



同济大学 · 上海地面交通工具风洞中心
TONGJI UNIVERSITY · SHANGHAI AUTOMOTIVE WIND TUNNEL CENTER



第二届 同济大学风洞中心&懿朵科技 整车风噪性能开发高级培训



王毅刚
教授
博导

汽车风噪问题及研究



气动声学风洞



同济大学上海地面交通工具风洞中心



热环境风洞

2019.9

问 题

- 1、什么是气动噪声？为什么会出现几个基本声源（单极子、偶极子、四极子）来描述噪声源？这些源在空间的存在方式怎样？（是一个点、一个区域？是一个还是无数多个？是单一存在，还是同时存在？）
- 2、气动噪声的根源是流体脉动引起的，有流体的压力脉动，也有声的压力脉动，它们和声是什么关系？压力脉动能向声一样传播吗？声和流动物理量之间有无具体的关系？
- 3、流体流过车体表面声和脉动如何加载到车结构上？车结构对它们的响应相同吗？会怎样？车上的声源向车外传播时会受车的绕流场影响吗？
- 4、车辆声远场、绕流场（声近场）及向车内声振传递仿真分析理论有哪些局限性？向车内声振传递的简化数值计算模型是否具有其合理性？
- 5、目前车内噪声水平是高还是可以接受？如何看待目前的气动噪声控制方法？目前的气动噪声研究方法（解析、试验、仿真）怎么结合起来应用？
- 6、在整车开发过程中气动噪声怎么融入到其流程中？

介绍内容

一、什么是气动噪声

二、气动噪声源描述的理论基础

三、基于圆柱绕流的气动噪声问题分析

四、基于整车的气动噪声传播分析

五、汽车气动噪声问题及产生的原因

六、气动噪声研究方法的相互依赖性

七、气动噪声控制

八、研发工作设想



一、什么是气动噪声

1、气动噪声现象



为什么冬天常能听到风吹电线的
啸叫声，夏天很少听到？

$< 20\text{Hz}$



为什么猫头鹰在捕
捉猎物时高速飞行
不产生声音？

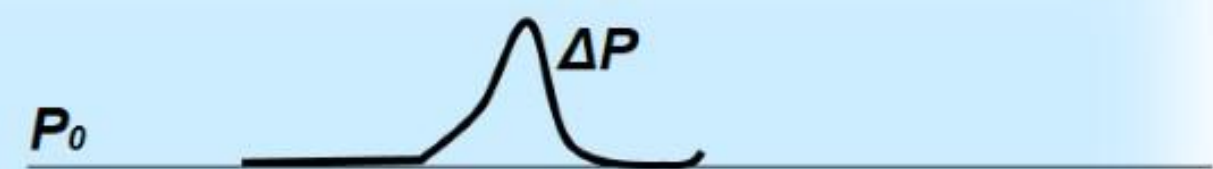


为什么风扇叶片由
一些锯齿形状？

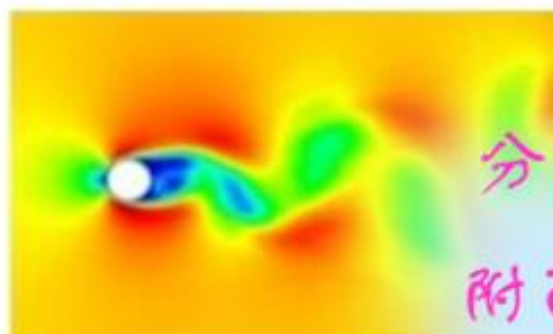


一、什么是气动噪声

2、声和气动声概念



大气环境，静止介质，大气压强



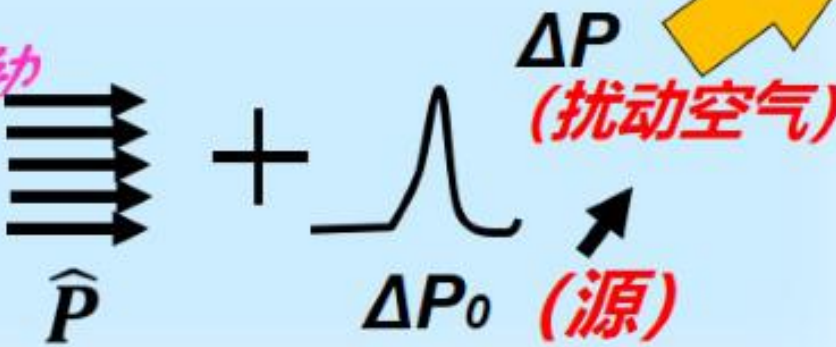
分离流动

附面层流动



空腔风振

边缘音



人可以通过两种途径听到声音:

第一种途径:

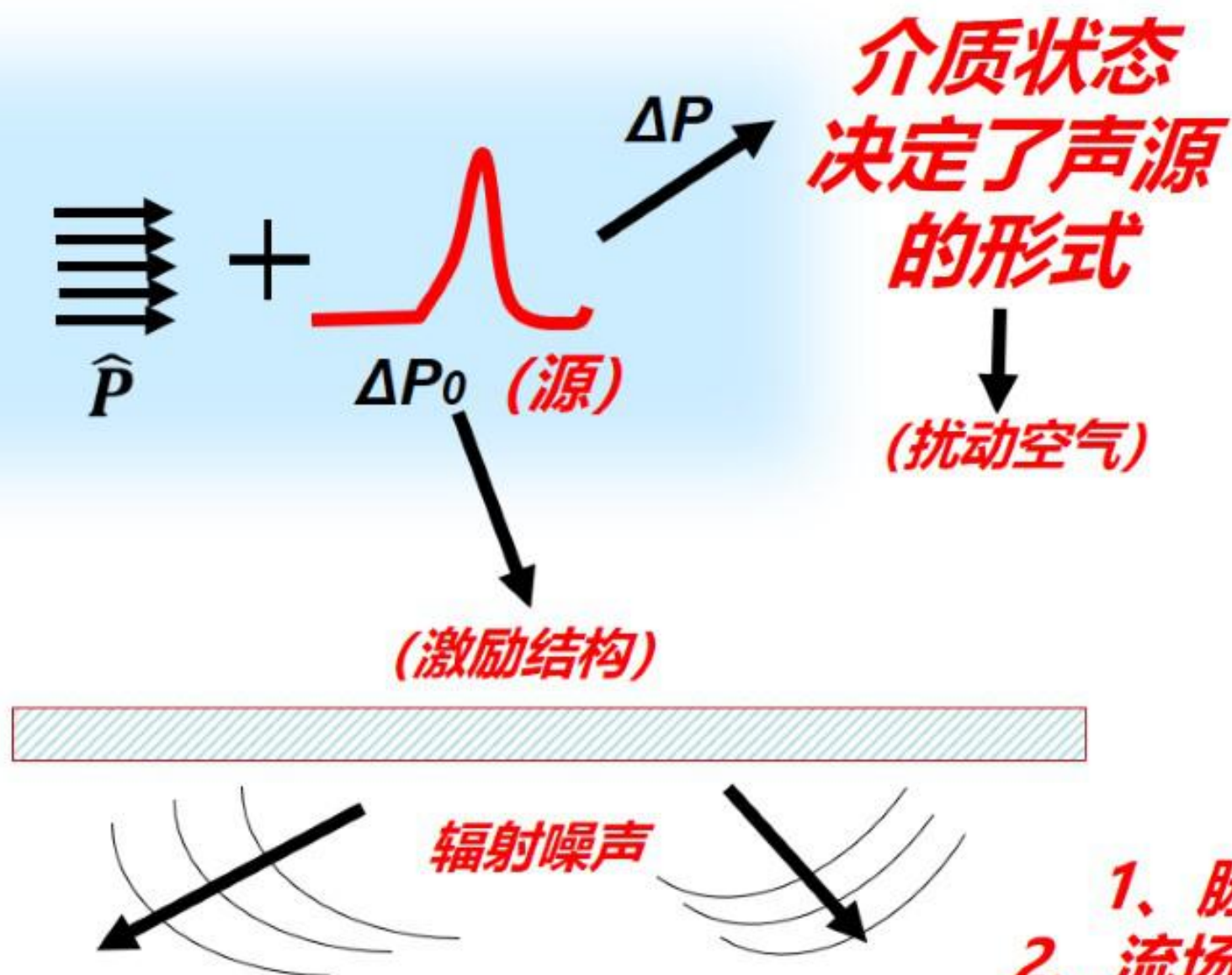
外界声音——鼓膜——听小骨及其它组织——听觉神经——大脑

第二种途径 (骨传导):

声音——头骨、颌骨——听觉神经——大脑

一、什么是气动噪声

3、流体中的脉动和声

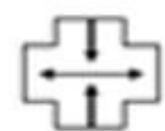


常有三类流体力学发声机理：

脉动质量源。膨胀收缩的脉动球（形体表面流体的同步排挤和填补，形体为固体或流体自身气泡），即附加质量所致的**单极子源**

脉动力源。固体表面起伏力（一定存在某种固体边界），即载荷所致的**偶极子源**

流体内部应力源。流体内部应力（不存在任何固体边界，如体积不变在一个直径方向凸起而在另一垂直方向凹进的涡团），即形变所致的**四极子源**



- 1、脉动作为源可以发声，也可以激发结构发声
- 2、流场中某点的脉动是：这点流体脉动+别处声源传来的声压脉动

所以建议：气动噪声=脉动和气动声

一、什么是气动噪声

4、三种噪声源对比

单极子

脉动流动：语音声，气流
扬声器，旋笛，脉冲喷
气，往复式机器的进排气

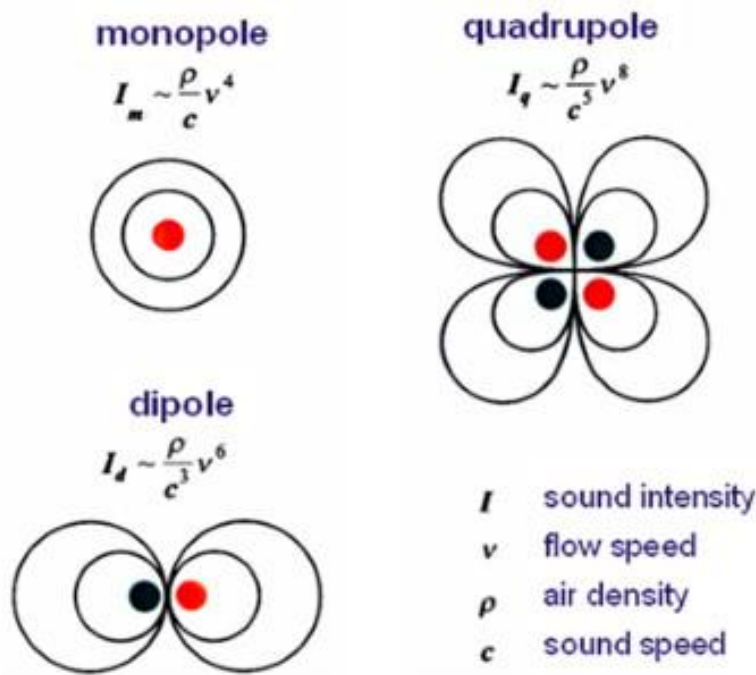
偶极子

固体表面附近的非定常流动：
风扇动叶噪声，边界层噪声

四极子

排气自由掺混：剪切层
内：喷气噪声，阀门噪声

mechanism	type	intensity
unsteady volumetric flow	monopole sources	$I_m \sim \frac{\rho}{c} v^4 = \rho \cdot Ma \cdot v^3$
unsteady pressure or force acting on a rigid surface by the flow	dipole sources	$I_m \sim \frac{\rho}{c^3} v^6 = \rho \cdot Ma^3 \cdot v^3$
shear stress acting on the flow	quadrupole sources	$I_m \sim \frac{\rho}{c^5} v^8 = \rho \cdot Ma^5 \cdot v^3$



辐射效率

• monopole:	dipole:	quadrupoles .
$\eta \approx \frac{\rho_0 M^4 D^2}{\rho_0 D^2 U^3 c_0^3} = \frac{M}{c_0^6}$	$\eta \approx \frac{\rho_0 M^6 D^2 c_0^3}{\rho_0 D^3 U^3} = M^3$	$\eta = \frac{\rho_0 M^8 D^2}{\rho_0 D^2 U^3 c_0^5} = \frac{M^5}{c_0^8}$

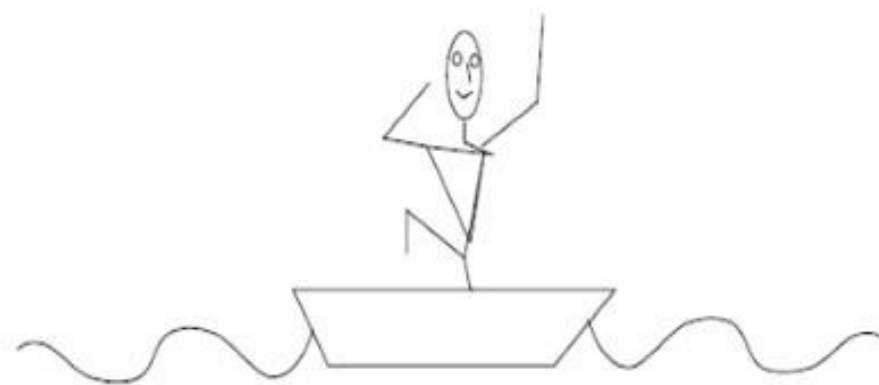
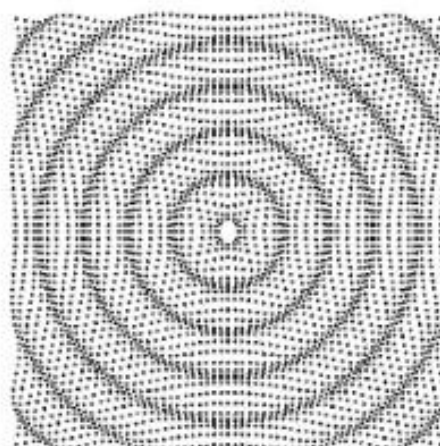
按效率来说，这三种声源的次序是单极子，偶极子和四极子，后者最低

但是按总功率说次序正好相反，它们的总声功率分别与流速的四次，六次和八次成正比。有时四极子的功率可大大超过其他两种，特别当流速高的时候。

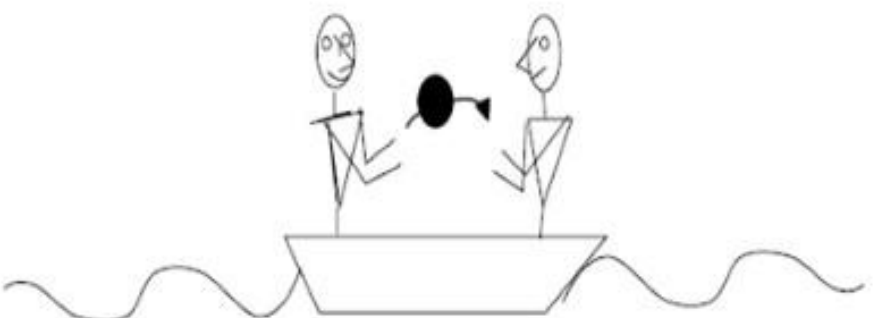
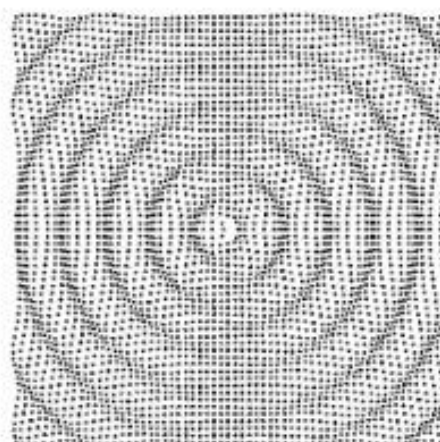
一、什么是气动噪声

5、对基本声源的现象理解

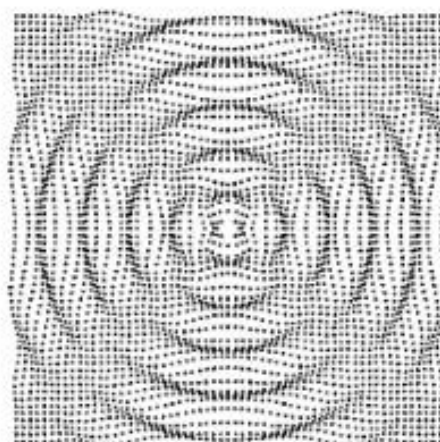
--对基本声源的现象理解



单极子：相当于一个人从船上跳上跳下，对水有一个不稳定的体积变化，在船周围形成一个单极子波场。



偶极子：两个人在船上来回仍接球，对船产生一个振荡力，在船周围形成一个偶极子波场。



四极子：两个人在船上打斗对船产生一个振荡力，在船周围形成一个四极子波场。

介绍内容

- 一、什么是气动噪声
- 二、气动噪声源描述的理论基础
- 三、基于圆柱绕流的气动噪声问题分析
- 四、基于整车的气动噪声传播分析
- 五、汽车气动噪声问题及产生的原因
- 六、气动噪声研究方法的相互依赖性
- 七、气动噪声控制
- 八、研发工作设想



二、气动噪声源描述的理论基础

1、气动噪声的流体力学理论根源

(1) 流体动力学的三大定律 --无源或边界的输入

ε : 能量

P : 表面压强

f : 体积力

H : 外界输入给单位质量流体源的热量

质量守恒定律

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0$$

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot V = 0$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial x} = 0$$

动量定律 (牛顿第二定律)

$$\rho \frac{DV}{Dt} = \rho g - \nabla p + \mu \nabla^2 V$$

不可压缩流体, 体积力只考虑重力

$$\rho \frac{DV}{Dt} = -\nabla P + f + \mu \nabla^2 V$$

$$\rho \frac{DV}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}$$

质量力忽略

能量守恒定律 (热力学第一定律)

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = -\nabla \cdot (Pv) + \rho f \cdot v + \rho h$$

**三大方程是对流体微团 (或单位质量流体源) 而言,
没有质量的注入, 除流体间的作用力和重力作用外, 没有其它力的注入**

二、气动噪声源描述的理论基础

1、气动噪声的流体力学理论根源

(2) 动力学定律与声源的关系 (不考虑能量守恒)

--Lighthill声类比理论

质量守恒定律

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial x} = 0$$

动量定律

$$\rho \frac{DV}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}$$

推导

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i \partial x_i} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}$$

Propagation

Source

important

can be neglected

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + p_{ij} - a_0^2 \rho \delta_{ij}$$

generation

dissipation

conduction

为什么是声类比?

