于 M_0 的第 i 个单元上的 (平均) Green 函数值。

由 (5) 式可得

$$\frac{1}{2} p_t(M_{0b}) = - \sum_{i=1}^N \int_{s_i} \left[p_i \frac{5G_i(M_{0b}, M)}{5n_i} + jQX_{ni}G_i(M_{0b}, M) \right] ds_i$$

$$- \sum_{i=1}^N \int_{s_i} \left[p_i \frac{5G_i(M_{0b}, M)}{5n_i} + jQX_{ni}G_i(M_{0b}, M) \right] ds_i \quad (7)$$

式中 $p_t(M_{0b})$ ——边界上第 t 个单元的声压, $t = 1, 2, 3, \dots, N$, $i = t$; $G_i(M_{0b}, M)$ ——相应于 M_{0b} 的第 i 个单元上的 (平均) Green 函数值。

由 (6) 式可知, 要求获得驾驶室内部任一点 M_0 处的声压, 必须知道边界上各单元的声压 p_i 及法向振动速度 v_{ni} 。而 (7) 式中恰好含有这 N 个单元的声压 p_i (或 p_i) 及法向振动速度 v_{ni} 。因此, 如果能得到这 N 个单元的 A 个声压及 B 个法向振动速度, 就能建立 $A + B$ 个线性方程。当 $A + B = N$ 时, 就能由该线性方程组求得其余 $2N - (A + B)$ 个未知量。一般地, 对于每一个单元的边界条件, 只能给出 Delechlet 问题或 Neumann 问题中的一个。由车厢壁面形成的边界, 其振动速度可直接由试验得出或根据振动的其它条件计算求得。对于由孔形成的边界 (一般占很少比例) 其声压可由试验得到的。

2 边界单元对内部声场的影响度

令
$$p_{1i} = - \int_{s_i} p_i \frac{5G_i(M_0, M)}{5n_i} \quad (8)$$

$$p_{2i} = - \int_{s_i} v_{ni} X_{ni} G_i(M_0, M) \quad (9)$$

则 (6) 式可以表达为

$$p(M_0) = \sum_{i=1}^N (p_{1i} + p_{2i}) = \sum_{i=1}^N p_{mi} \quad (10)$$

式中 p_{mi} 相当于以第 i 个单元为声源, 在 M_0 点产生的声压。其中 p_{1i} 相当于混响声; p_{2i} 相当于直达声, 其声源强度为 $-jQX_{ni}S_i$ 。因此, 区域内 M_0 点处的总声压可看作各单元在该点产生的分声压的迭加。

设 p_{M_i} 是除第 i 个单元以外的其余单元在 M_0 点处产生的声压, 由声波的相干性原理可知, 当两个声压幅值为 $\beta_{p_{M_i}}\beta$ 和 $\beta_{p_{mi}}\beta$ 同频率声波在 M_0 点相遇时,

其合成声压的幅值为

$$\beta_p(M_0)\beta = \sqrt{\beta_{p_{M_i}}\beta^2 + \beta_{p_{mi}}\beta^2 + 2\beta_{p_{M_i}}\beta\beta_{p_{mi}}\beta\cos(A_{mi} - A_{ki})} \quad (11)$$

式中 A_{ki} —— p_{M_i} 的相位角; A_{mi} —— p_{mi} 的相位角。

当 $\beta_p(M_0)\beta - \beta_{p_{M_i}}\beta > 0$ 时, 说明 p_{mi} 与 p_{M_i} 迭加的结果使 M_0 点的声压幅值增加, 即 p_{mi} 对 $\beta_p(M_0)\beta$ 产生正影响; 反之, $\beta_p(M_0)\beta - \beta_{p_{M_i}}\beta < 0$ 时, 说明 p_{mi} 产生负影响。

$$c_i = \frac{\beta_p(M_0)\beta - \beta_{p_{M_i}}\beta}{\beta_p(M_0)\beta} = \frac{\beta_p(M_0)\beta - \beta_p(M_0)\beta - p_{mi}\beta}{\beta_p(M_0)\beta} \quad (12)$$

文中称 c_i 为第 i 个单元对 M_0 点处噪声的影响度。它包含了第 i 个单元表面的混响声 p_{1i} (反映在 M_0 点处的声压为 p_{1i}) 及以法向振动速度为 v_{ni} 的振动所产生的直达声 (反映在 M_0 点处的声压为 p_{2i}) 对 M_0 点处声压的共同影响。为区分 p_{1i} 和 v_{ni} 对 M_0 点处的影响, 同理可分别定义它们的影响度为

$$c_{1i} = \frac{\beta_p(M_0)\beta - \beta_p(M_0)\beta - p_{1i}\beta}{\beta_p(M_0)\beta} \quad (13)$$

$$c_{2i} = \frac{\beta_p(M_0)\beta - \beta_p(M_0)\beta - p_{2i}\beta}{\beta_p(M_0)\beta} \quad (14)$$

3 车厢壁面振动的影响度分析及阻尼降噪

当国产某 50 拖拉机驾驶室采取良好隔声措施后, 在拖拉机保持静态, 发动机以转速为 2 000 r/min 空负荷运转时, 测得驾驶员耳旁噪声为 94.12 dB (A) 左右, 而其中由驾驶室壁面振动产生的固体声为 93 dB (A) 左右, 图 1 为在上述工况下测得的驾驶员耳旁噪声的倍频程频谱。由图可知, 在固体声中, 63 Hz 频段中的噪声占主导地位。

