

基于声腔模态的车身 NTF 优化分析

撰文 / 广州汽车集团股份有限公司汽车工程研究院 李玉洁 李建新

根据声腔模态理论,系统总结了不同级别车型的声腔模态形式和频率分布范围。为避免产生车身 NTF (Noise Transfer Function 噪声传递函数) 超标问题,车身相应面板模态与声腔模态应做避频设计。某车身 NTF 优化分析中,在激励点动刚度满足设计要求时,前副车架安装点 NTF 超标原因是地板模态与声腔上一阶模态耦合,通过改善面板模态,可使 NTF 达到合格水平。

近年来,汽车技术日益成熟。除了对汽车驾驶性的要求,消费者越来越看重汽车 NVH 性能。汽车 NVH 性能开发是一个复杂的学科,动力总成、底盘、车身、电器及车身等,这些子系统都可能是引起 NVH 问题的噪声源或者传递路径。NVH 工程师主要任务,就是降低噪声源,控制传递路径,提升汽车舒适性。

整备车身 NTF (Noise Transfer Function 噪声传递函数) 是否合理,是车身 NVH 开发的一个重要的评价标准。车身声腔为汽车乘员舱的空气组成的弹性体,是车身 NTF 分析的必经传递路径。本文主结合声腔模态理论,研究声腔模态的特点,以某车身 NTF 优化分析为例,指出车身面板模态应与相应声腔模态做错频设计。

一、声腔模态及车身面板模态规划

1. 声腔模态

声腔,是车身壁板围成一个封闭的声学空腔,一般分为乘员舱空间和行李舱,里面充满了空气。同结构体一样,声腔也存在模态形式和模态频率。声腔模态的分析是基于经典的声学理论。在理想流体分析中对介质建立 3 个方程:运动方程、连续性方程和物态方程。连立得出小振幅声波声压的解析式:

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

式中, c_0 是声速, t 是时间, p 是声压, 声压是时间和空间的函数, 即 $p(x, y, z, t)$, ∇^2 是拉普拉斯算符。在直角坐标系下的表达式为:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

基于以上声腔理论求解声腔模态是复杂的,一般工程上通过试验或有限元分析的方式获得声腔模态。对于密闭空间,空气有一定的质量、刚度和阻尼,通过 Galerkin 方法将上式进行离散化处理,将声腔空间分成若干个有限元体积。流场内波动方程可以有限元矩阵方程:

$$M_f \ddot{p} + C_f \dot{p} + K_f p = 0$$

式中, M_f 为流体等效质量矩阵, C_f 为流体等效阻尼矩阵, K_f 为流体等效刚度矩阵。求解有限元矩阵方程可以得到空间的压力分布形态,也就是声腔模态,方程激励为 0,即是空腔的自由运动方程,是空腔固有属性。

为了粗略预估下声腔模态频率范围,可以将声腔模态简化成一个长方体的盒子,利用如下经验公式获得:

$$f_{ijk} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{i}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{j}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{k}{L_z}\right)^2}$$

式中, C 为声速, L_x 、 L_y 、 L_z 为声腔在 x 、 y 、 z 三个方向的长度。 i 、 j 、 k 为阶数。长度的单位为 m,由于声速在标准大气压下为 340m/s,可以得出同一级别的车,声腔频率基本类似。这个特性是有益于车身其它系统模态匹配的,

可以精准的预测声腔模态范围，使其他车身子系统有更宽松的模态频率设计范围。表 1 总结出一些比较常见的声腔模态频率范围。

表 1 声腔模态常见的形式和频率范围

模态 车型	A 级轿车 (3 厢)	B/C 级轿 车 (3 厢)	A 级 SUV	B/C 级 SUV	MPV
一阶前后 (X 向) /Hz	75~80	70~80	45~50	45~50	40~45
二阶前后 (X 向) /Hz	125~130	120~130	90~95	85~95	80~90
左右模态 (Y 向) /Hz	110~115	110~115	110~115	110~115	110~115
一阶上下 (Z 向) /Hz	135~140	130~150	115~130	110~130	105~130