1、该方程是由质量守恒定律和动量定律推得，方程两端变量相互包容，其实质还是一个流体力学方程。

怎么能是一个声学方程呢？

2、如果将右端项看成是一个声源，按照右端项的形式，它相当于一个四极子源，与经典声学相比，它相当于该声源产生的声在声速为 C_0 的稳态介质中的声传播，即为典型的声传播方程。

即：任意真实流动中的密度脉动与一个四极子源在稳态介质中产生的密度脉动，具有严格的类比关系

3、湍流区域外，方程就变成一个声传播方程；湍流区域内，就有一个等效声源

二、气动噪声源描述的理论基础

1、气动噪声的流体力学理论根源

(2) 动力学定律与声源的关系 (不考虑能量守恒)

--有源或边界的输入

若仅有质量源的输入,
连续性方程变为:

质量守恒定律

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial x} = Q$$

有质量或体积质量的变化-与单极子有关

若仅有力源的输入,
动量方程变为:

动量定律

$$\rho \frac{DV}{Dt} + \nabla P = f_0 (y, t)$$

忽略质量力f和粘性

与偶极子有关,但力源没有引起控制体内质量变化,与单极子无关,力源看成是边界对控制体的作用力,如表面力

若有质量源+力源的输入,
动量方程变为:

动量定律

$$\rho \frac{DV}{Dt} = -\nabla P + f_0 (y, t) - QV$$

忽略质量力f和粘性,是无粘理想流体

方程

与偶极子有关,通常QV引起的力纳入体积力中,通常对于微团而言,质量很小,体积力忽略

若有力源+粘性的输入,
动量方程变为:

动量定律

$$\rho \frac{DV}{Dt} = -\nabla P + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x} + f_0 (y, t)$$

忽略质量力f

与四极子、偶极子有关

二、气动噪声源描述的理论基础

2、气动噪声的理论方程

(3) 一般形式的非齐次声学波动方程

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = \underbrace{\frac{\partial Q}{\partial t}}_{\text{单极子}} - \underbrace{\nabla \cdot f_0}_{\text{偶极子}} + \underbrace{\nabla \cdot \nabla T_{ij}}_{\text{四极子}}$$

单极子 偶极子 四极子

Q : 质量源, 单位为 kg/m^3

f_0 : 物体表面对其边界上流体的作用力, 垂直于作用面, 与法线方向相反

T_{ij} : 广义应力张量

f_0 为力点源, 由数学方面的知识, 一个矢量函数 f_0 , 它可以是一个标量的梯度 ∇p , 也可以是一个矢量的旋度 $\nabla \times u$, 也可以是两者的组合, 即

$$f_0 = \nabla p + \nabla \times u$$

其物理意义为力点源可能由于压力梯度产生, 也可能由于速度的旋度产生, 或者是两者的组合。故偶极子声源为

$$\nabla \cdot f_0 = \nabla^2 p + \nabla \cdot \nabla \times u$$

由于对旋度再求散度的结果为零, 即 $\nabla \cdot \nabla \times u = 0$

$$\nabla \cdot f_0 = \nabla^2 p$$

因此, 偶极子声源只与气动参数脉动压力有关。

$$T_{ij} = \rho u_i u_j - \tau_{ij} + \delta_{ij}(p - c_0^2 \rho)$$

式中: $\rho u_i u_j$ 为与湍流脉动速度有关的湍流应力; τ_{ij} 即 $\mu \nabla V$, 为热耗散性质的黏性切向应力; $\delta_{ij}(p - c_0^2 \rho)$ 为热传导的影响, δ_{ij} 为克罗内克符号,

对于亚声速等熵流动 $p - c_0^2 \rho = 0$

$$\text{故 } T_{ij} = \rho u_i u_j - \tau_{ij}$$

二、气动噪声源描述的理论基础

2、气动噪声的理论方程

(4) FW-H声学波动方程

1955年, Curle用基尔霍夫方法将Lighthill理论推广到考虑静止固体边界的影响, 实现了推导诸如湍流中静止小物体的风鸣声、圆柱旋涡脱落诱发的噪声等问题。

1964年, Powell提出涡声理论, 为揭示湍流发声提供了理论依据。高雷诺数下的湍流射流噪声是空气动力声学中的重要内容, 应用Lighthill理论能够解释射流声场的主要特征, 但是难以解决更复杂的湍流射流现象。

Phillips, Lilley, Howe, Yates和Sandri等人都发展了更为复杂的分析方法, 但在进行分析之前也都需要将非线性的波数算子线性化。

1969年, Ffowcs Williams和Hawkings应用广义函数法将Curle的结果扩展到考虑运动固体边界对声音的影响, 即物体在流体中运动的发声问题, 得到一个较为普遍的结果—Ffowcs Williams-Hawkings方程(简称FW-H方程), 现已成为研究气动噪声的典型方法之一。

解决了远场区域
计算声辐射
的问题

90年代以后, 纯气动声学理论研究进展缓慢, 大多数相关研究转入到计算气动声学以及相关试验的研究。

1984年, Goldstein对湍流剪切流动的气动噪声理论分析方法进行了总结, 并对气流与固体表面相互作用的声学问题以及气流自身相互作用的湍流射流问题进行了研究, 认为射流噪声的能量主要集中在较低频率范围, 理论计算精度的频率范围取决于射流能量覆盖的频率范围。

1974年, Goldstein用格林函数方法研究了均匀运动介质下运动物体的发声问题, 得到更为普遍的广义Lighthill方程。

$$\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] - \frac{\partial}{\partial x_i} \{ [P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)] \delta(f) \} + \frac{\partial}{\partial t} \{ [\rho_0 v_n + \rho (u_n - v_n)] \delta(f) \}$$

Quadrupole

Dipole

Monopole

Lighthill四极子声源、Curle偶极子声源以及单极子声源。

二、气动噪声源描述的理论基础

2、气动噪声的理论方程

(5) 涡声方程

FW-H方程将流场内的雷诺应力、压力和剪应力作为声源，通过面积分和体积分得到远场辐射噪声，在实际工程中具有较强的应用。但是，声学类比理论还不能深入了解流动发声的真正原理。在Lightill方程提出后，Powell 深入研究了流体动力与噪声的关系，将涡量描述引入该方程，就得到了涡运动产生噪声的机理与数学表达式：

在工程实际中，流体速度一般远小于声速 c_0 ，即 $|\vec{u}| \ll c_0$ 。依照工程实际中的大量实例可知，特别是在低马赫数下 $\nabla \cdot \left(\vec{u} \frac{\partial \rho}{\partial t} \right)$ 与 $\nabla \cdot \left(\frac{u^2}{2} \nabla p \right)$ 与其他两项相比为二阶小量，可以忽略

当马赫数很小时，流体动能分布不均转化为四极子声能的效率非常低，相比于偶极子可以忽略

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \rho = \underbrace{\nabla [\rho (\vec{\omega} \times \vec{u})]}_{\text{偶极子}} - \underbrace{\vec{u} \frac{\partial \rho}{\partial t} - \frac{u^2}{2} \nabla p}_{\text{单极子}} + \underbrace{\nabla \left(p - \rho c_0^2 + \rho \frac{u^2}{2} \right)}_{\text{四极子}}$$

涡声方程

不可压缩等熵低马赫数流动

$$\nabla^2 p_a - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p_a}{\partial t^2} = -\nabla \cdot \left[\underbrace{\rho (\vec{\omega} \times \vec{u})}_{\text{偶极子}} + \underbrace{\nabla \left(p - \rho c_0^2 + \rho \frac{u^2}{2} \right)}_{\text{四极子}} \right]$$

其中 p_a 是声压， p 包含声压与流体压力。

$$\nabla^2 p_a - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p_a}{\partial t^2} = -\rho \cdot \text{div} (\vec{\omega} \times \vec{u})$$

偶极子

二、气动噪声源描述的理论基础

2、气动噪声的理论方程

(6) APE方程

APE 基本方程:

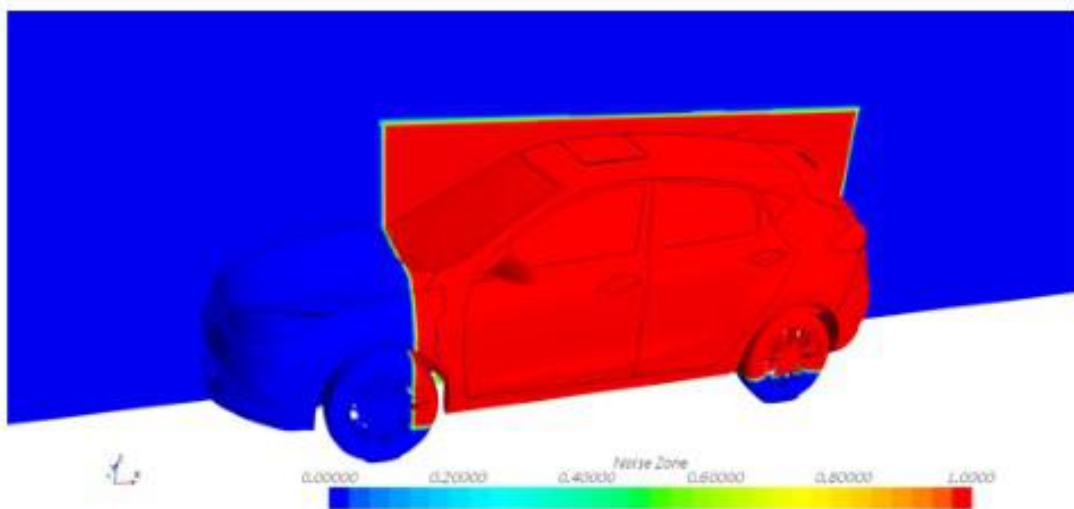
$$\frac{\partial p'}{\partial t} + c^2 \nabla \cdot \left(\bar{\rho} u^a + \bar{U} \frac{p'}{c^2} \right) \approx 0$$

$$\frac{\partial u^a}{\partial t} + \nabla (\bar{U} \cdot u^a) + \nabla \left(\frac{p'}{\bar{\rho}} \right) \approx \nabla \Phi_p$$

其中:

p' is perturbation pressure, u^a is irrotational perturbation velocity, $\bar{\rho}$ is time-averaged density, $\bar{U}$ is time-averaged velocity, c is speed of sound, Φ_p is noise source function.

解决了近场区域近似计算声场的难题



APE (Acoustic Perturbation Equations)

- Ewer 和 Schroder 提出了 APE, 用于气动噪声声场的求解
- APE 方程中的声源项由非定常流动求解得出
- 利用 APE 方程即可求解出计算域中时域上的声压
- 由于与 CFD 同时求解, 可以自动考虑对流、折射和反射等现象

二、气动噪声源描述的理论基础

3、理论方程能力

1、理论上求解很困难

(1) 一般形式的非齐次声学波动方程

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = \overset{\text{单极子}}{\frac{\partial Q}{\partial t}} - \overset{\text{偶极子}}{\nabla \cdot f_0} + \overset{\text{四极子}}{\nabla \cdot \nabla T_{ij}}$$

(2) FW-H声学波动方程

$$\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \overset{\text{四极子}}{\frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)]} - \overset{\text{偶极子}}{\frac{\partial}{\partial x_i} \{ [P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)] \delta(f) \}} + \overset{\text{单极子}}{\frac{\partial}{\partial t} \{ [\rho_0 v_n + \rho (u_n - v_n)] \delta(f) \}}$$

(3) 涡声方程

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \rho = \overset{\text{偶极子}}{\nabla [\rho (\vec{\omega} \times \vec{u})]} - \overset{\text{单极子}}{\vec{u} \frac{\partial \rho}{\partial t} - \frac{u^2}{2} \nabla p} + \overset{\text{四极子}}{\nabla (p - \rho c_0^2 + \rho \frac{u^2}{2})}$$

(4) APE方程

解决了近场区域近似计算声场的难题

3、左端项反映了声传播特征，右端项反映声源特性

非定常流中的声传播是难点问题

4、源项反映了声与流动之间的关系

近场源辐射及传播难点问题

2、数值仿真技术求解成为可能

解决了远场计算声辐射的问题

介绍内容

- 一、什么是气动噪声
- 二、气动噪声源描述的理论基础
- 三、基于圆柱绕流的气动噪声问题分析
- 四、基于整车的气动噪声传播分析
- 五、汽车气动噪声问题及产生的原因
- 六、气动噪声研究方法的相互依赖性
- 七、气动噪声控制
- 八、研发工作设想



三、基于圆柱绕流的气动噪声问题分析

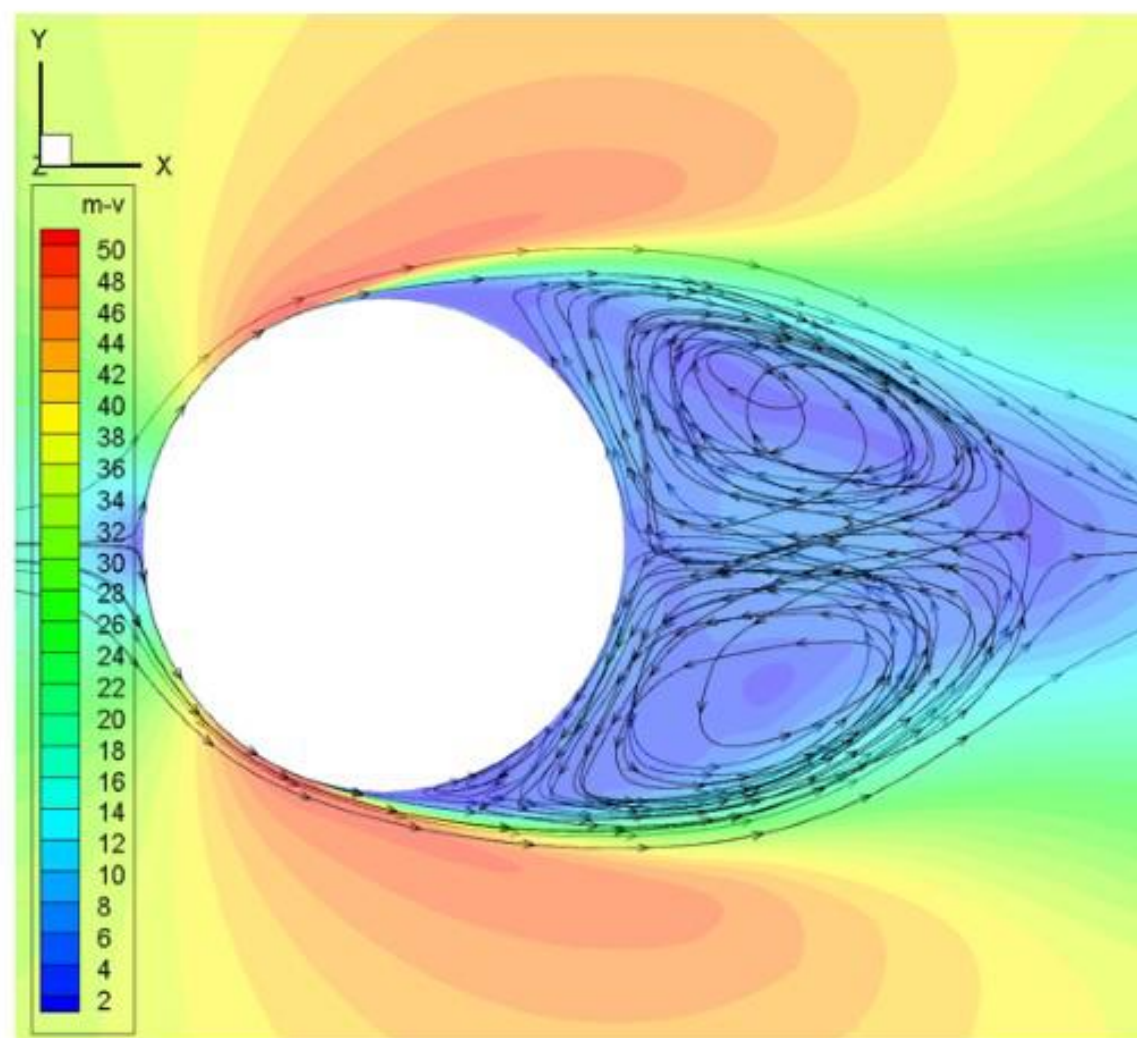
关于气动噪声一些不是很清晰的问题—例：

空间上一个质点或微团上的脉动压力包括了气流的脉动压力和声波的脉动压力—

- (1) 气流的脉动压力会像声一样传递吗？
- (2) 气流的脉动压力是声产生的根源吗？能把它当成声源吗？
- (3) 源是一个微团（或质点），还是一个区域？
- (4) 偶、四极子存在的方式、位置、大小、分布特征，它们区别？
- (5) 分离和尾迹涡谁产生的声更强？

.....

有了声源，声源怎么辐射声？--有待研究！



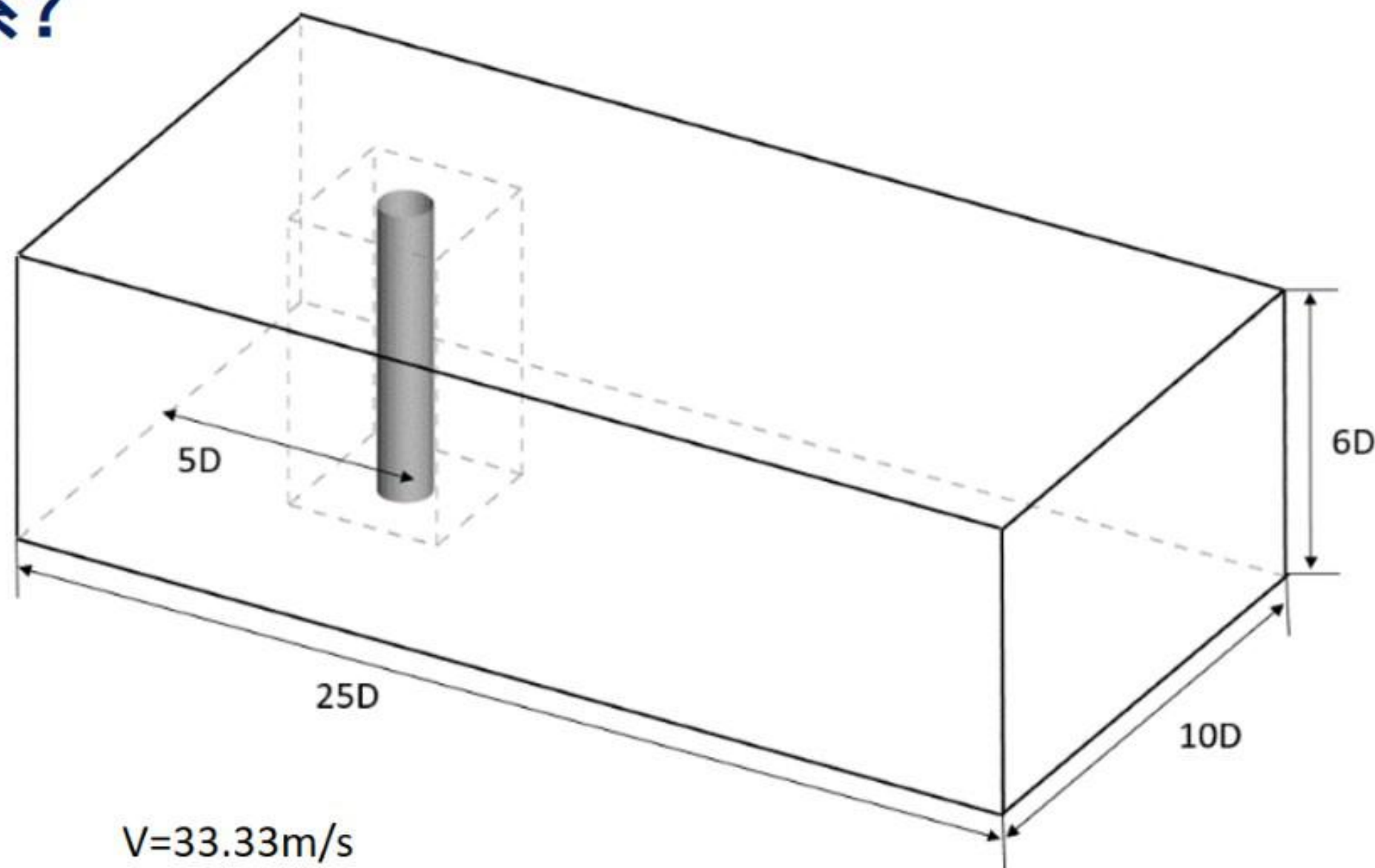
三、基于圆柱绕流的气动噪声问题分析

(1) 圆柱绕流流场压力特性

问题： 声和流动是什么关系？

1、计算模型

圆柱模型直径 D 为100mm，圆柱长径比为6:1。计算域为长方体区域，长宽高分别为 $25D \times 10D \times 6D$ ，圆柱中心距离计算域入口边界 $5D$ ，距离左右边界均为 $5D$ 。计算域网格划分与前文有限长圆柱一致，仍然采用ICEM中O-Grid型六面体网格结构，圆柱附近边界层第一层网格厚度为0.0189mm，声源区内体网格增长率为1.1，声源区外体网格增长率为1.15，最终得到整个区域体网格数量约为800万。