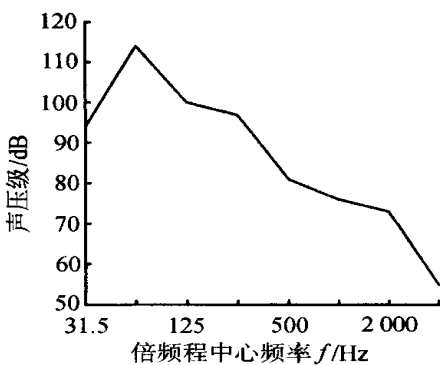


图 1 驾驶室内固体声频谱

Fig 1 Frequency spectra of solid noise in a cab

试验表明, 该驾驶室在这一频段上的振动主要来自于发动机的二阶不平衡惯性力。当发动机转速为 2 000 r/min 时, 其二阶不平衡惯性力的基频为 6617 Hz, 恰好在 63 Hz 这一频段内。

驾驶员耳旁的固体声总声压是壁面各单元综合

影响的结果,而具有相同源强度的单元,对耳旁噪声的影响未必相同。为考察驾驶室各壁面对耳旁噪声的影响,将各壁面分成 142 个单元,其中侧面及后面单元划分见图 2。测出每个单元形心处 6617 Hz 这一峰值频率的振动速度及相位,其中相位以驾驶室前右下角的振动为基准,然后利用 (6)、(7)、(9) 式计算出驾驶员耳旁位置频率为 6617 Hz 的声压级。最后按 (14) 式计算各单元壁面振动所产生的直达声对驾驶员耳旁噪声的影响度。计算表明:驾驶室的前面及左右两侧面以正影响为主,后面以负影响为主,图 2 是左侧面及后面的影响度示意图,图中虚线框是窗户部分。由于窗玻璃通过橡胶条嵌在壁板上,振动较小,所以对声场的影响很小,可忽略不计。

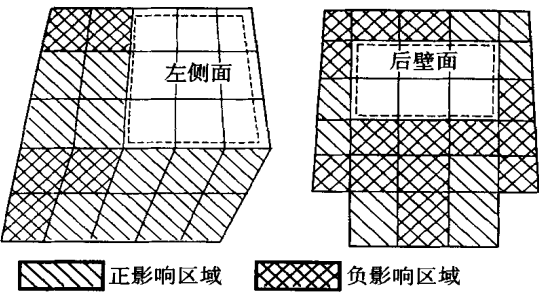


图 2 左侧面和后壁面影响度示意图
Fig 2 Schematic diagram of influencing areas of left and back walls

为抑制驾驶室壁面的振动以降低耳旁噪声,试对以正影响为主的左右壁面粘贴阻尼材料,结果耳旁噪声由 9412 dB (A) 降到 9210 dB (A)。为证实后壁面以负影响度为主,在后壁面下方也粘贴阻尼材料进行比较,其结果见表 1。在后壁面粘贴阻尼材料后,耳旁噪声没有减小,还略有提高。

表 1 驾驶室内耳旁噪声比较

Table 1 Comparison of driver's ear noises	
粘贴阻尼材料情况	耳旁噪声 δ dB (A)
无阻尼材料	9412
左右侧壁面粘贴阻尼材料	9210
后壁面下方粘贴阻尼材料	9418
左右侧壁面及后壁面粘贴阻尼材料	9218

4 结 论

1) 分析及试验表明,根据车厢内部声场与边界条件的关系,通过分析边界单元对内部声场的影响度,选择和优先控制对内部声场具有正影响的边界单元振动,可做到有效的降低内部指定点附近的噪声。但如果减振部位选择不当,就不一定能取得预期的效果,甚至会适得其反。

2) 上述阻尼降噪仅仅是对这一方法的一种尝试。其实,通过影响度分析,确定了对内部声场具有正影响或影响度较大的优势边界单元后,采用结构动态分析与修改等方法更有效降低内部噪声。

3) 由于实际驾驶室结构及形状比较复杂,内部还有一些不规则凸起物等,在单元划分及处理时不得不作些简化,因此这将会带来一定的误差;另外,在以正影响度为主的边界上粘贴阻尼材料,目的是要抑制这些边界在某些频率上的振动,但实际上也会影响其它地方的振动,因此,如何更直接有效地控制选定边界的振动还值得进一步探讨。

[参 考 文 献]

[1] 陆森林,刘红光 拖拉机驾驶室的综合降噪[J] 农业工程学报,1999,15(1): 82~ 85
[2] 申光宪,肖 宏,陈一鸣 边界元法[M] 第 1 版 北京:机械工业出版社,1998 253
[3] 胡嗣柱,倪光炯 数学物理方法[M] 第 1 版 上海:复旦大学出版社,1989,410~ 451

Influence of Wall Vibration on the Sound in a Cab and Noise Reduction With Damping

Liu Hongguang, Lu Senlin, Zeng Fa lin

(College of A utan obile & Camm unication Engineering, J iangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: The effective method to reduce the soild noise in a cab is to control the vibration of these walls directly. The influence of the wall vibration on noise is related not only to the magnitude of the vibration, but also to its phase and location. After finding the areas which have main influence on noise, it is a good way to reduce the noise effectively by controlling their vibrations. Based on the equation of acoustic pressure in a cab and boundary conditions deduced from Helmholtz's equation and Green theorem, the influence of the cab wall vibration on acoustic pressure near driver's ear was analyzed with boundary element numerical analysis method. Then some parts of the walls which mainly have positive influence on reducing ear noise were damped, which result in noise reduction of 212 dB (A).

Key words: vehicle cab; noise control; vibration