2. 车身面板模态规划

在车身 NVH 开发设计过程中，车身面板模态要与声腔模态避频，当发生共振时，声腔会产生纯体积变化，在车内产生轰鸣声，此时车身壁板就好比一个扬声器。而在车身 NTF 分析中，这一弊端也会体现。

图 1 所示为某车身声腔模态分析结果，根据声压方向和声压分布特点，前围、前风挡模态要避开声腔 X 向模态（第一、二阶前后模态），后背门模态要避开 X 向模态，顶棚和地板要避开 Z 向声腔一阶上下模态，左右车门要避开 Y 向声腔左右模态。地板和顶棚一般会因面积大，设置多根横梁，分成多个小的面板，可根据声压分布云图，分块设计需要避频的车身面板模态。

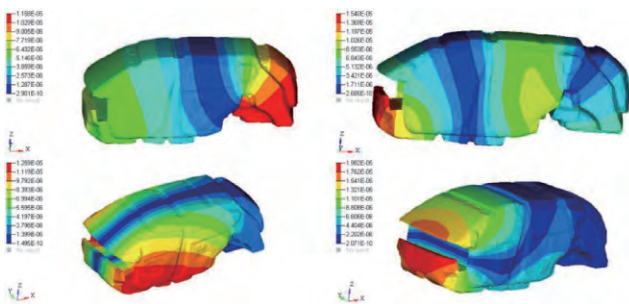


图 1 某车身声腔模态分析结果

二、车身 NTF 优化

1. 车身 NTF 分析

车身与动力系统和底盘系统相连，通常会把这些安装点称为车身关键连接点。通过这些连接点，动力系统和底盘系统的振动和噪声就会传递到车内，如果不进行有效的控制，

将会引起汽车 NVH 问题。中高频噪声会通过声学包缓解，但是对于低频噪声（0 ~ 200Hz）只能靠隔振和模态匹配来解决，而优化车身 NTF 是降低低频噪声的主要手段。车身 NTF 优化流程，如图 2 所示。

车内相应点声压与激励力和传递函数可用下式来获得：

$$p(f) = F(f) \cdot H(f)$$

式中， $p(f)$ 为响应点的声压， $F(f)$ 为输入力， $H(f)$ 为传递函数。 $H(f)$ 是基于模态综合法，将车身与声腔作为耦合系统做声固耦合分析得到的。车身面板振动频率和位置恰好与声腔模态一致时，NTF 响应值就会比较大。在优化分析中，可遵循以下流程。

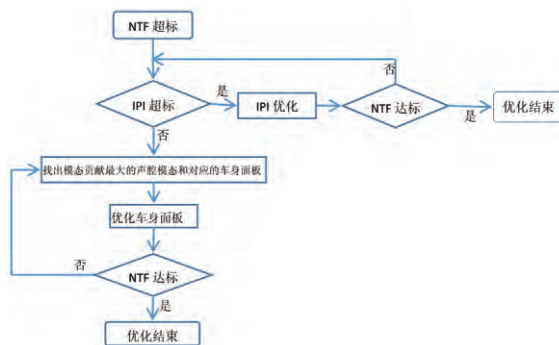


图 2 车身 NTF 优化流程

2. NTF 优化分析案例

某车型车身开发中，前副车架后安装点 NTF 在 124Hz 处超标，如图 3 所示。

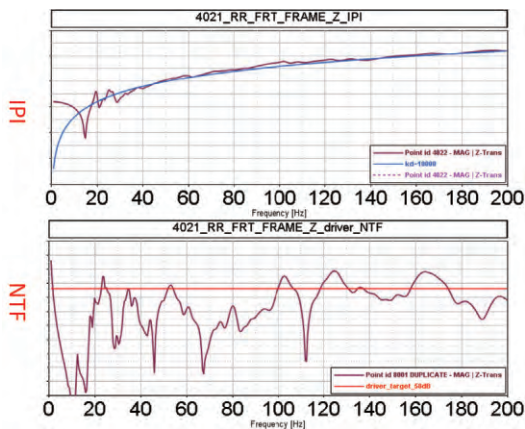


图 3 前副车架后安装点 IPI、NTF 分析结果

原点 IPI 在 124Hz 处没有明显的模态峰值，而且贴近目标线。可先排除激励点隔振影响。利用模态贡献量以及 ODS (operating deflection shapes) 分析进行原因调查，前副车架后安装点前排乘客 NTF 在 124 处模态贡献分析结