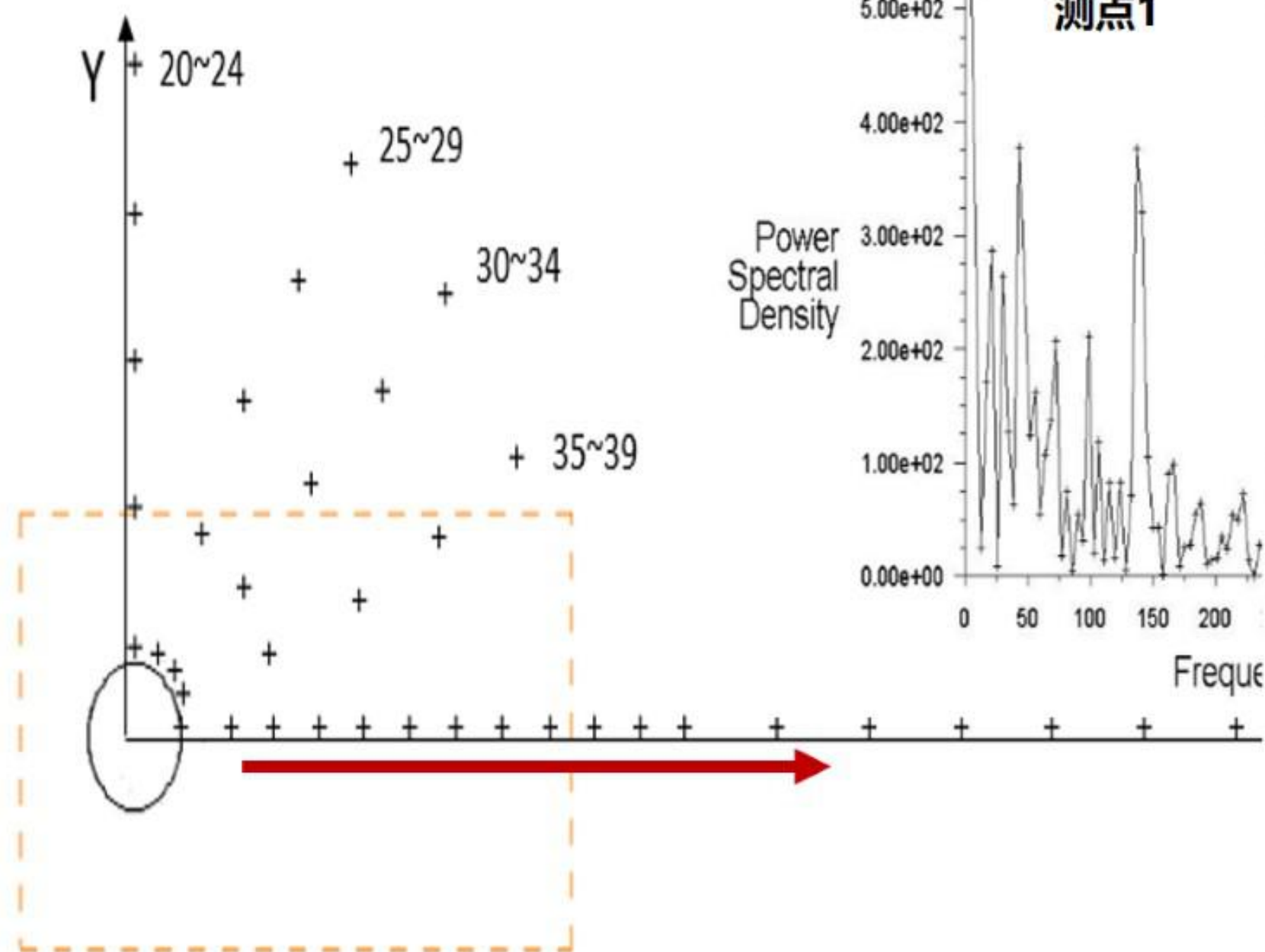


雷诺数 $=2 \times 10^5$

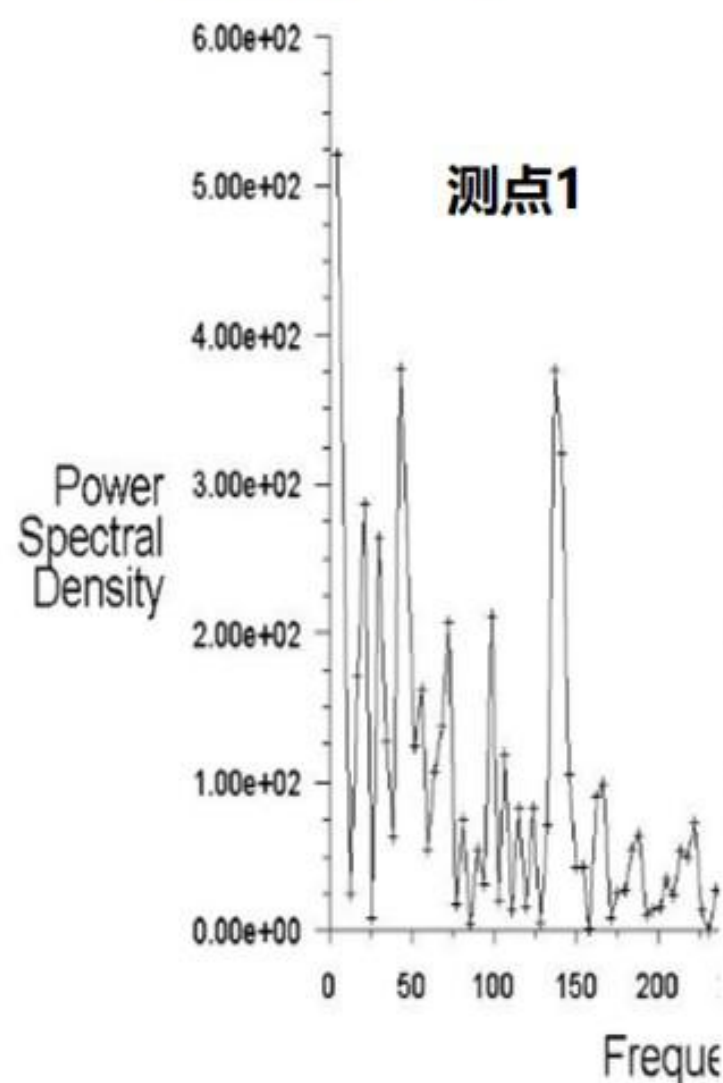
问题分解1：声和流动压力是什么关系？

(1) 圆柱绕流流场压力特性

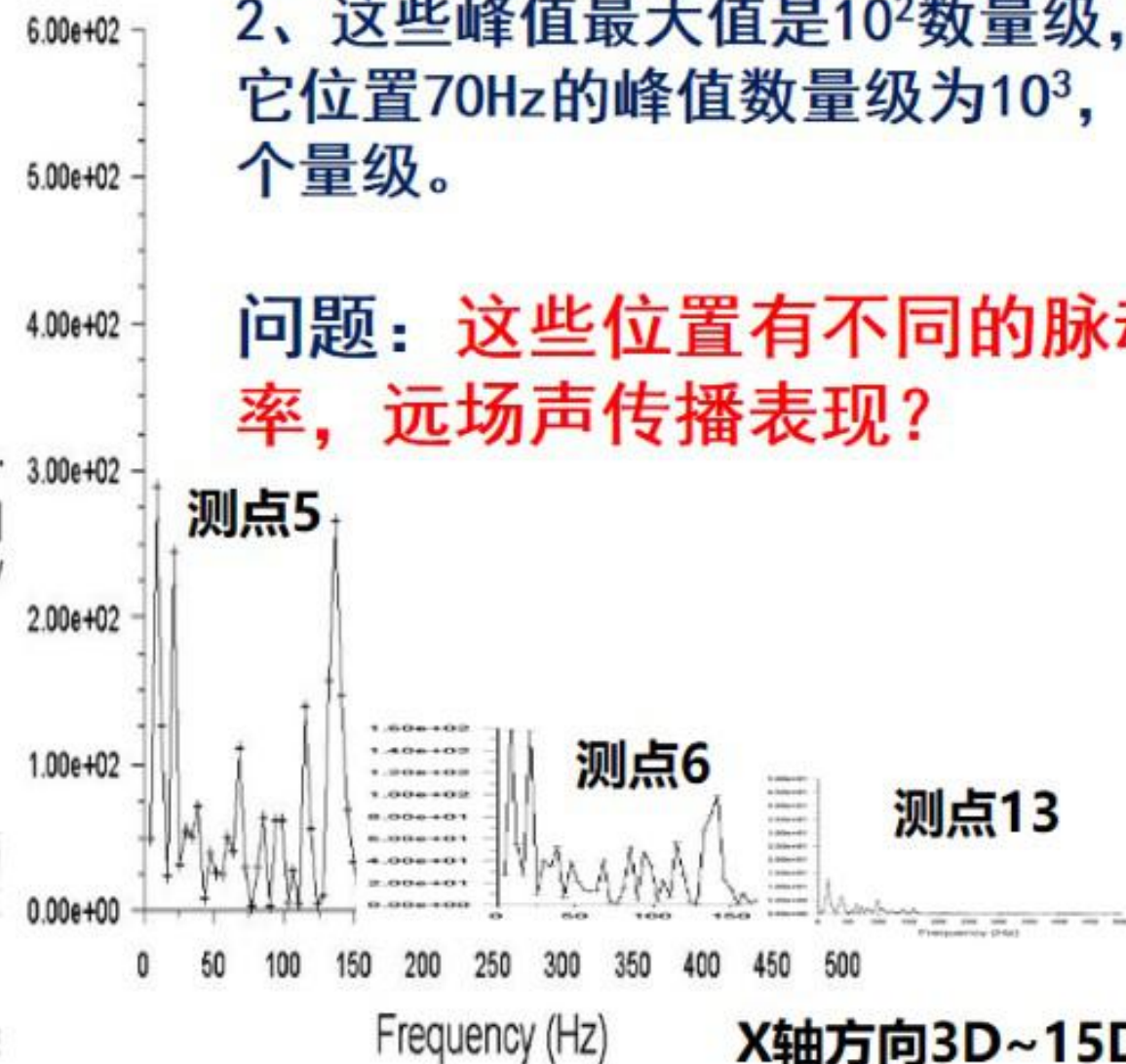
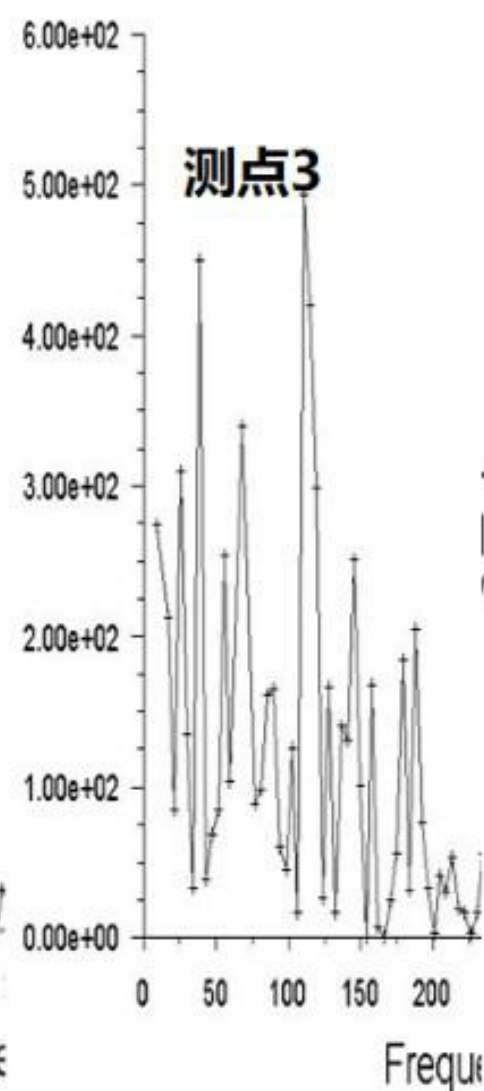
2、压力特性及分布



瞬时压力



X轴方向0D~3D范围



X轴方向3D~15D范围

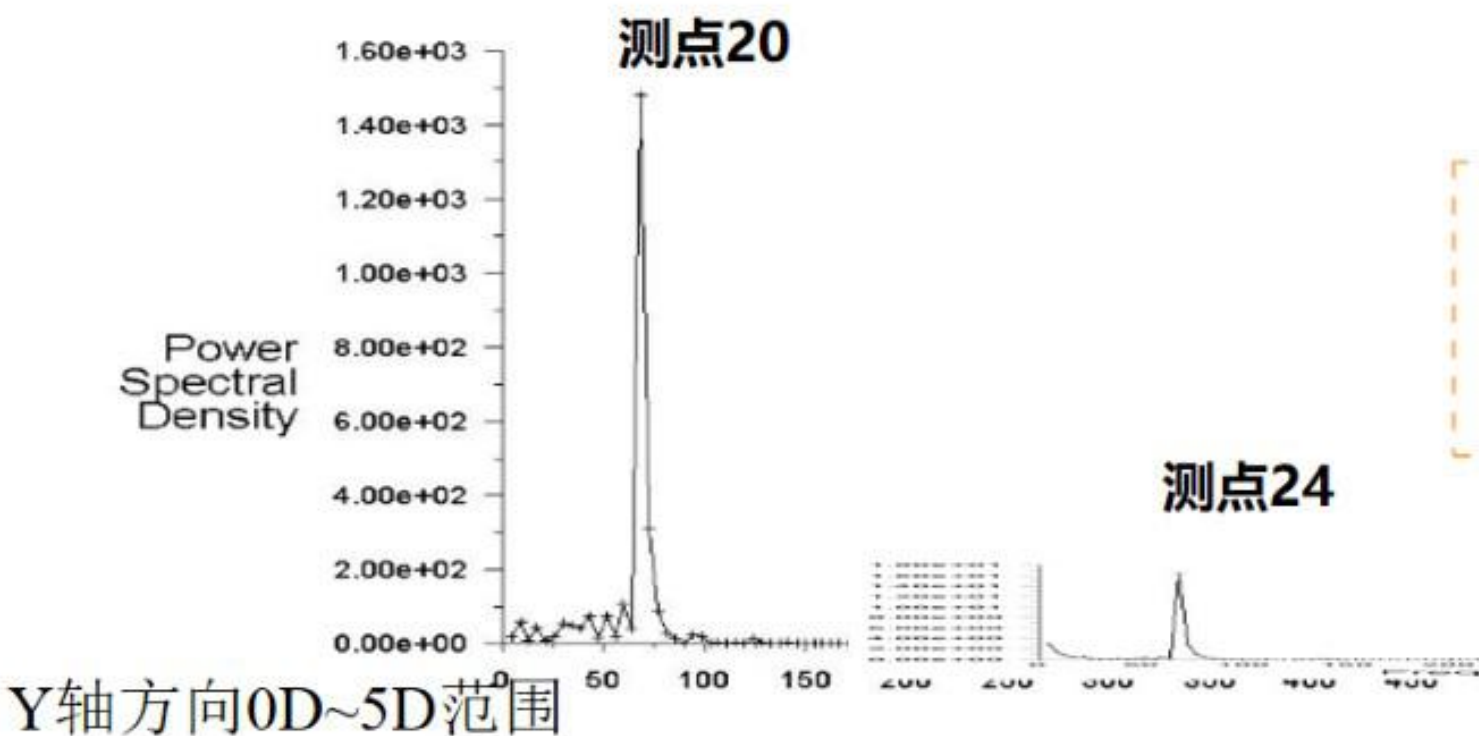
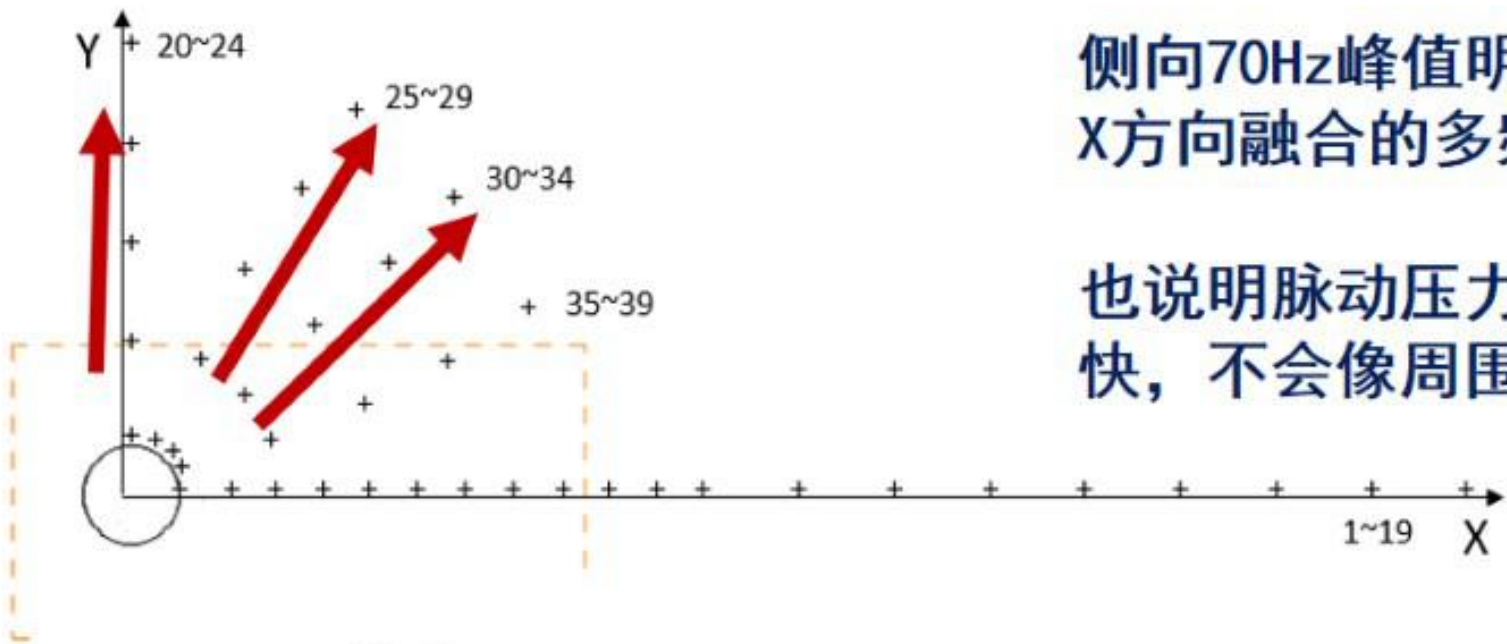
1、沿X方向流动复杂，70Hz不明显，140Hz较为明显，说明卡门涡街相互融合较为突出，也衍生出其它频率的峰值
2、这些峰值最大值是 10^2 数量级，而其它位置70Hz的峰值数量级为 10^3 ，差一个量级。

问题：这些位置有不同的脉动频率，远场声传播表现？

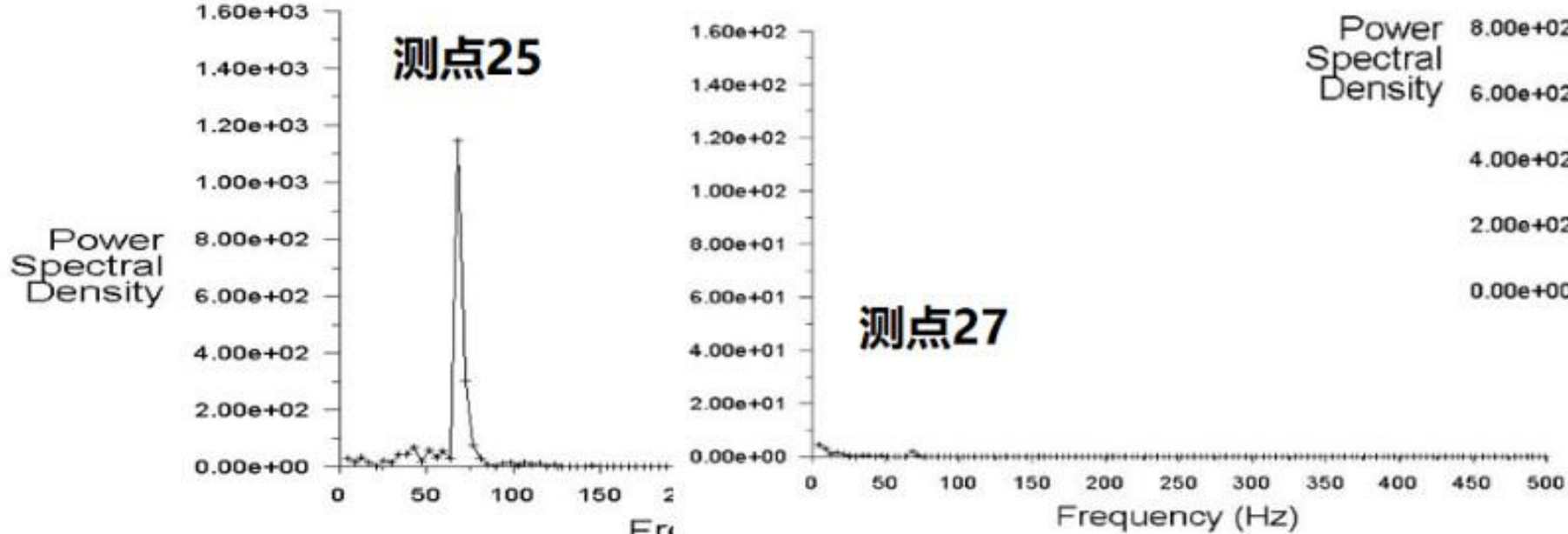
(1) 圆柱绕流流场压力特性

2、压力特性及分布

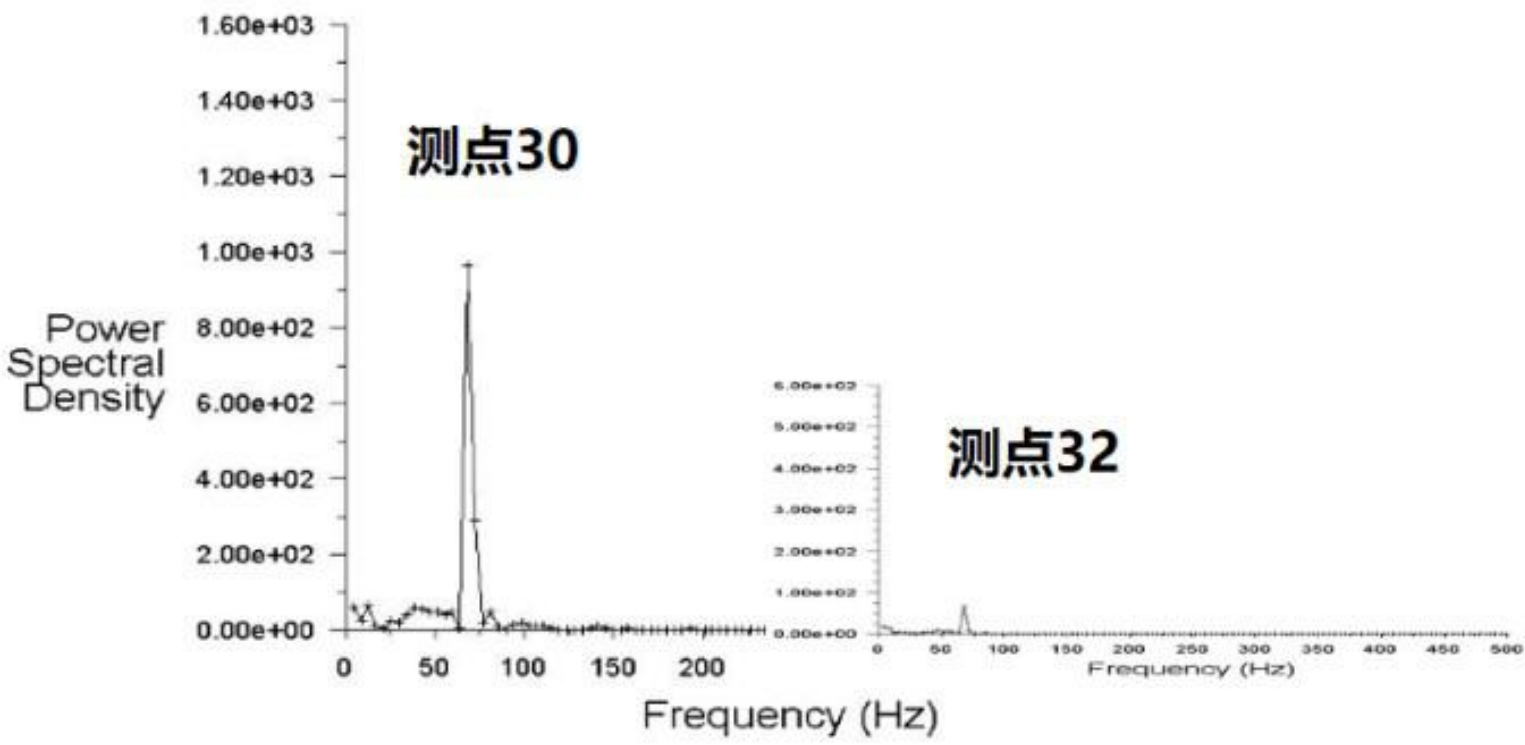
侧向70Hz峰值明显，并没有X方向融合的多频率出现，
也说明脉动压力传递衰减很快，不会像周围传递太远



Y轴方向0D~5D范围



X轴成60°角方向0D~5D



(1) 圆柱绕流流场压力特性

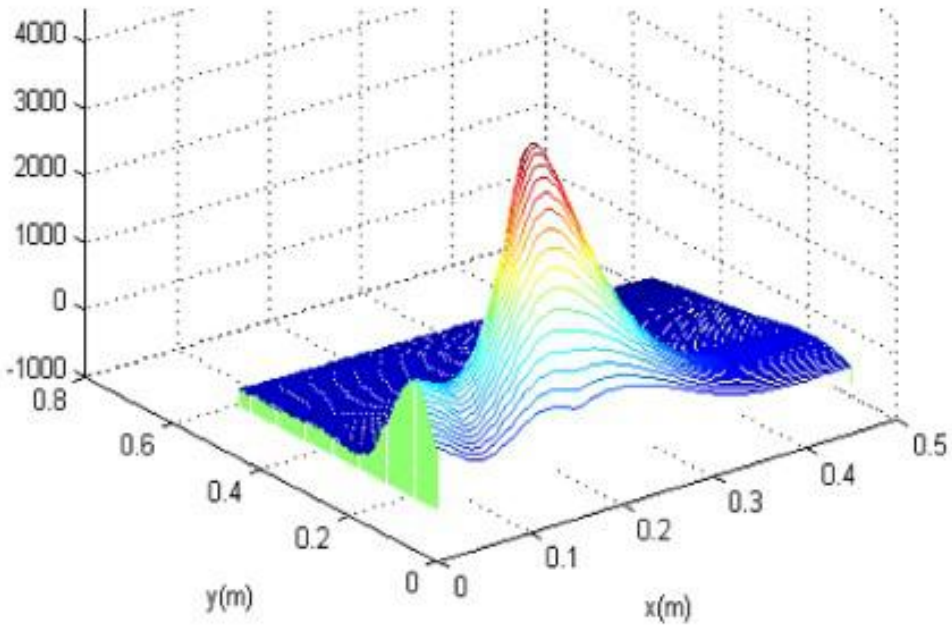
3、压力脉动特性及分布

各辐射方向测点70HzPSD峰值

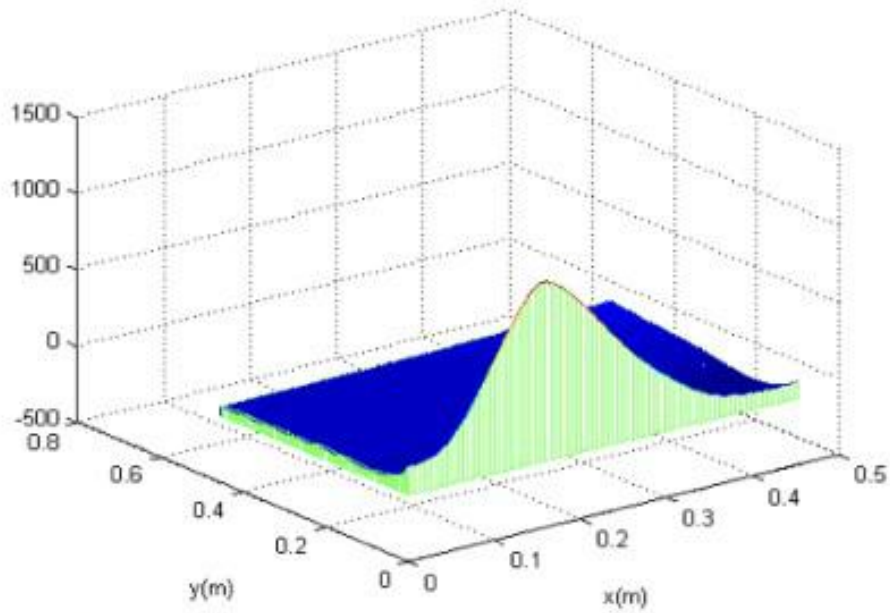
方向\半径	0.051	0.15	0.25	0.35	0.45
Y	1500	150	45	21	16
60	1150	190	6	1.8	3.5
45	1000	550	65	5	2.5
30	800	4200	670	65	15
X	400	650	550	50	10

各辐射方向测点140HzPSD峰值

方向\半径	0.051	0.15	0.25	0.35	0.45
Y	10	0.6	0.3	0.15	0.15
60	5	2.7	0.26	0.12	0.095
45	2	1.2	0.7	0.17	0.08
30	1.5	8	6	1	0.2
X	350	1100	550	100	42.5



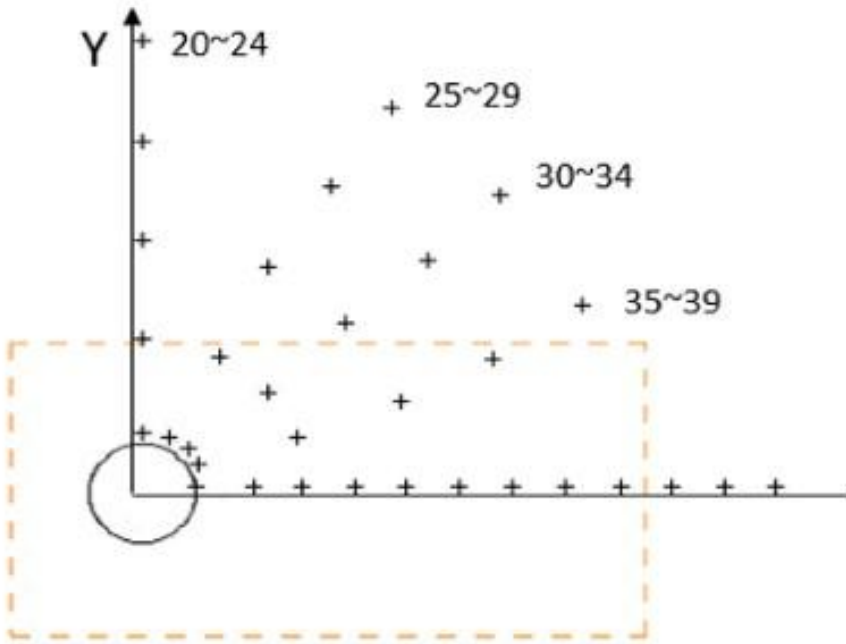
流场内压力70HZPSD峰值分布



流场内压力140HZPSD峰值分布

脉动压力的传递性很弱，衰减很快。

不像声波那样传播。

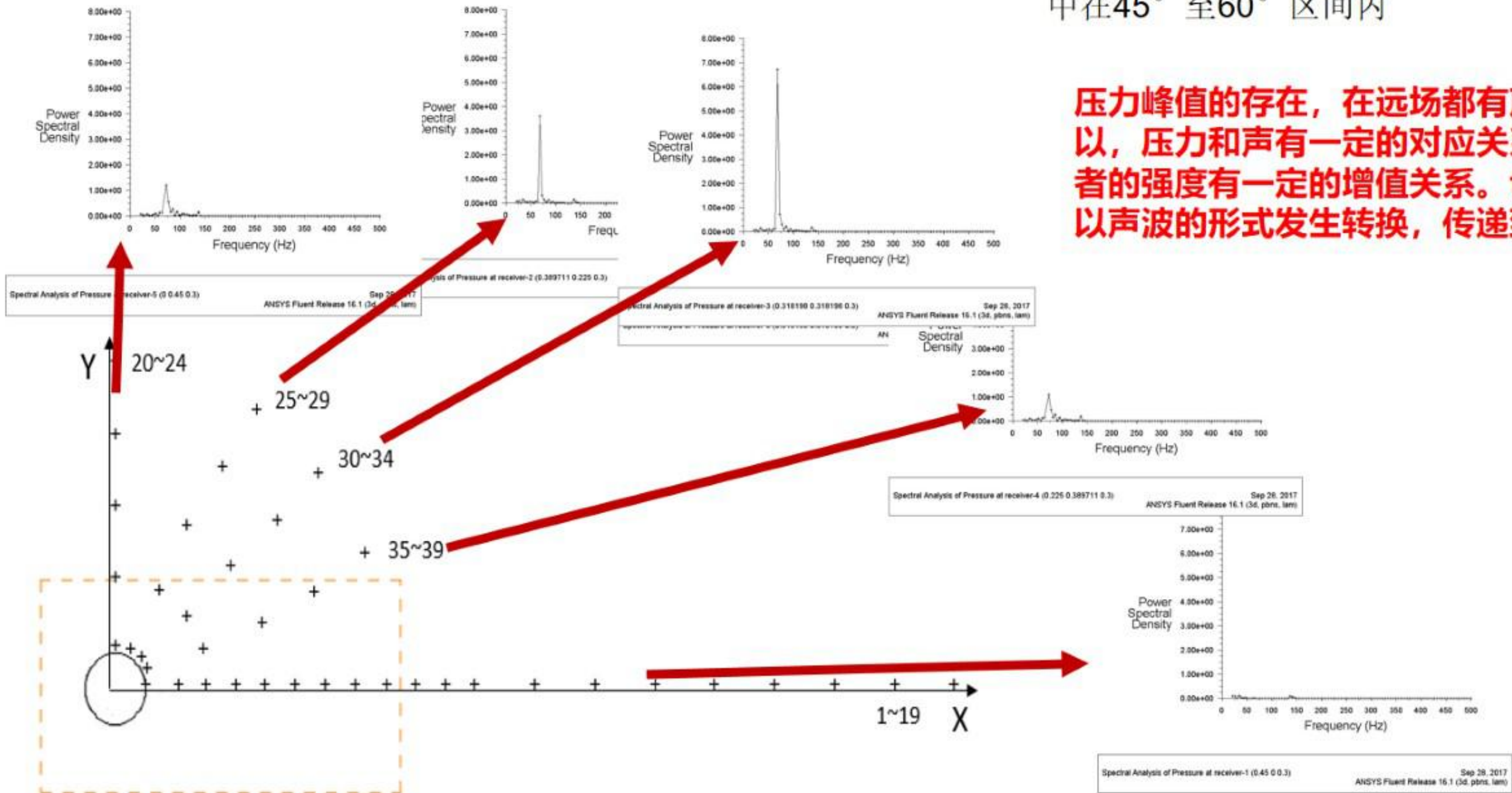


(1) 圆柱绕流流场压力特性

4、远场声压

从左至右为距离圆柱0.45m圆弧上的点，顺时针方向依次排列，45° 方向上最强，主要集中在45° 至60° 区间内

压力峰值的存在，在远场都有声的表现，所以，压力和声有一定的对应关系，而且，两者的强度有一定的增值关系。也说明了脉动以声波的形式发生转换，传递到外界



问题分解2:

声和流动物理量是什么关系?



A. 声源存在的形式

涡声方程

$$\left\{ \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \nabla^2 \right\} p_a = \underbrace{\text{div}\{\rho(\omega \times v)\}}_{\text{偶极子}} + \underbrace{\nabla \cdot \left(\rho \frac{u^2}{2} \right)}_{\text{四极子}}$$

流场中的偶极子与四极子有涡声方程右端声源项分解得到。Powell等人通过推导连续方程与动量方程，在流体速度远小于声速的前提下省略掉二阶小量得到下面的涡声方程。该方程中所包含的两项分别为流动柯氏加速度造成的偶极子源和流体动能分布不均匀造成的轴向四极子源。方程的形式下

$$\left\{ \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \nabla^2 \right\} p_a = \boxed{\text{div}\{\rho(\omega \times v)\}} \quad \text{偶极子}$$

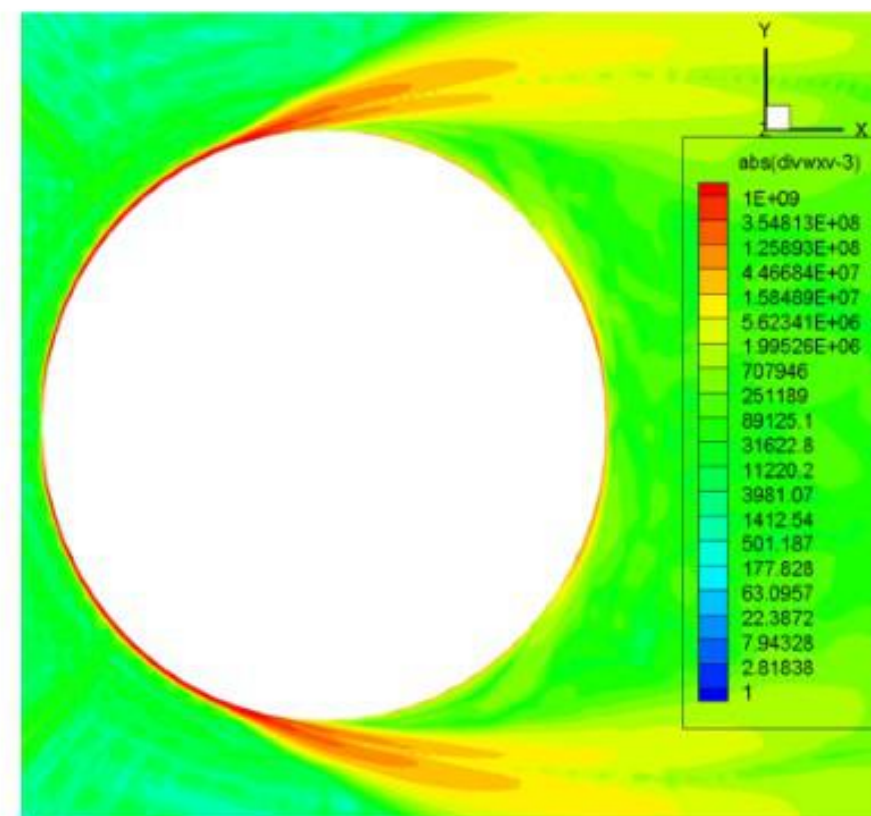
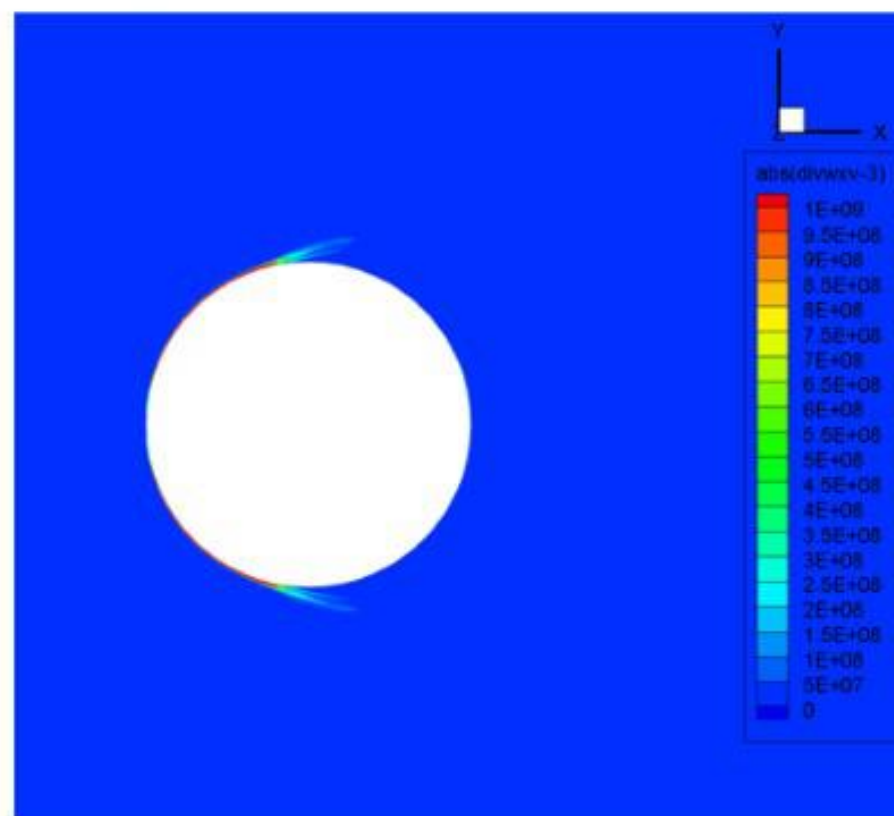
对于马赫数很低的不可压流动而言，流动能量转化为声能的效率很低，因此方程右边四极子项可以忽略。

但流场中涡声方程右侧四极子源项转化为声能的效率低，存在两种情况，一种为四极子声源项本身数量级较小，另一种为四极子声源项本身数值不低，但其辐射效率低。

(2) 涡声理论及其声源项特性

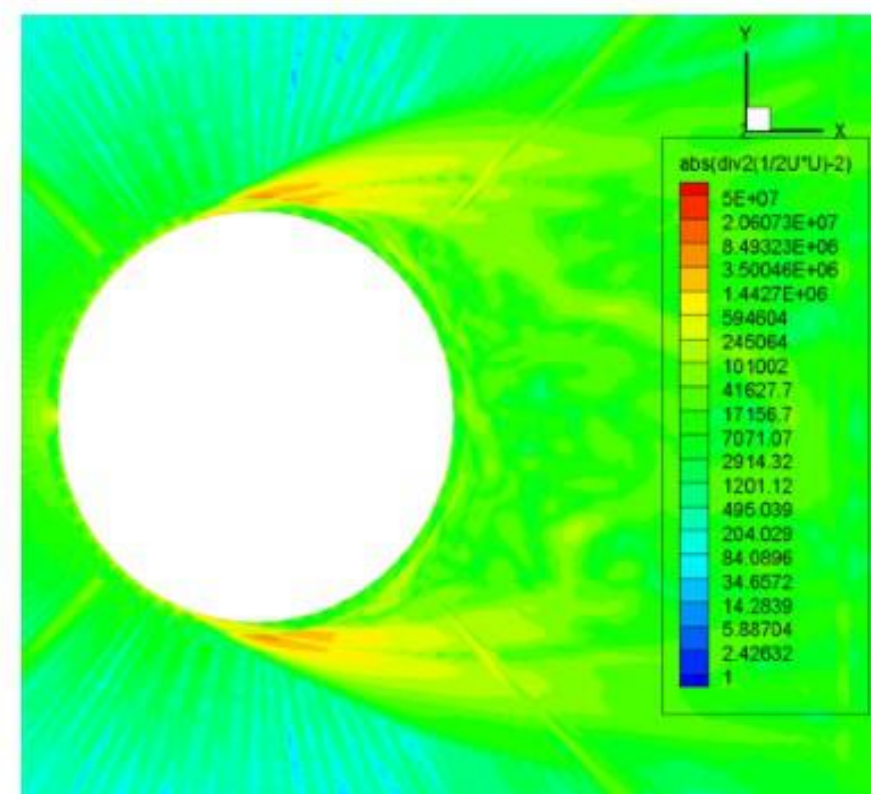
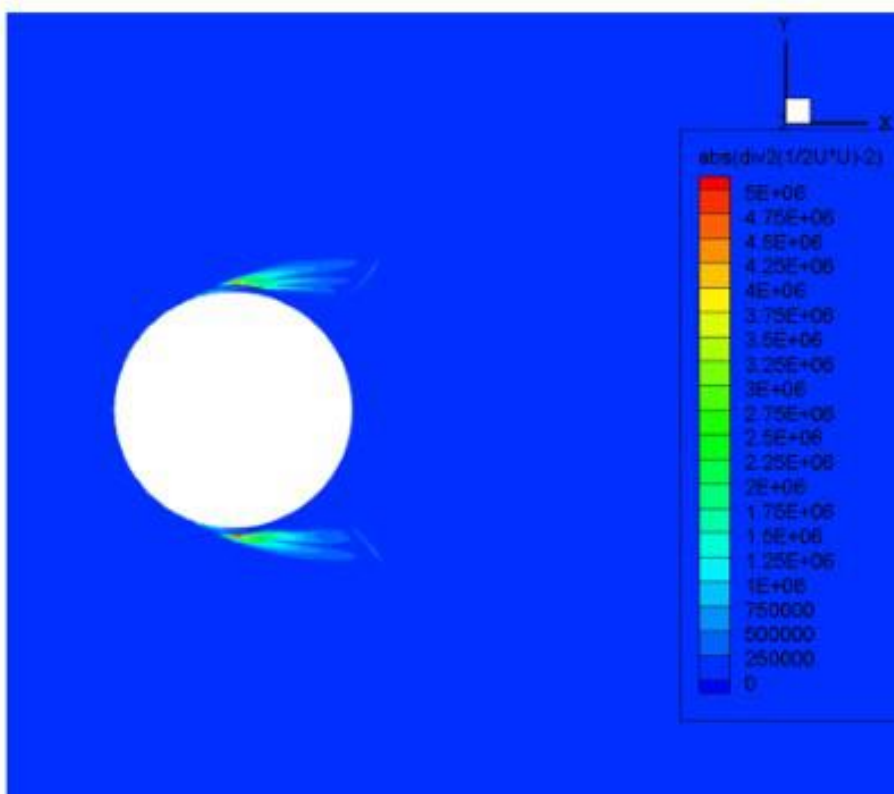
圆柱绕流声源特性