果如图4所示。第7阶声结构模态贡献量为90.33%，模态阵型图如图5所示。

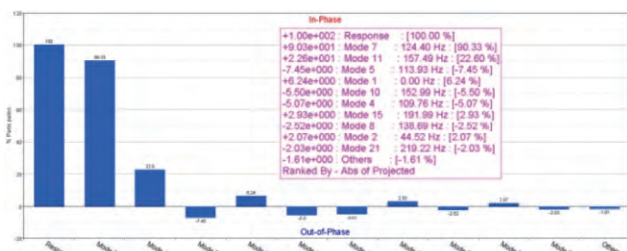


图4 124Hz NTF 模态贡献量分析

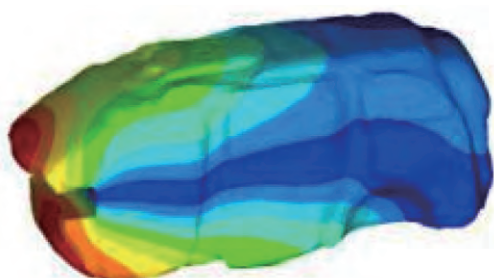


图5 一阶上下模态 124.4Hz (第7阶)

以上分析得出一阶上下声腔模态为主要贡献量声腔模态，声压较大的车身面板区域为优化方向。车身 ODS 分析结果如图6所示，地板第二、三根横梁间面板振动响应较大。明确是此车身面板振动与声腔模态耦合，是 NTF 超标的主要原因。

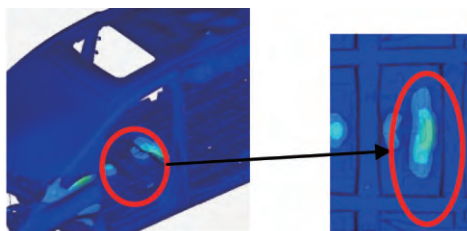


图6 车身在前副后安装点 124Hz 的 ODS

加强筋设计，可提高面板模态。起筋位置如图7所示，面板模态和 NTF 改变如图8所示。优化前，车身面板在

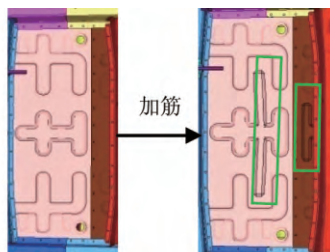


图7 加强筋设计

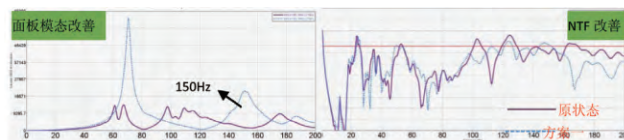


图8 提高面板模态的改善效果

124Hz，振幅较大，加强设计后面板模态提高至150Hz，NTF 降低至目标值以下。

降低面板模态，前地板厚度由0.8变为0.7，ODS 变化和 NTF 改善如图9所示。降低面板模态，在保证车身 NTF 性能的前提下，同时车身重量减轻，实施减薄方案。综上所述，车身面板模态设计要与声腔模态错频。

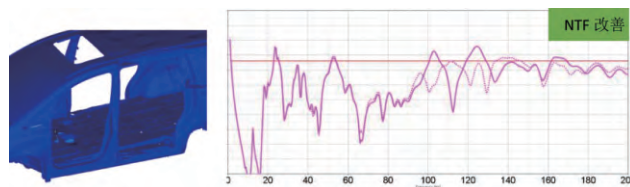


图9 降低车身面板模态的改善效果

三、结语

(1) 本文根据声腔模态的理论，系统的总结了不同级别车型的声腔模态频率范围。

(2) 通过某车身连接点的 NTF 优化流程总结出，在前期设计中，车身相应面板模态要与声腔模态避频，避免因车身面板模态而引起 NTF 超标。IM