偶极子源
强度和分布



雷诺数= 2×10^5

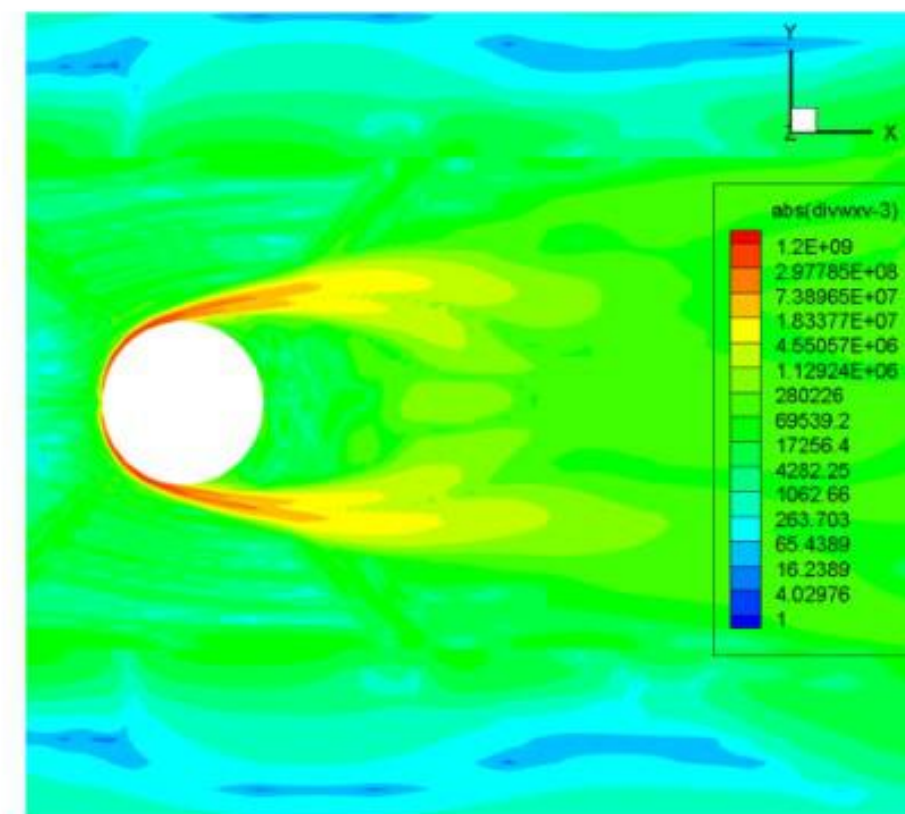
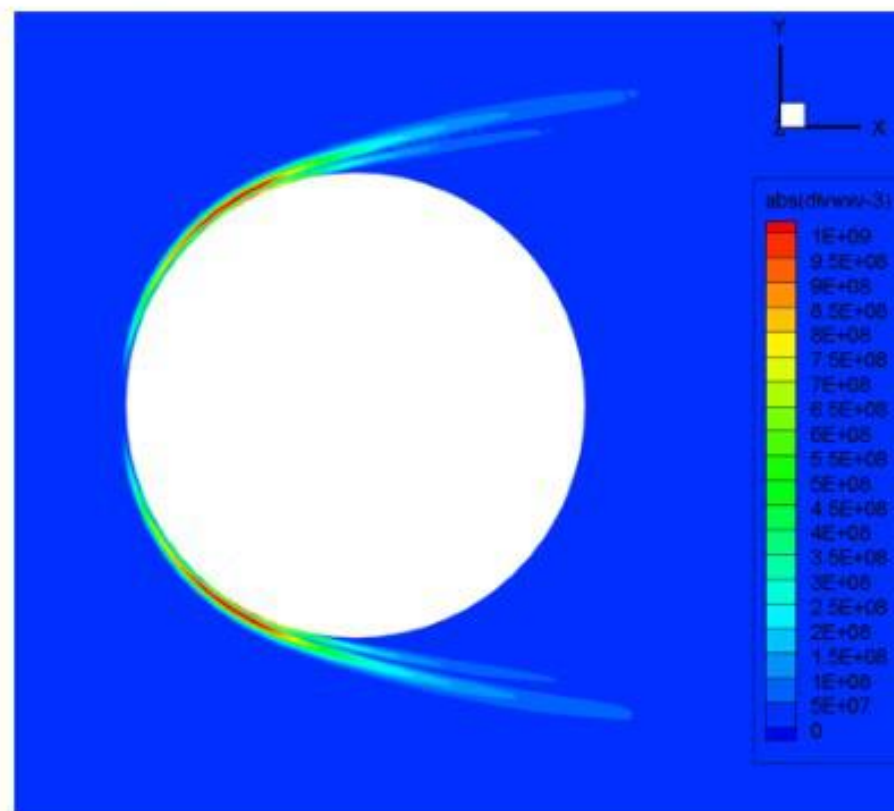
四极子源
强度和分布



(2) 涡声理论及其声源项特性

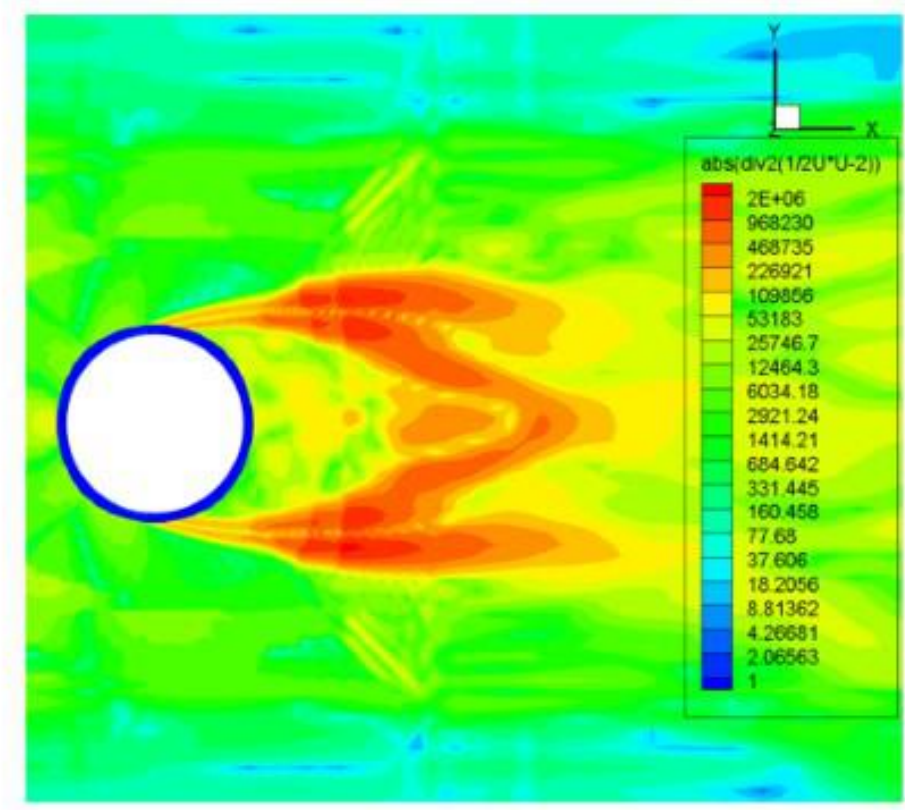
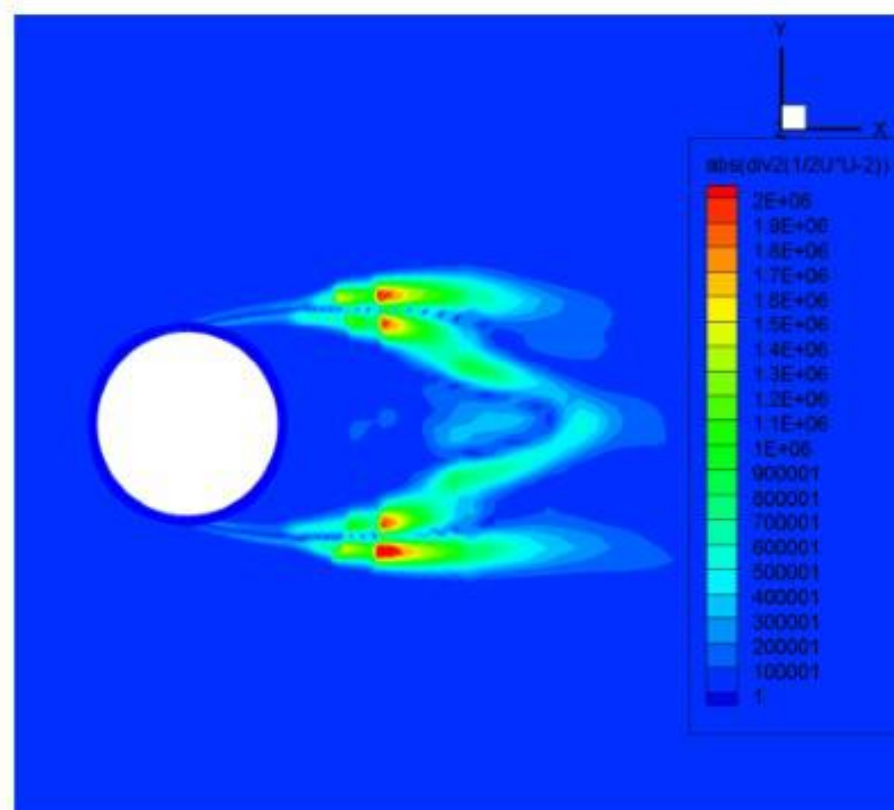
圆柱绕流声源特性

偶极子源
强度和分布



雷诺数=3900

四极子源
强度和分布

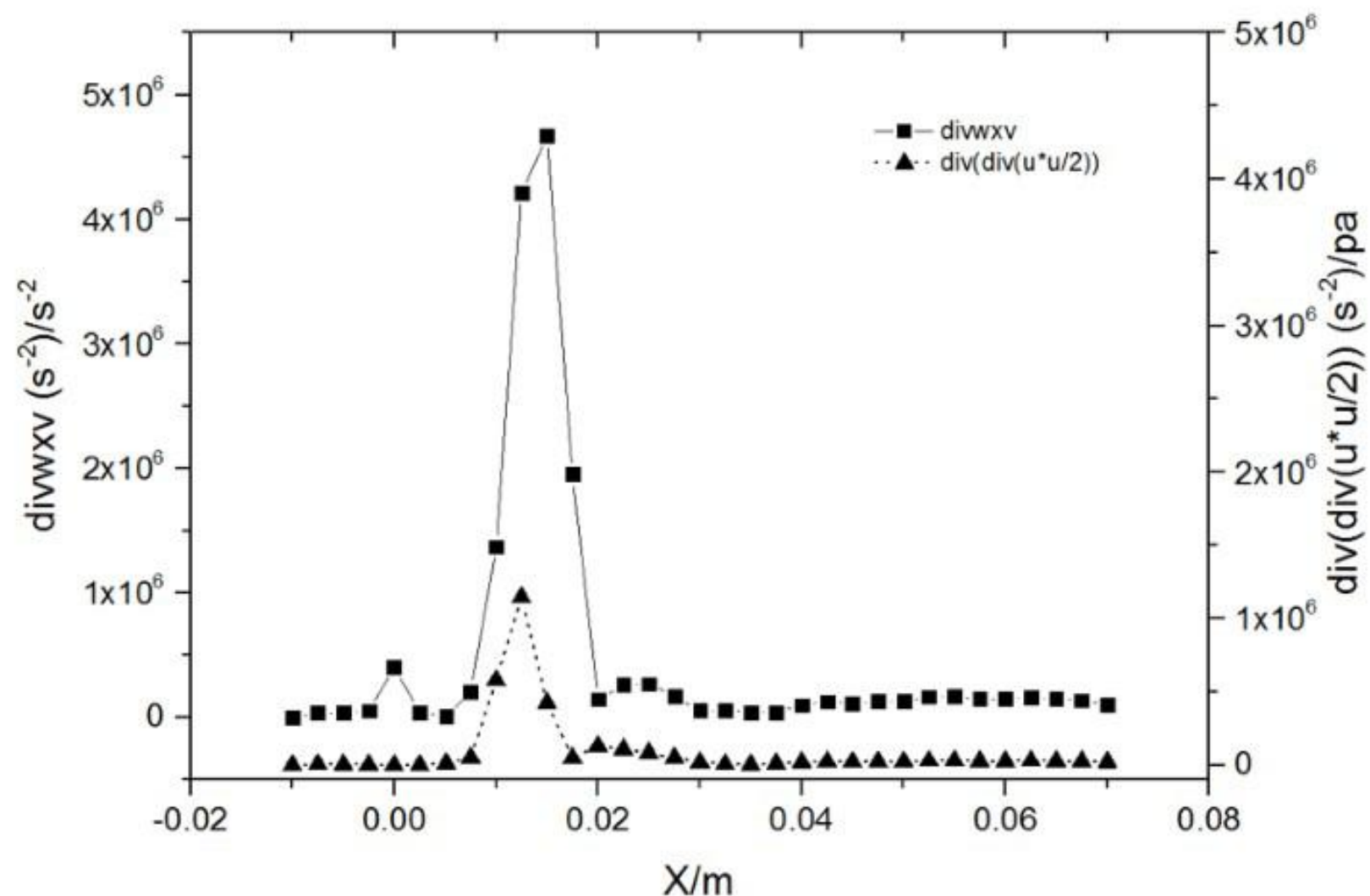


B. 偶极子和四极子的大小

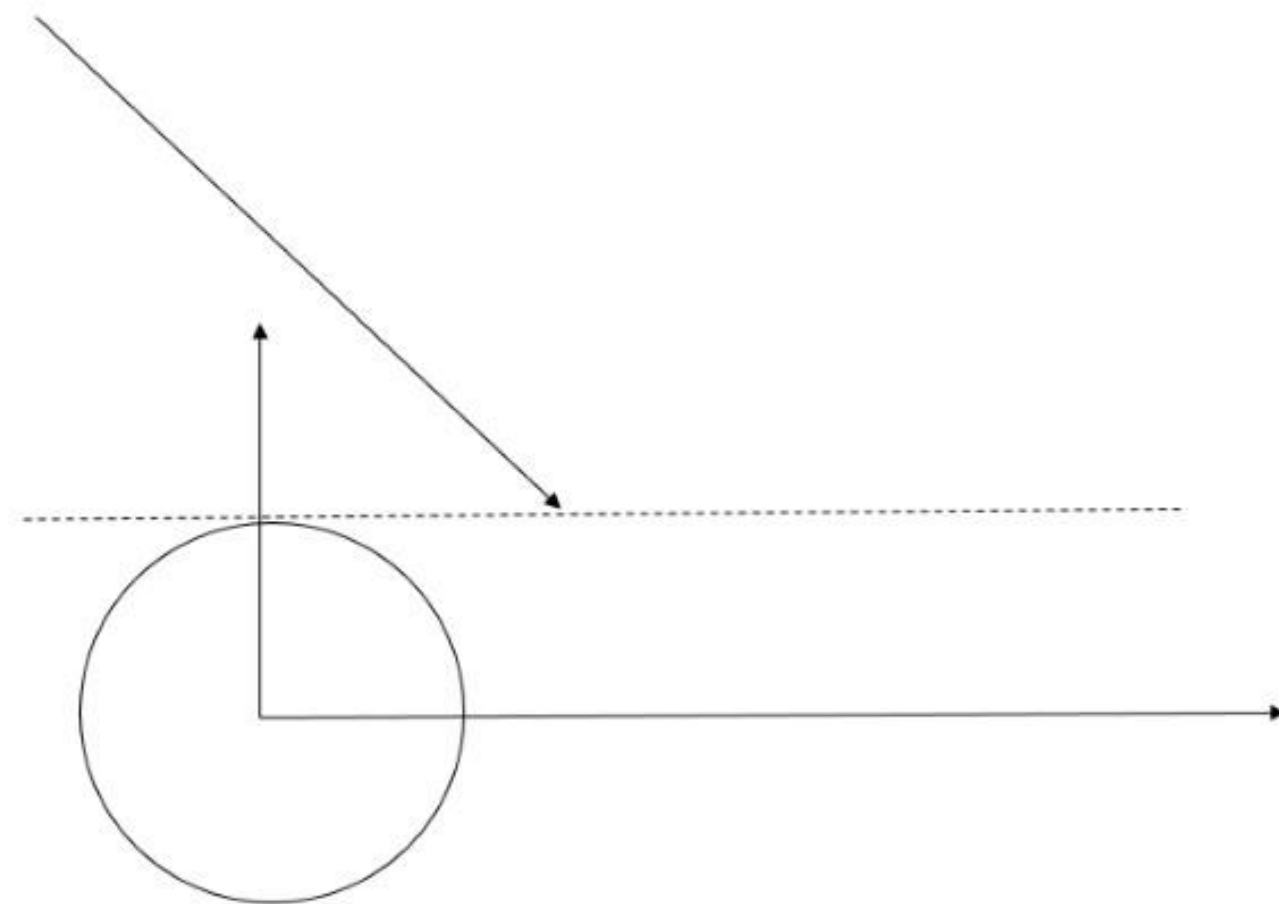
(2) 涡声理论及其声源项特性

偶极子和四极子大小比较

在流场中选取中截面上纵坐标Y为0.005的一系列测点，在横坐标X为-0.01m至0.07m范围内设置33个测点



33个测点偶极子与四极子项分布规律



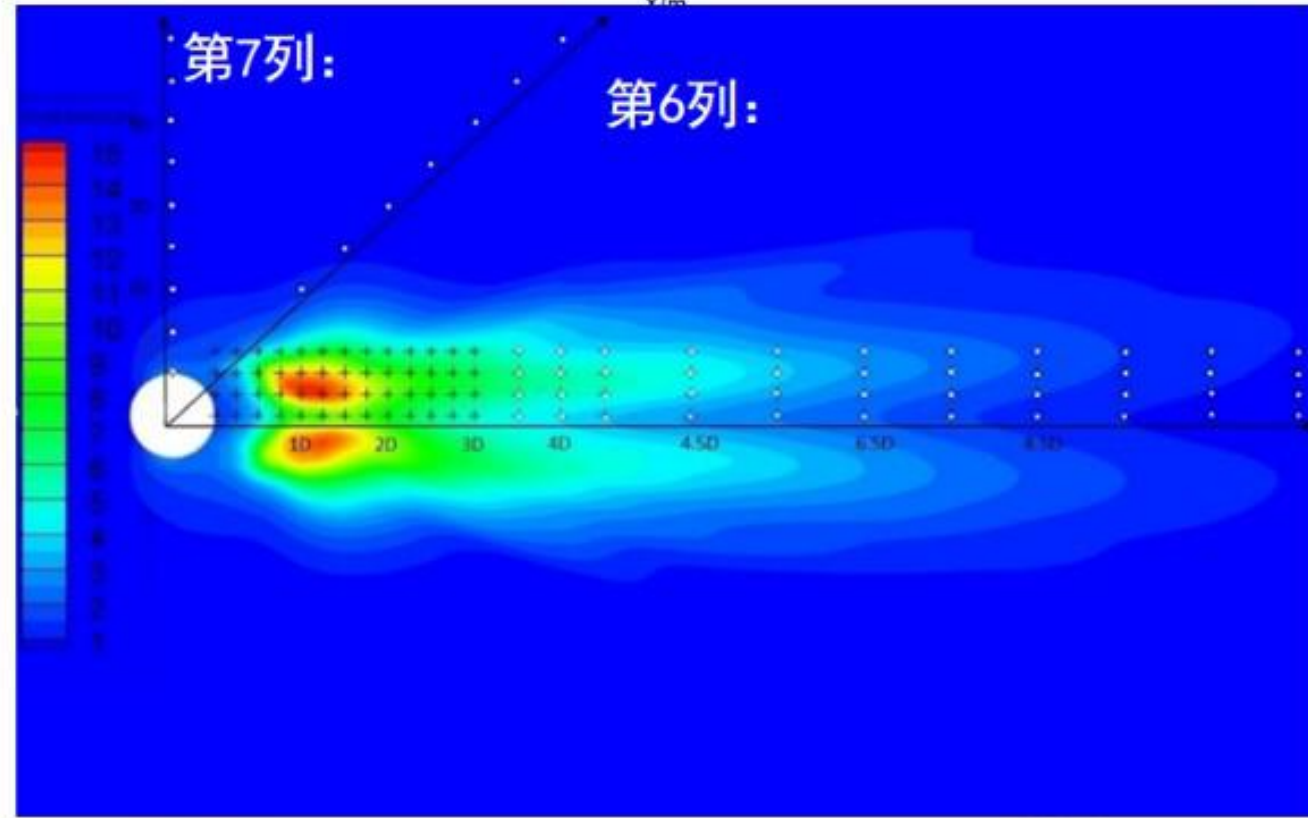
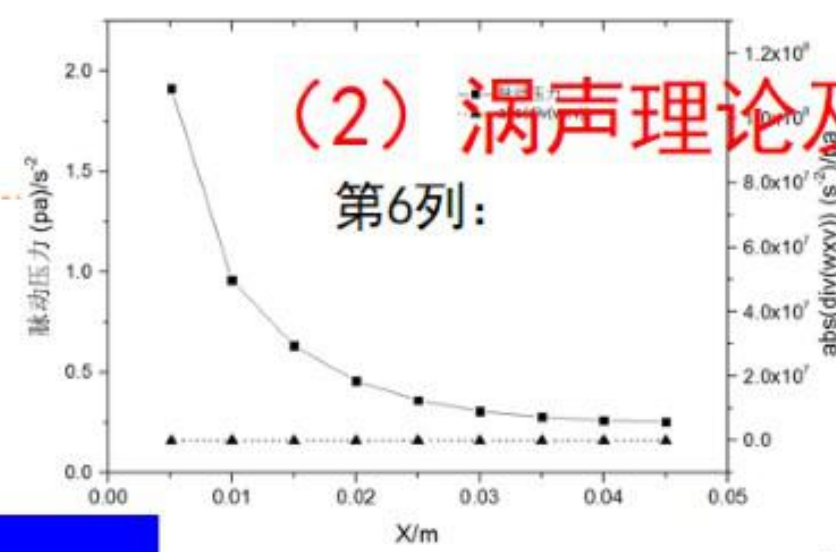
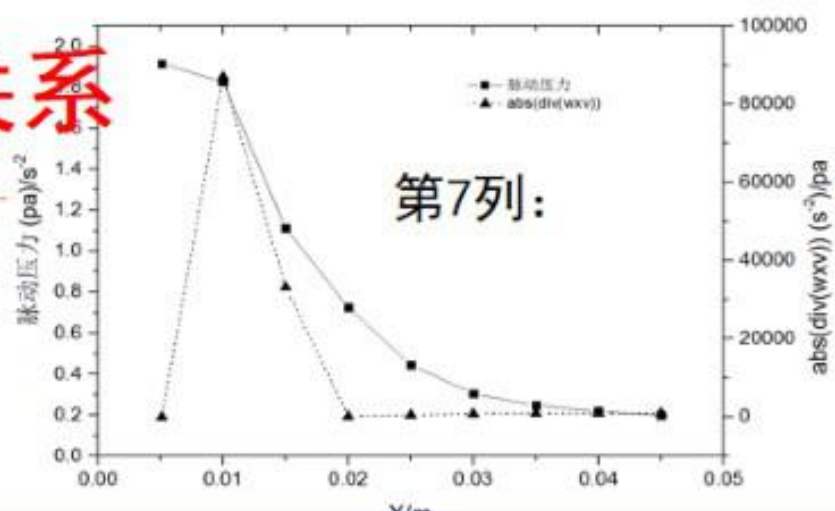
C。声源与压力脉动之间的关系

(2) 涡声理论及其声源项特性

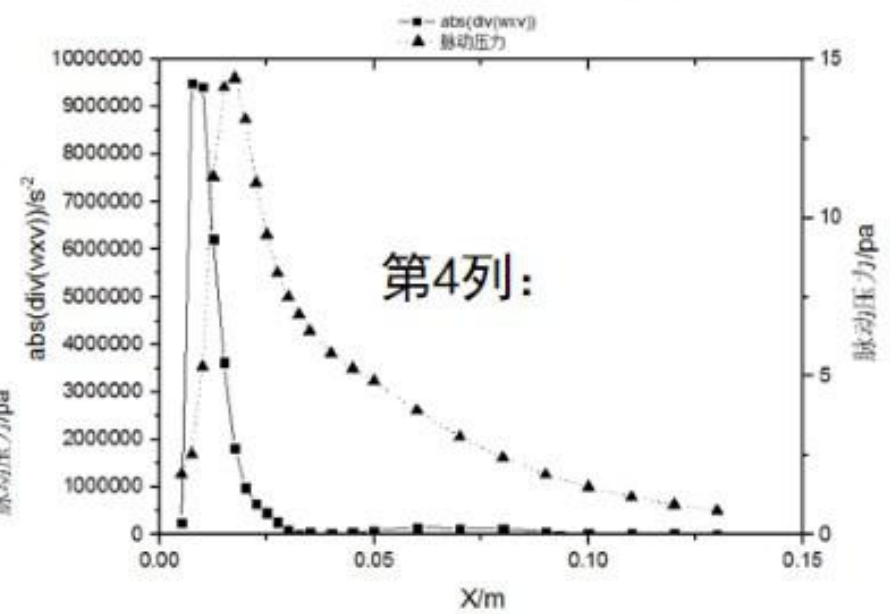
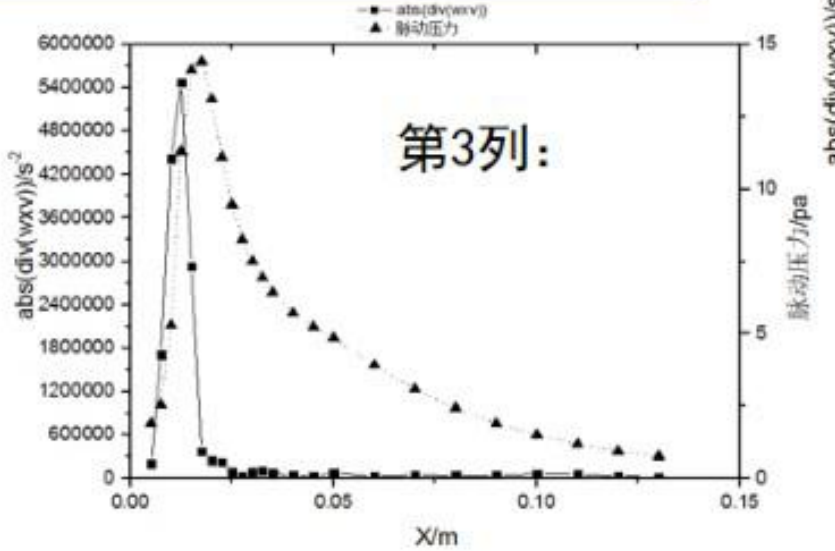
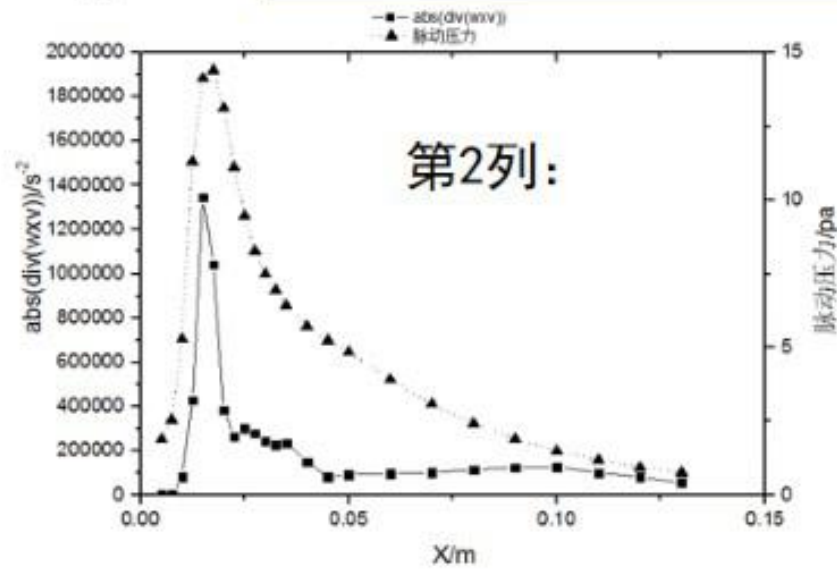
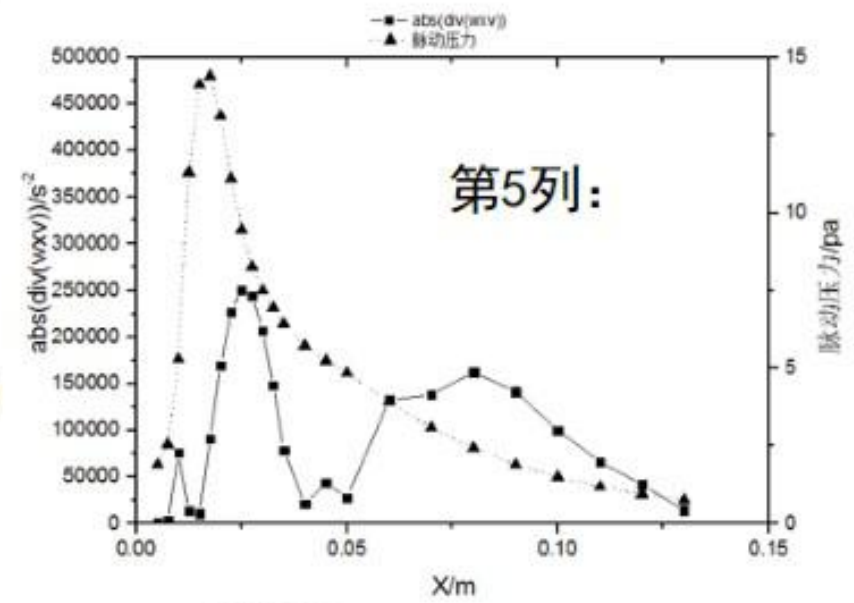
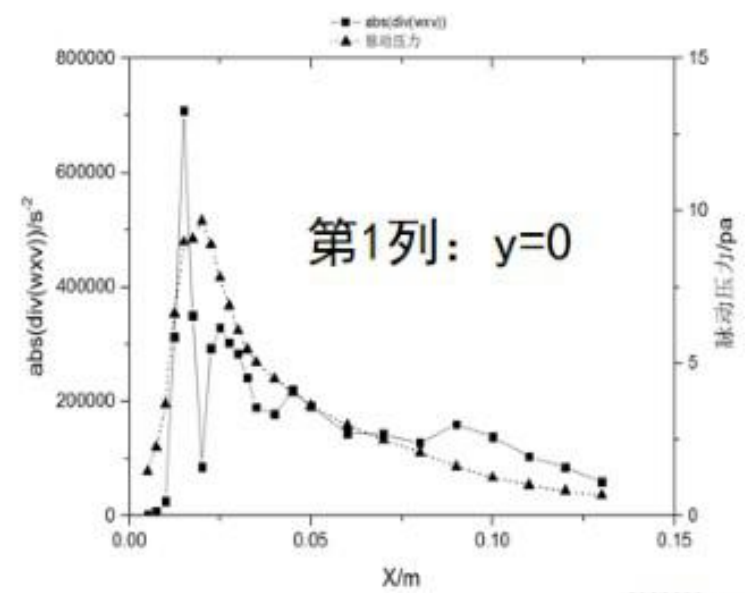
定义压力脉动的计算:

$$SPL = 20\lg \frac{p}{p_{ref}} dB$$

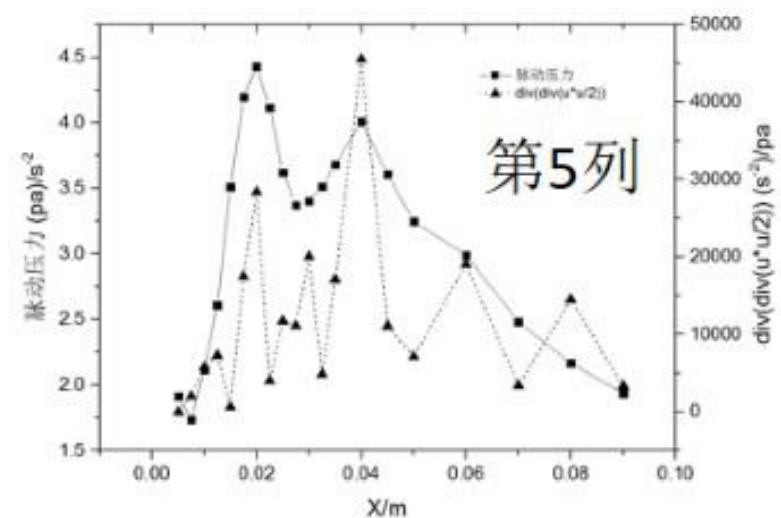
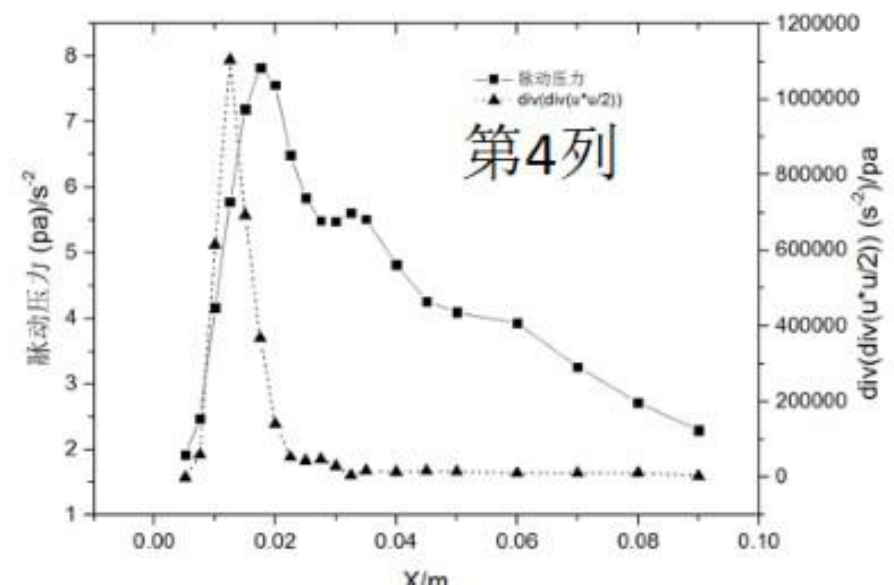
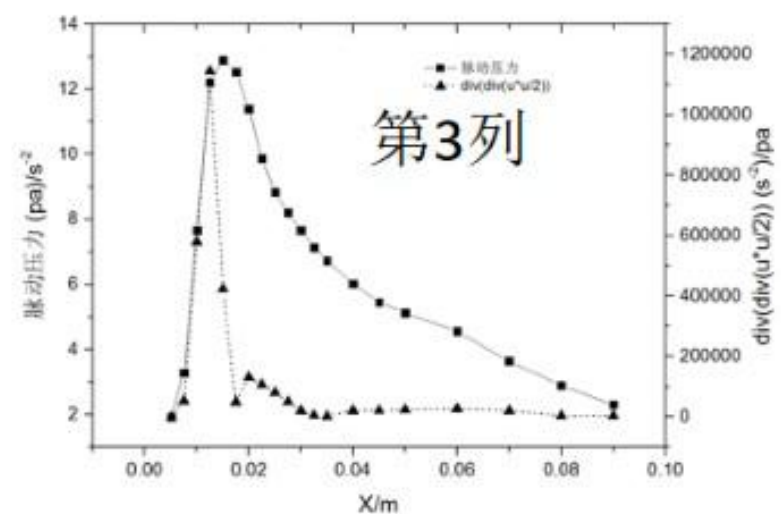
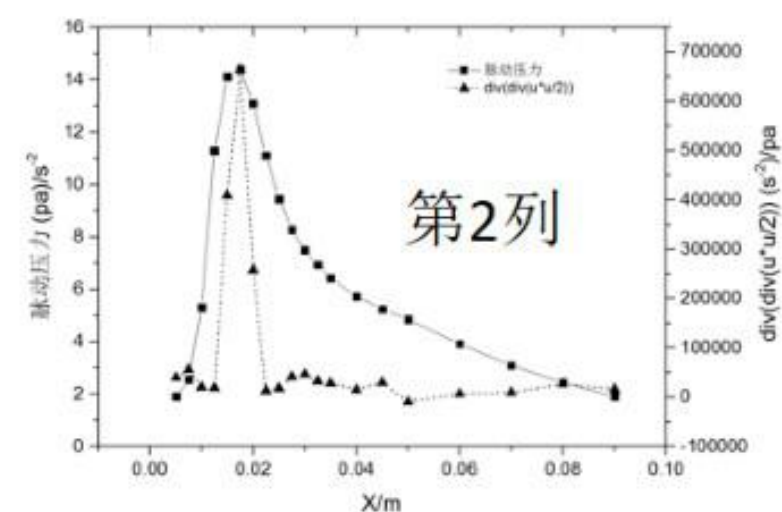
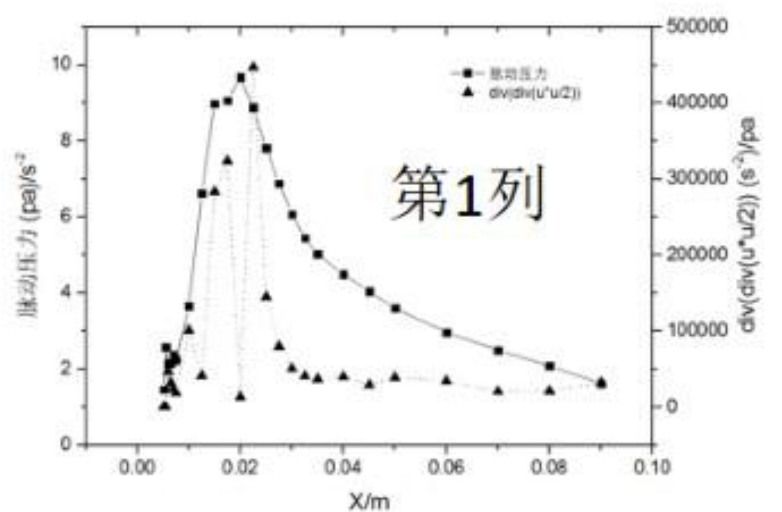
脉动压力与偶极子项关系



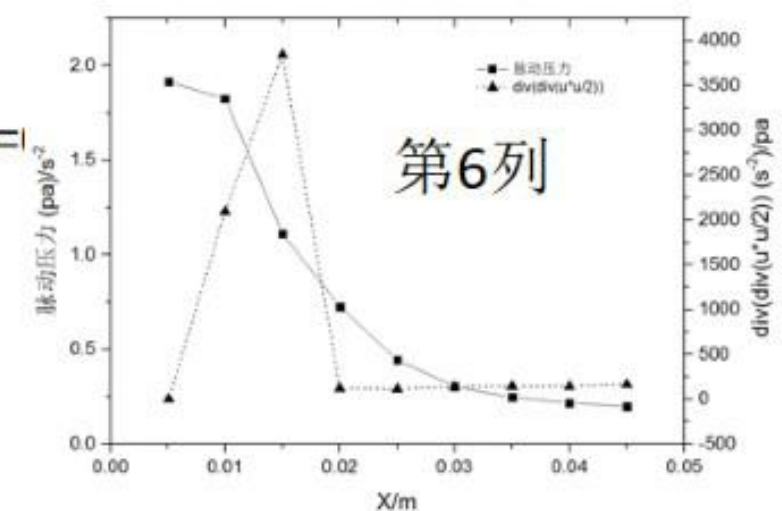
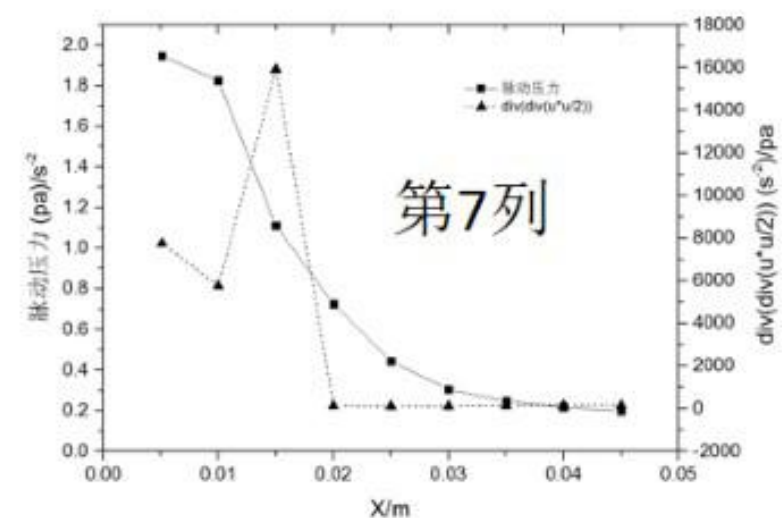
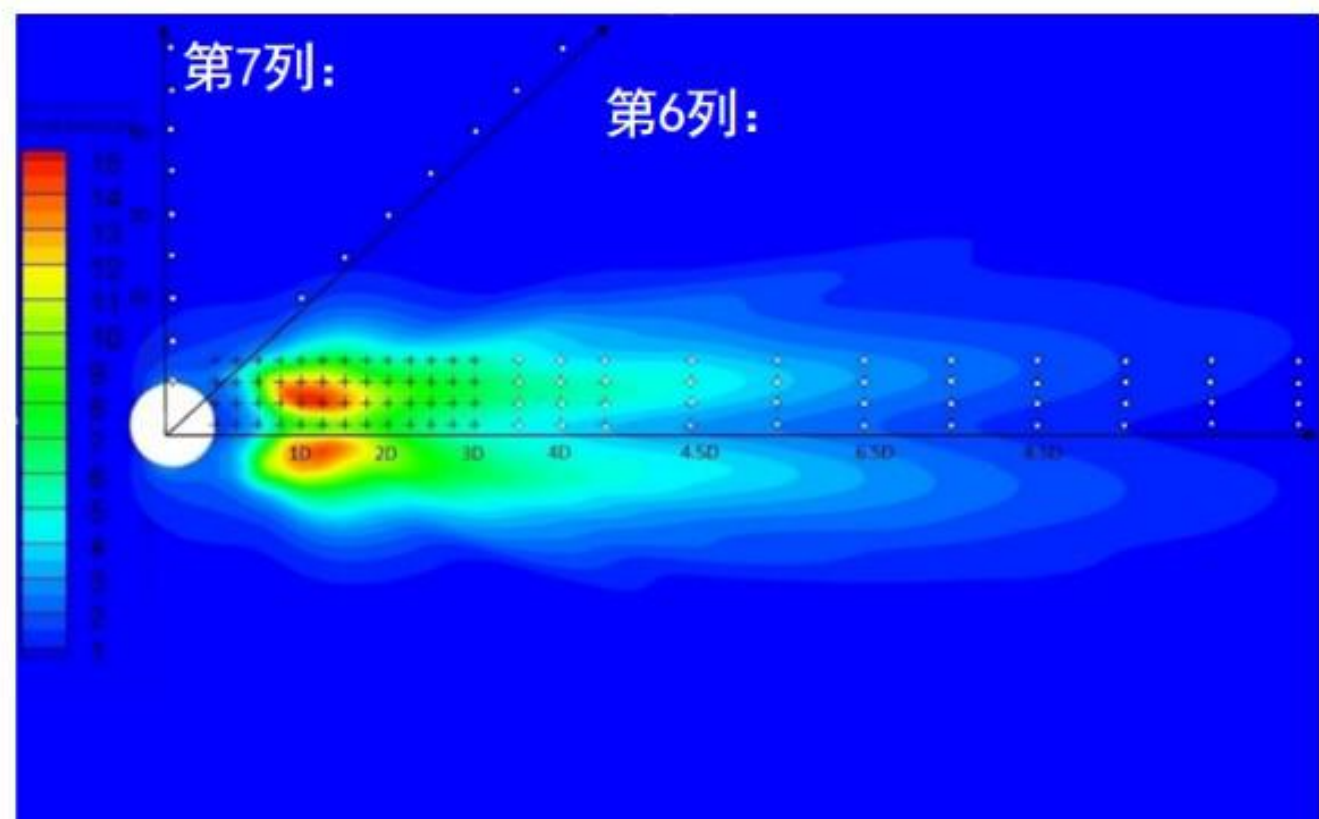
第5列
第4列
第3列
第2列
第1列: y=0



(2) 涡声理论及其声源项特性



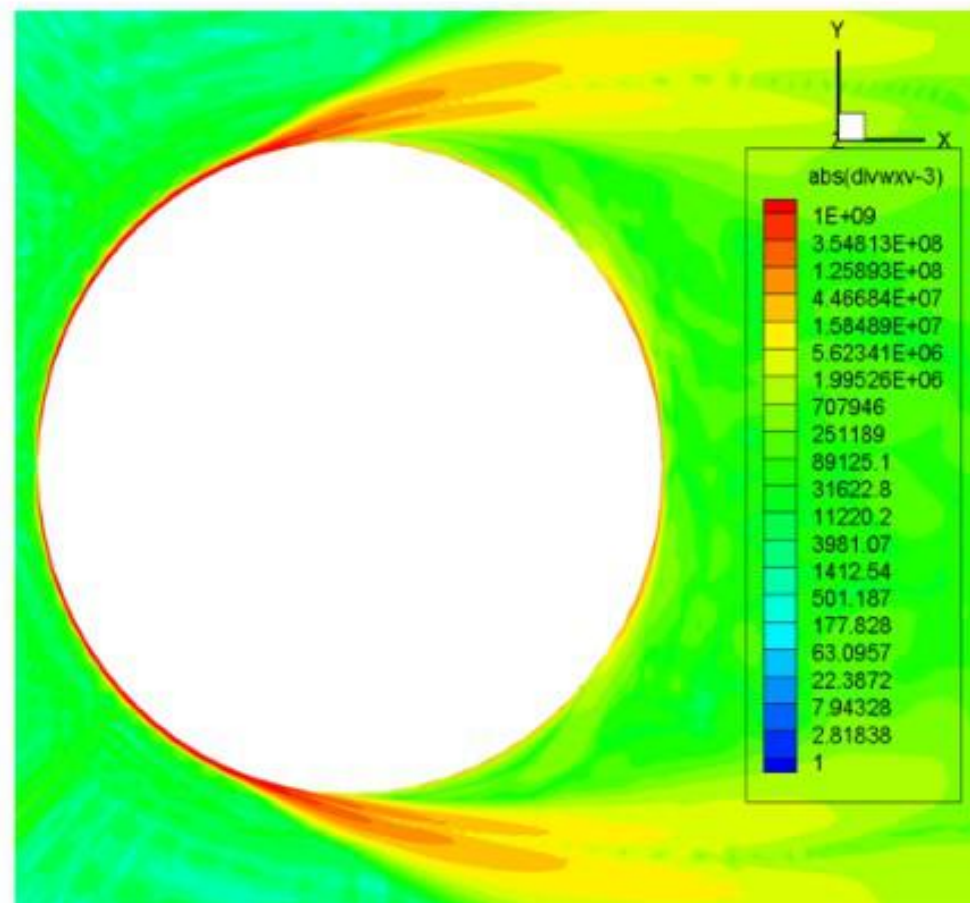
脉动压力与四极子项关系



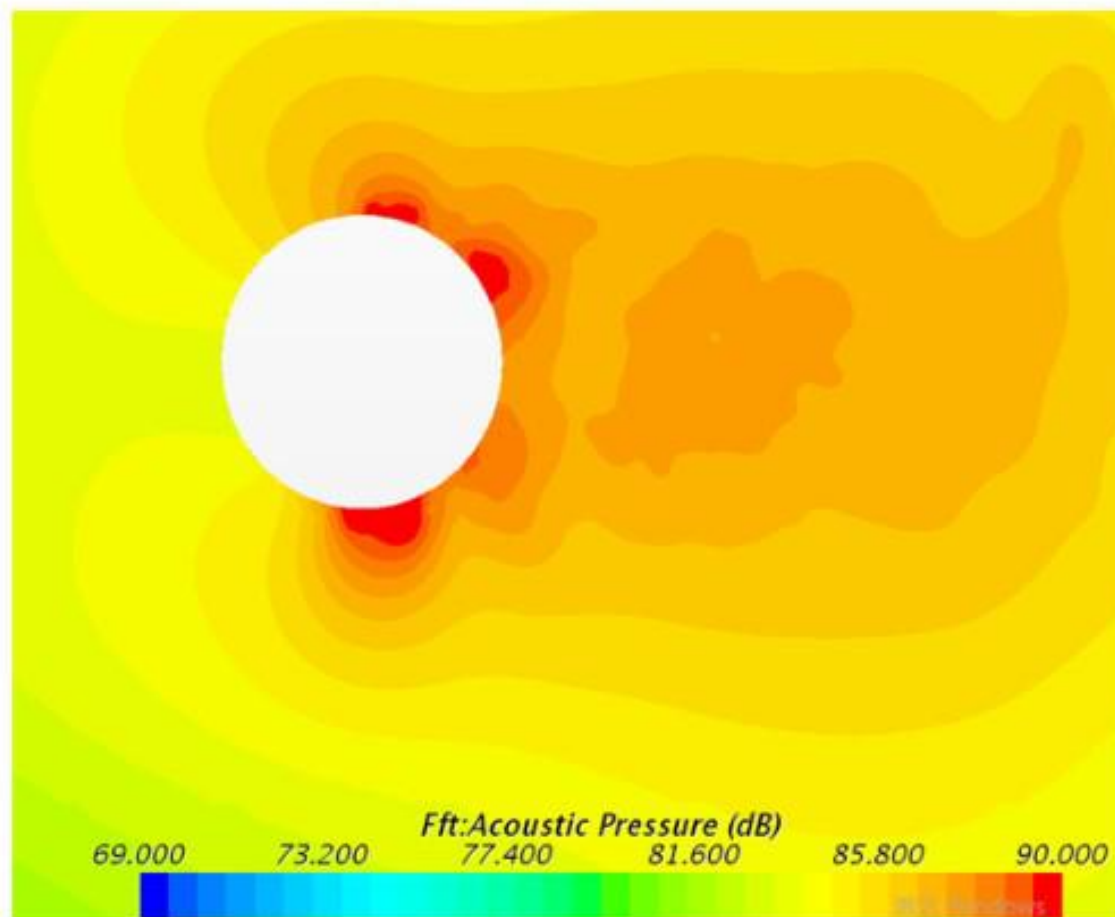
D. 声源与其声辐射之间的关系

(2) 涡声理论及其声源项特性

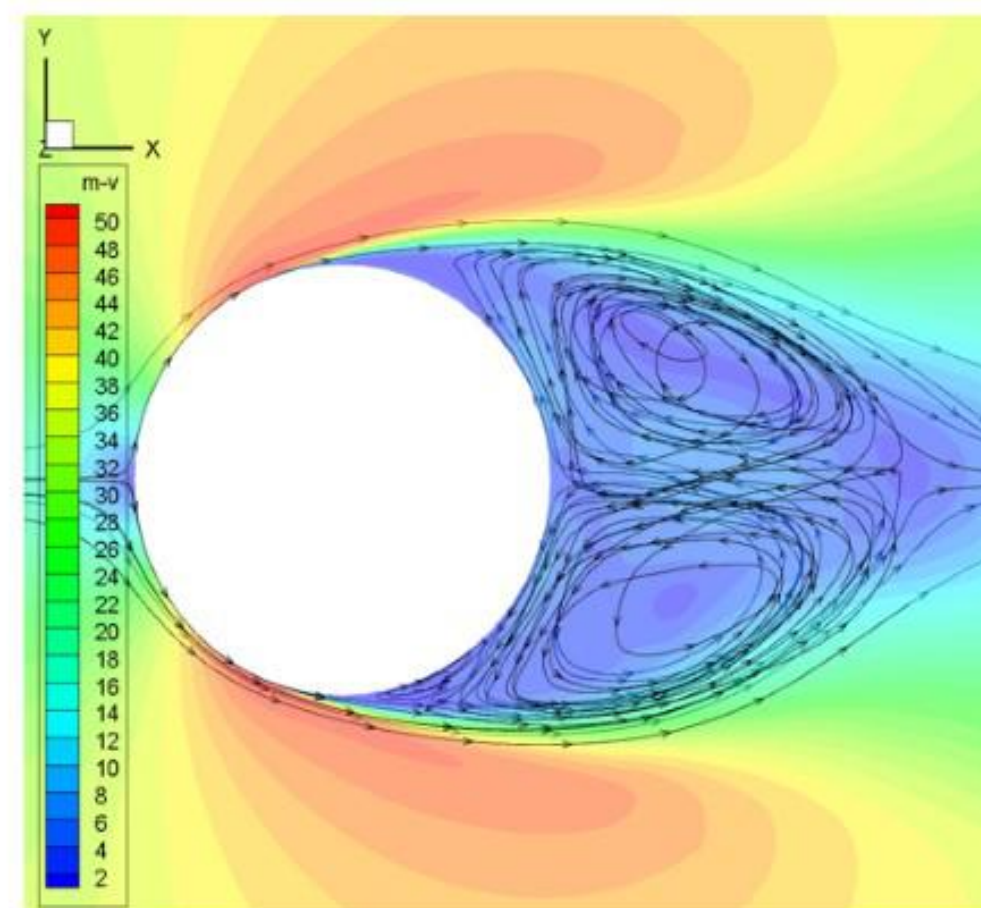
雷诺数= 2×10^5



偶极子源项



利用APE方法计算的绕流声场

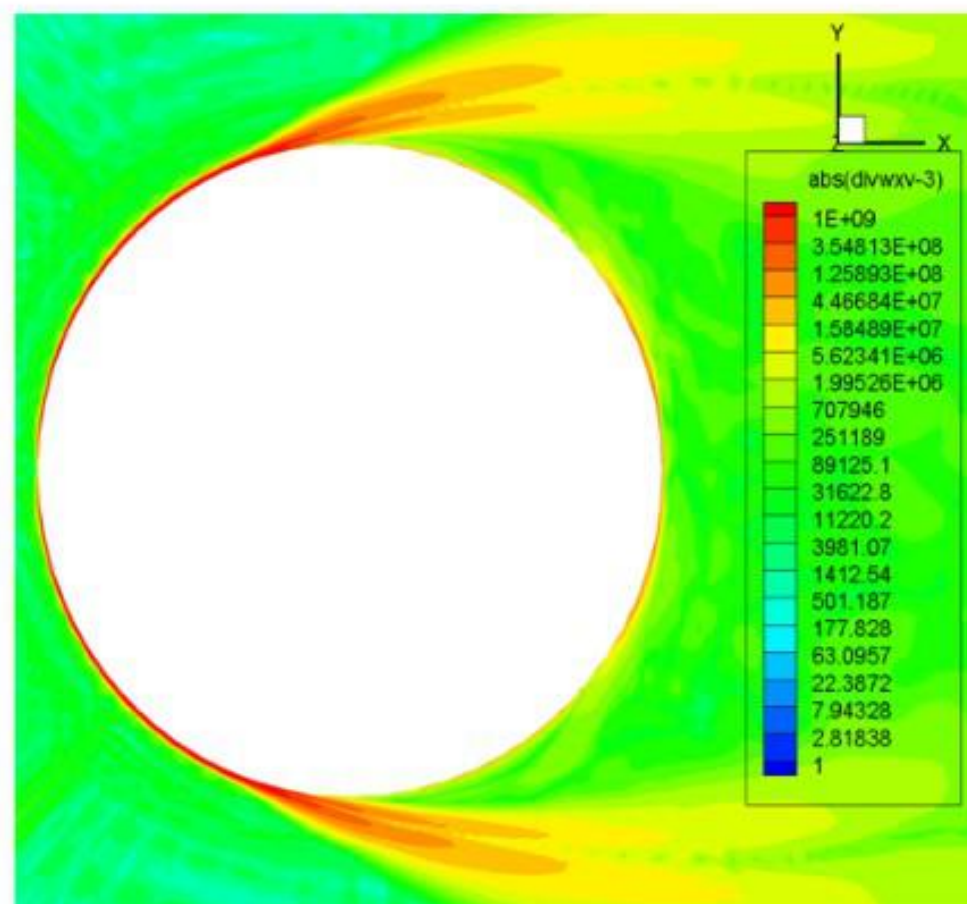


定常绕流场流线

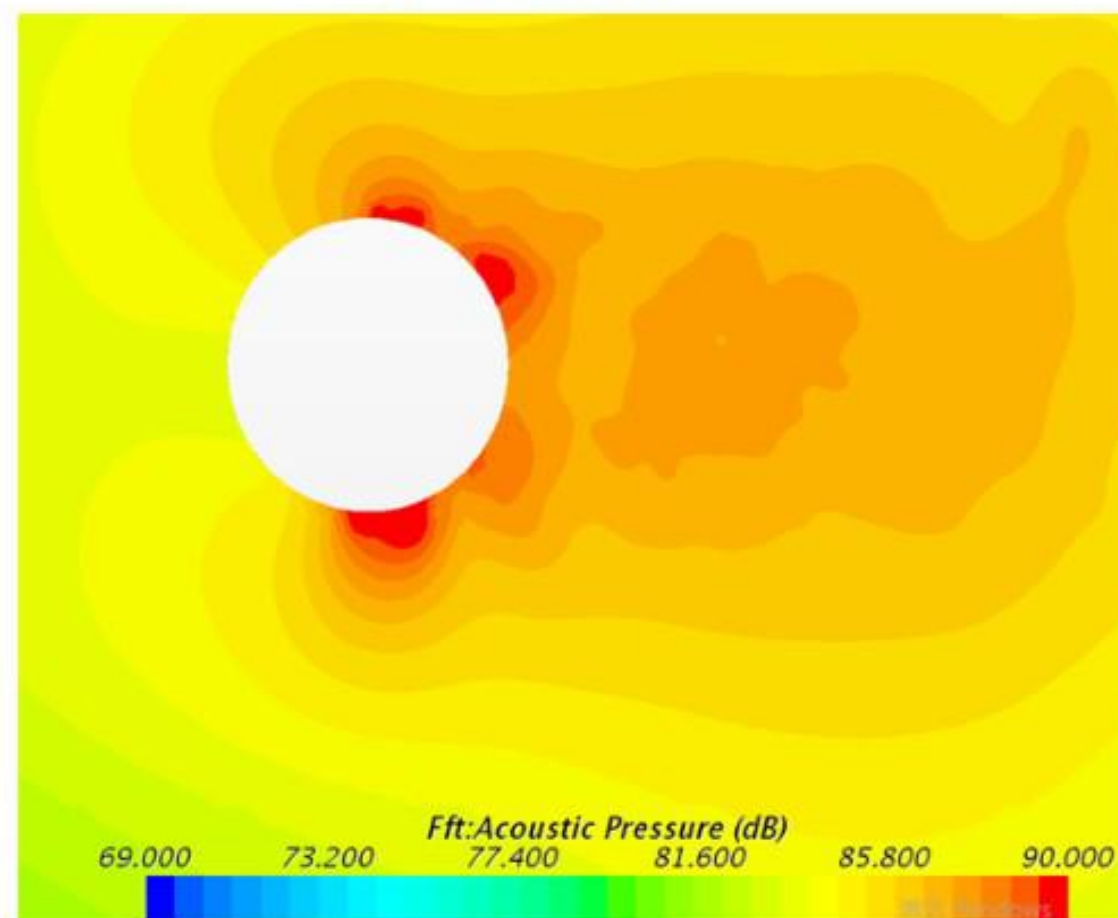
三图对比可以看出：在分离点和尾涡与圆柱壁面相互作用的点，是声辐射的源点，由此两点作为声源向外界辐射噪声

(2) 涡声理论及其声源项特性

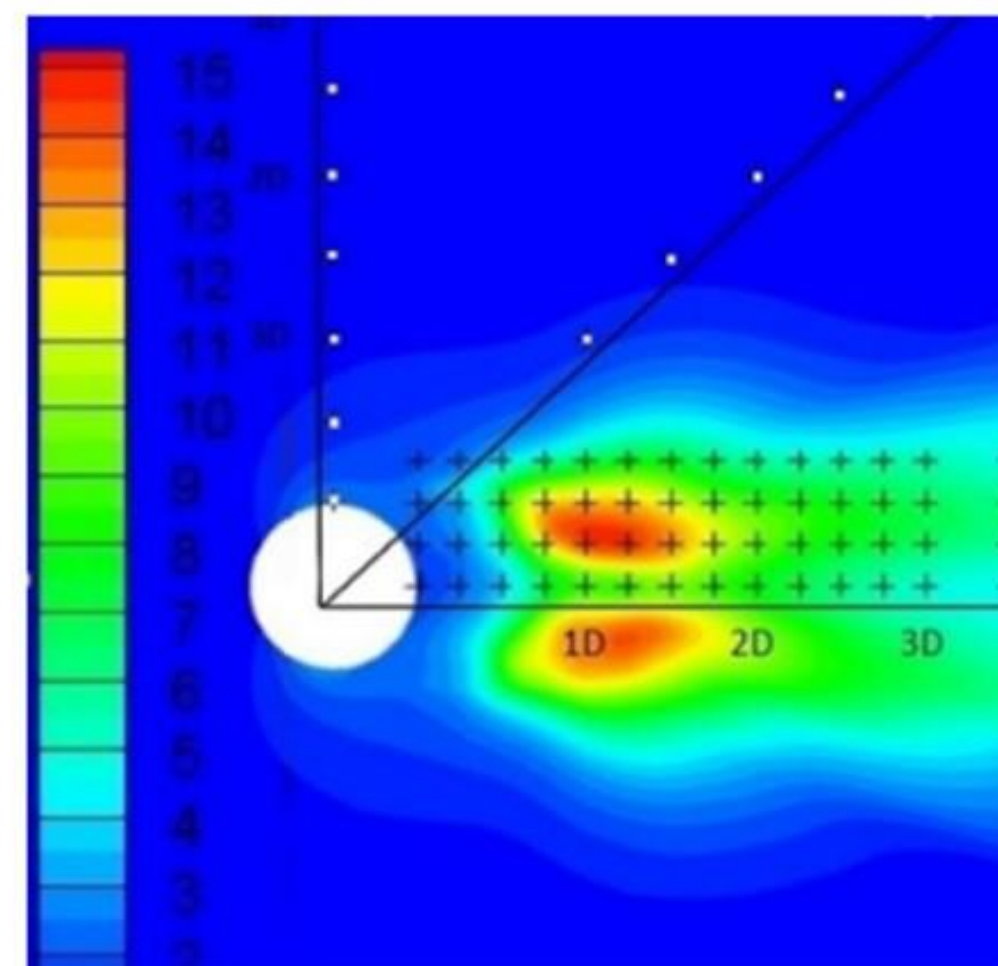
雷诺数= 2×10^5



偶极子源项



利用APE方法计算的绕流声场



绕流场压力脉动

三图对比可以看出：压力脉动和偶极子源位置对应关系不强，
和声辐射源位置有一定的相关，但不能反映实质关系

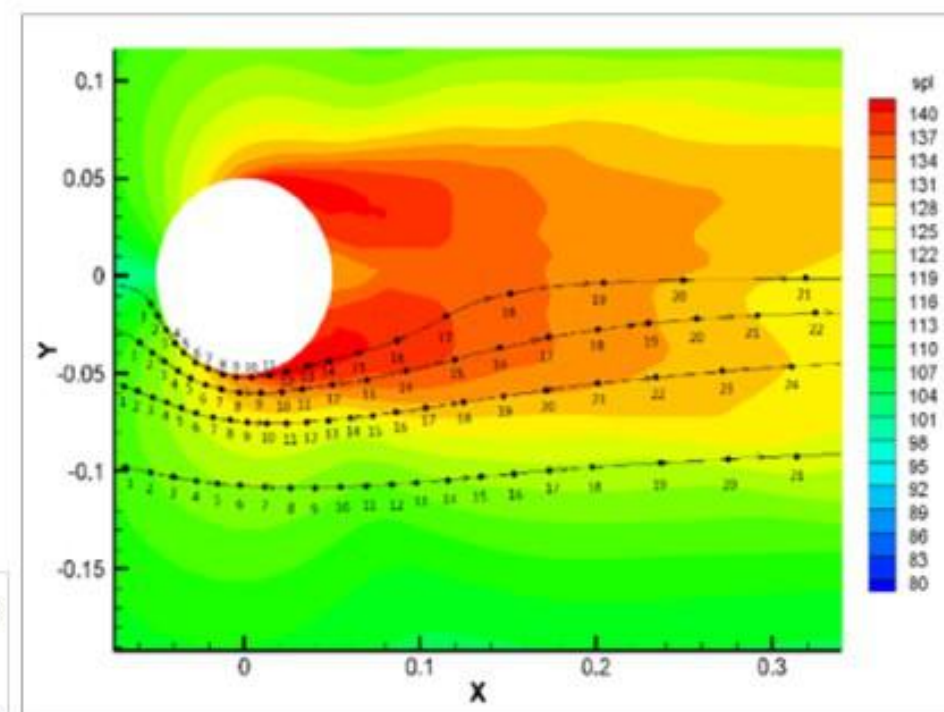
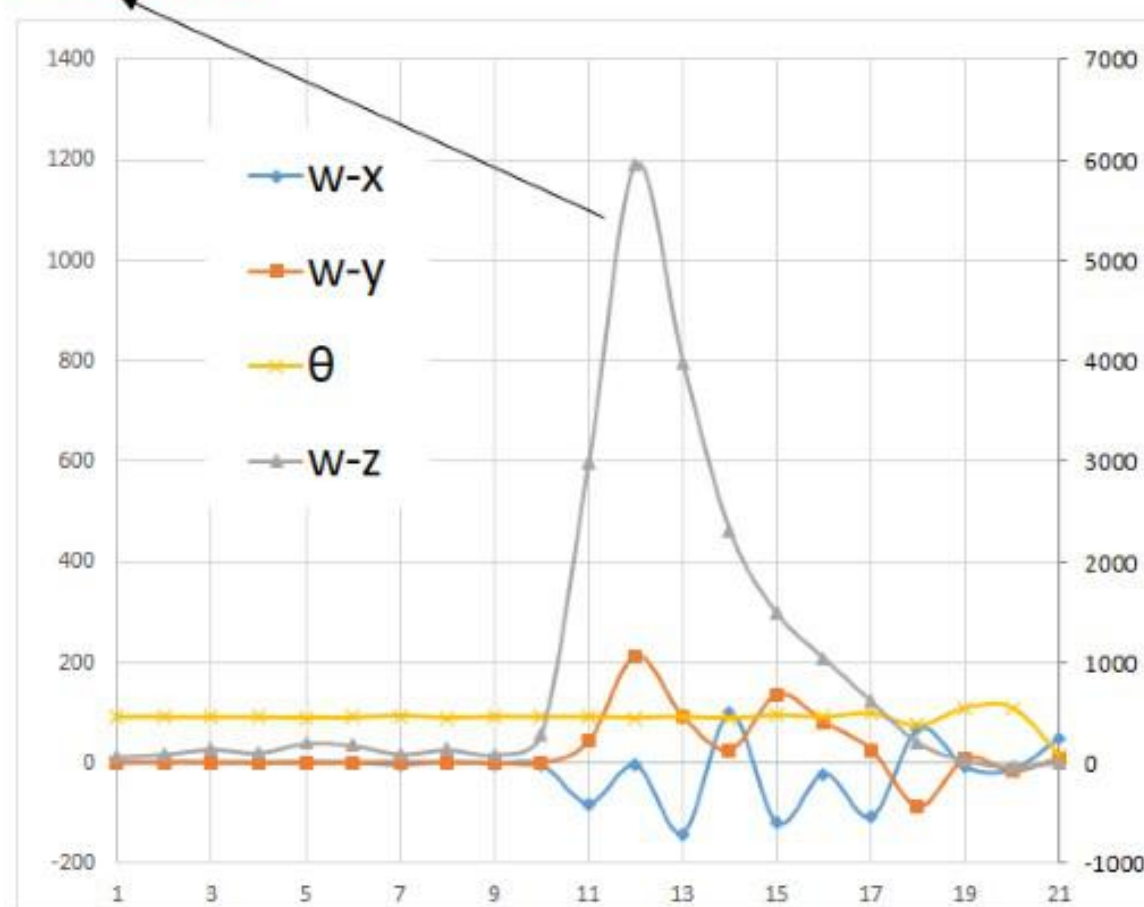
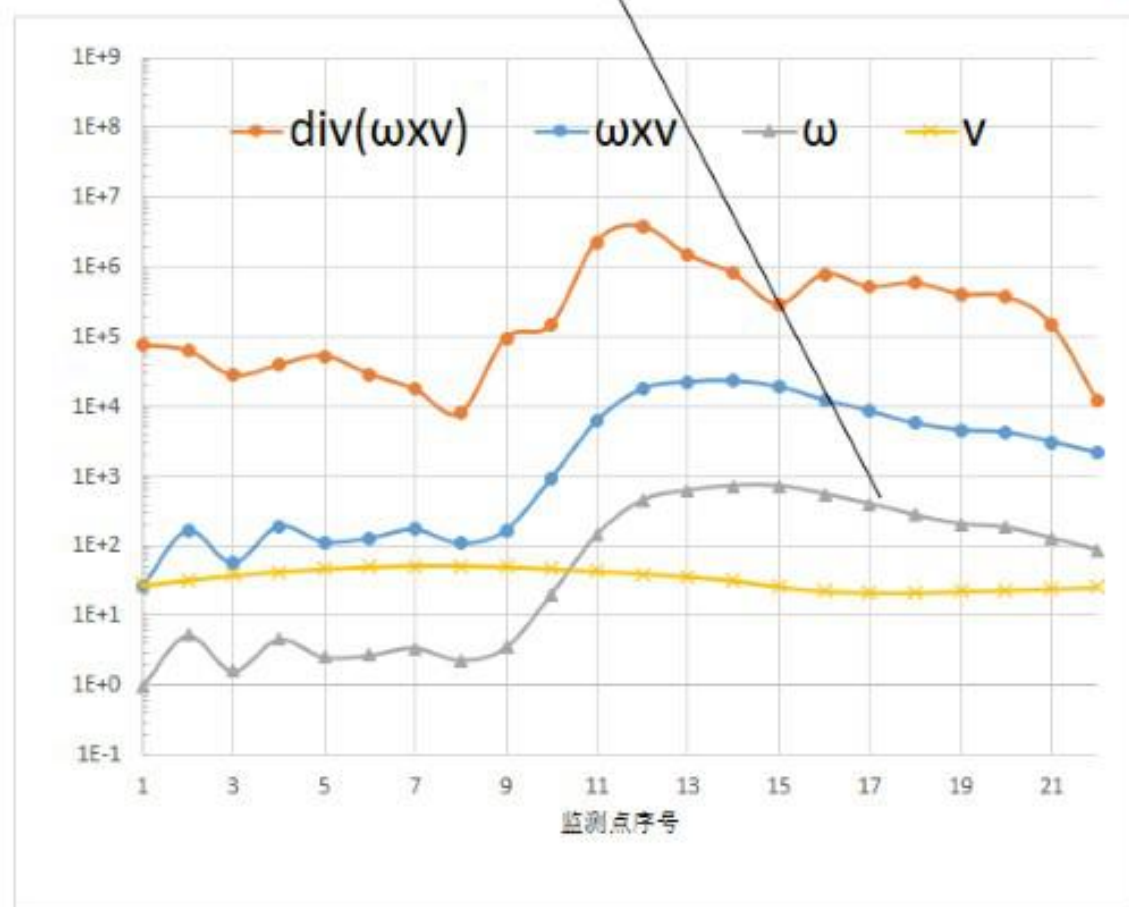
E. 声源与流动量之间的关系

(2) 涡声理论及其声源项特性

$$\left\{ \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \nabla^2 \right\} B = \cancel{\text{div}(\omega \times v)}$$

起主要作用

起主要作用



声波动方程：由动量方程和连续性方程推出

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = \underbrace{\frac{\partial Q}{\partial t}}_{\text{单极子}} + \underbrace{\frac{\partial^2 (T_{ij})}{\partial x_i \partial x_j}}_{\text{四极子}} + \underbrace{\frac{\partial F}{\partial x_i}}_{\text{偶极子}}$$

传播项 声源项

X方向:
$$\mathbf{F} = \rho \frac{Du}{Dt} = \rho g_x + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[-p - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{V} + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \right\}$$

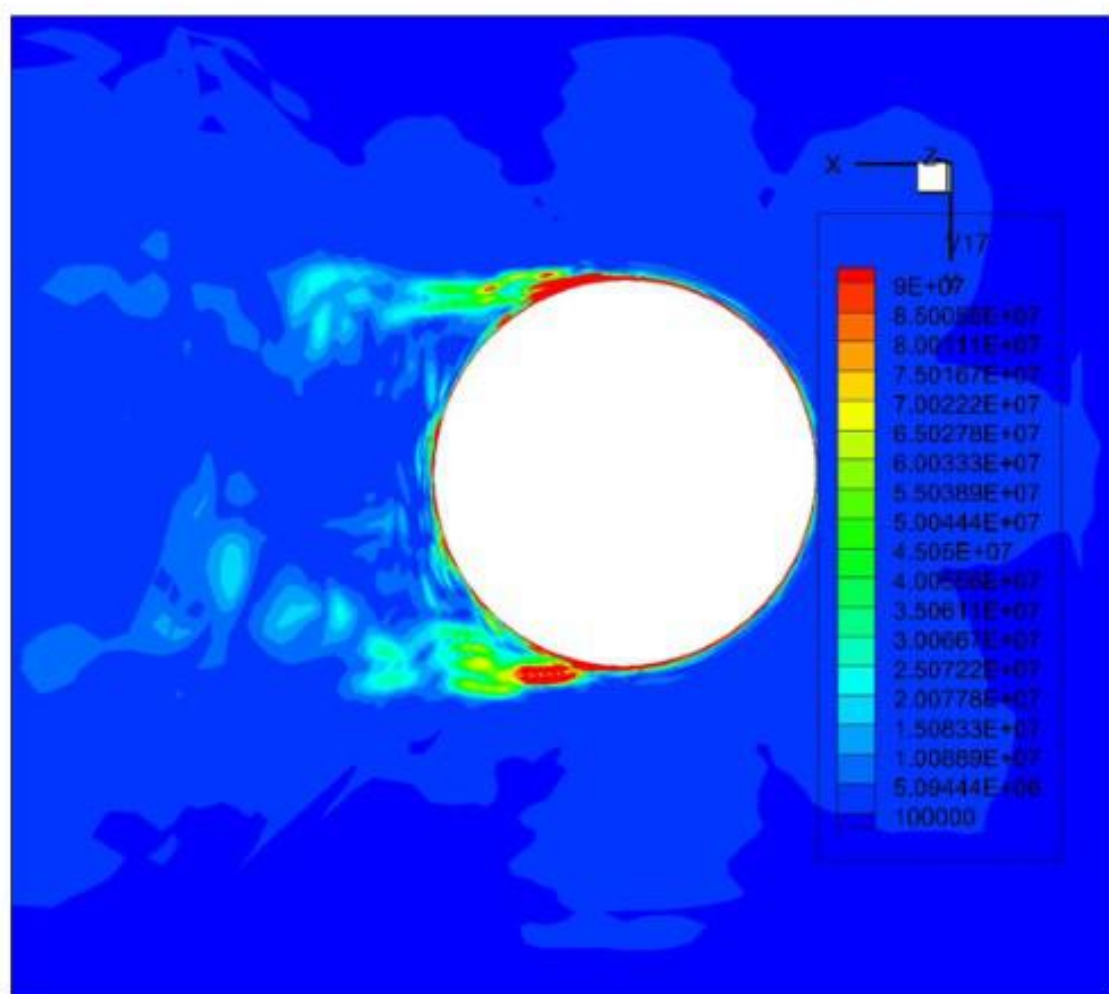
$$= \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \mu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)$$

可压流体

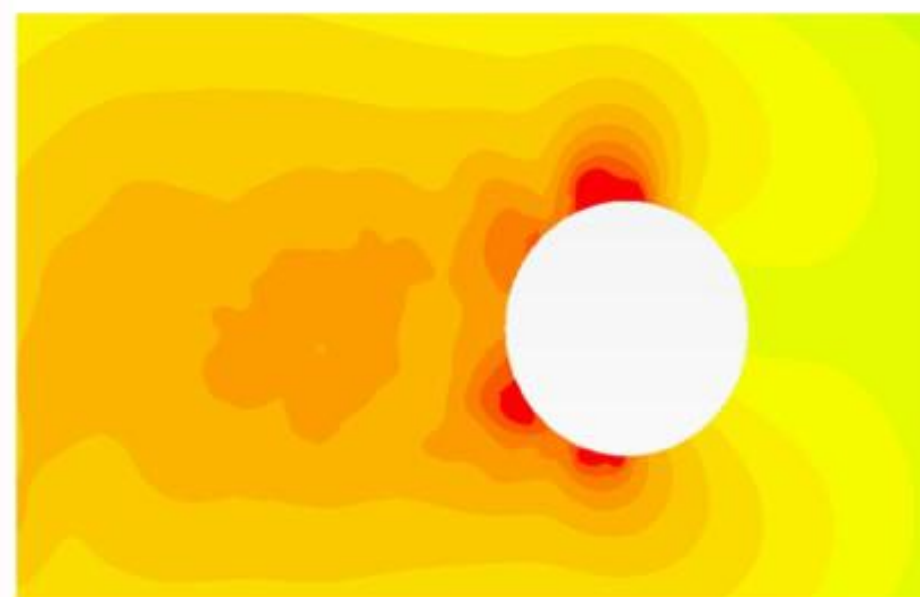
$\mathbf{F}$ 为单位体积力 (N/m^3)，可以忽略质量力

(2) 涡声理论及其声源项特性

圆柱直径100mm，速度100km/h=33.33m/s，可压流体
某一时刻（瞬时）偶极子和四极子源的分布



偶极子



四极子

APE计算的声场

和涡声方程结果类似，说明描述的有效性

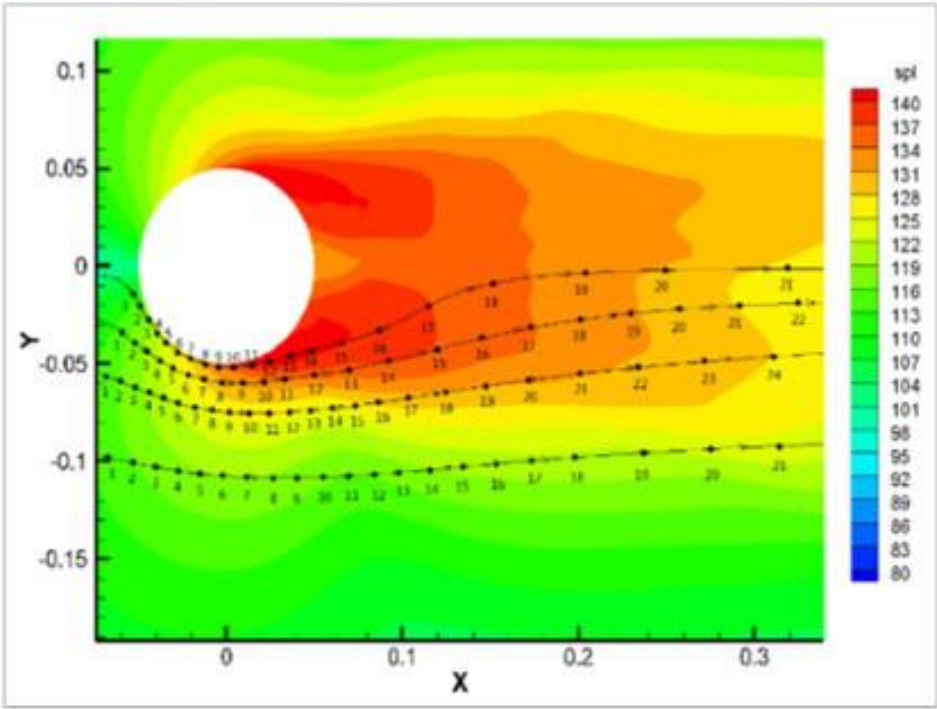
(3) 圆柱绕流场气动噪声控制

控制思想

$$\left\{ \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \nabla^2 \right\} B = \text{div}(\omega \times v)$$

起主要作用

起主要作用



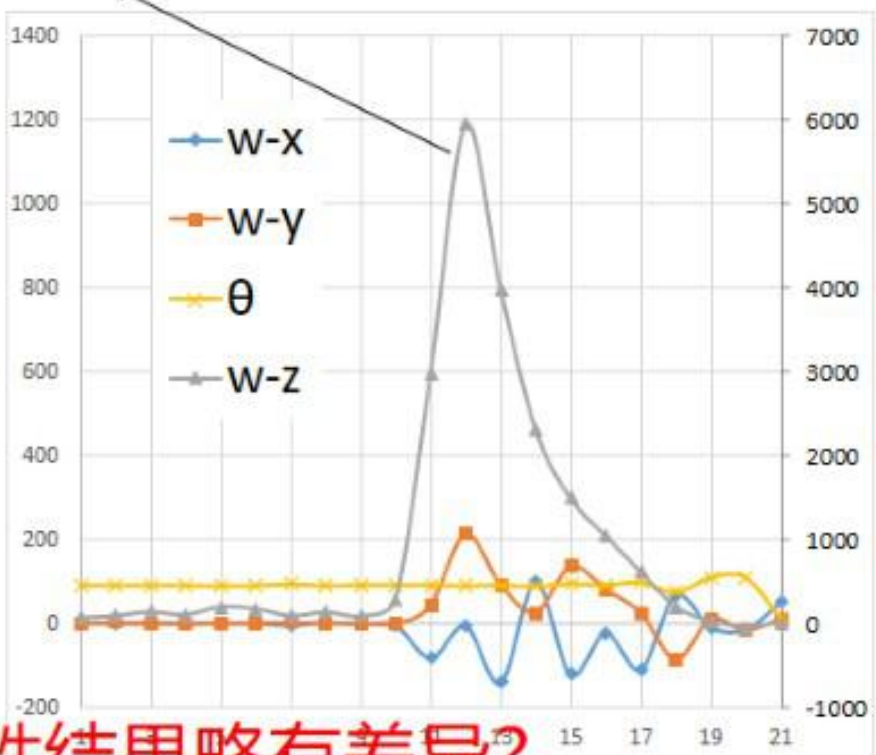
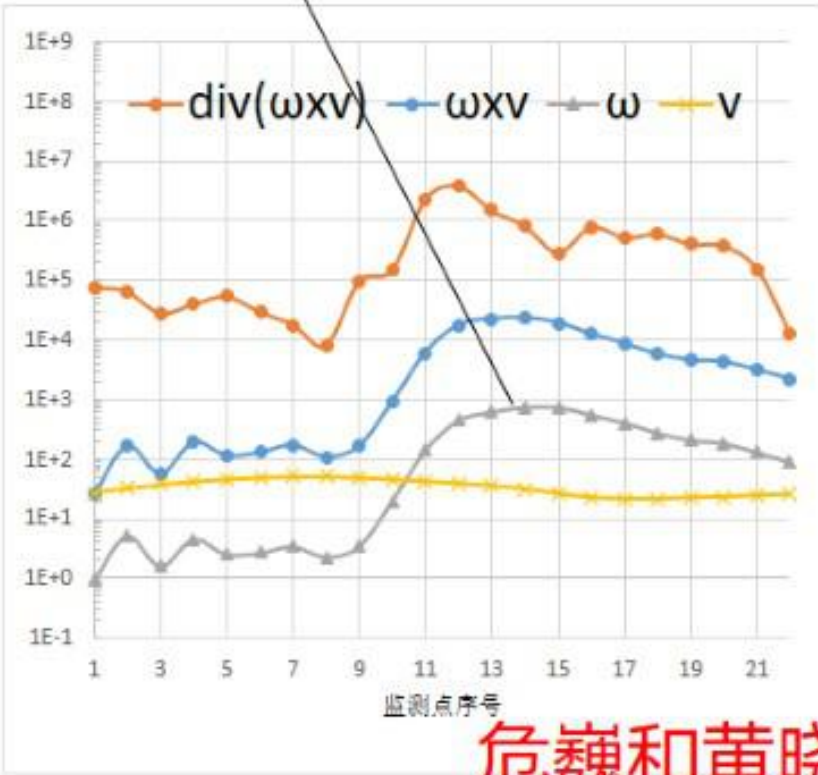
$$\omega_z = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right)$$

分离点附近速度降低为负值

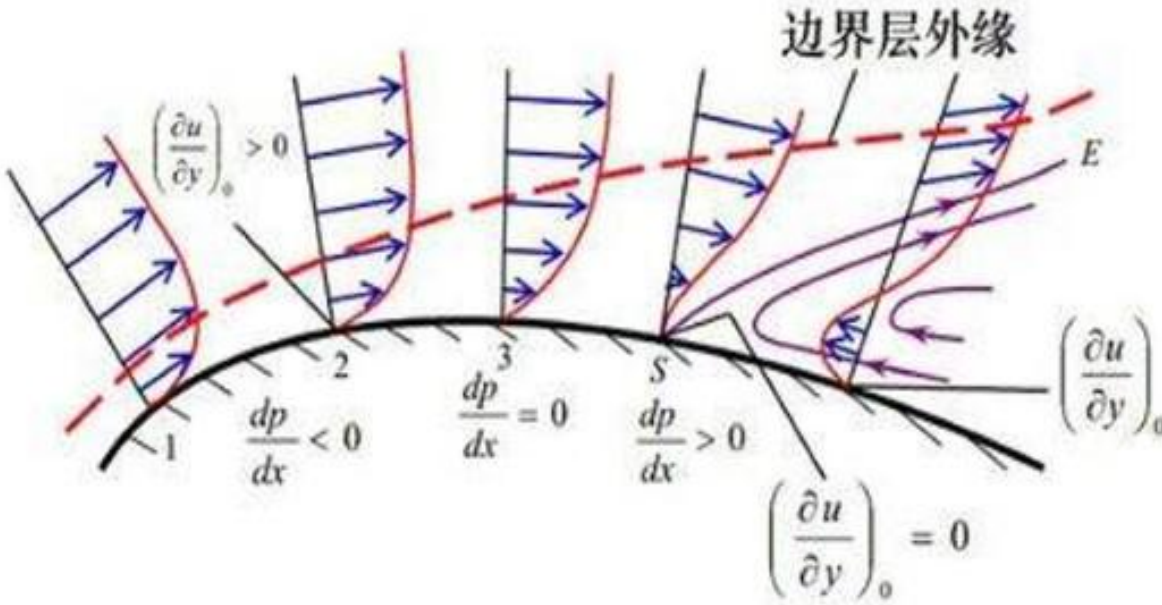
由小变大为正值

两项都应减小

消除分离, 消除粘性和逆压梯度



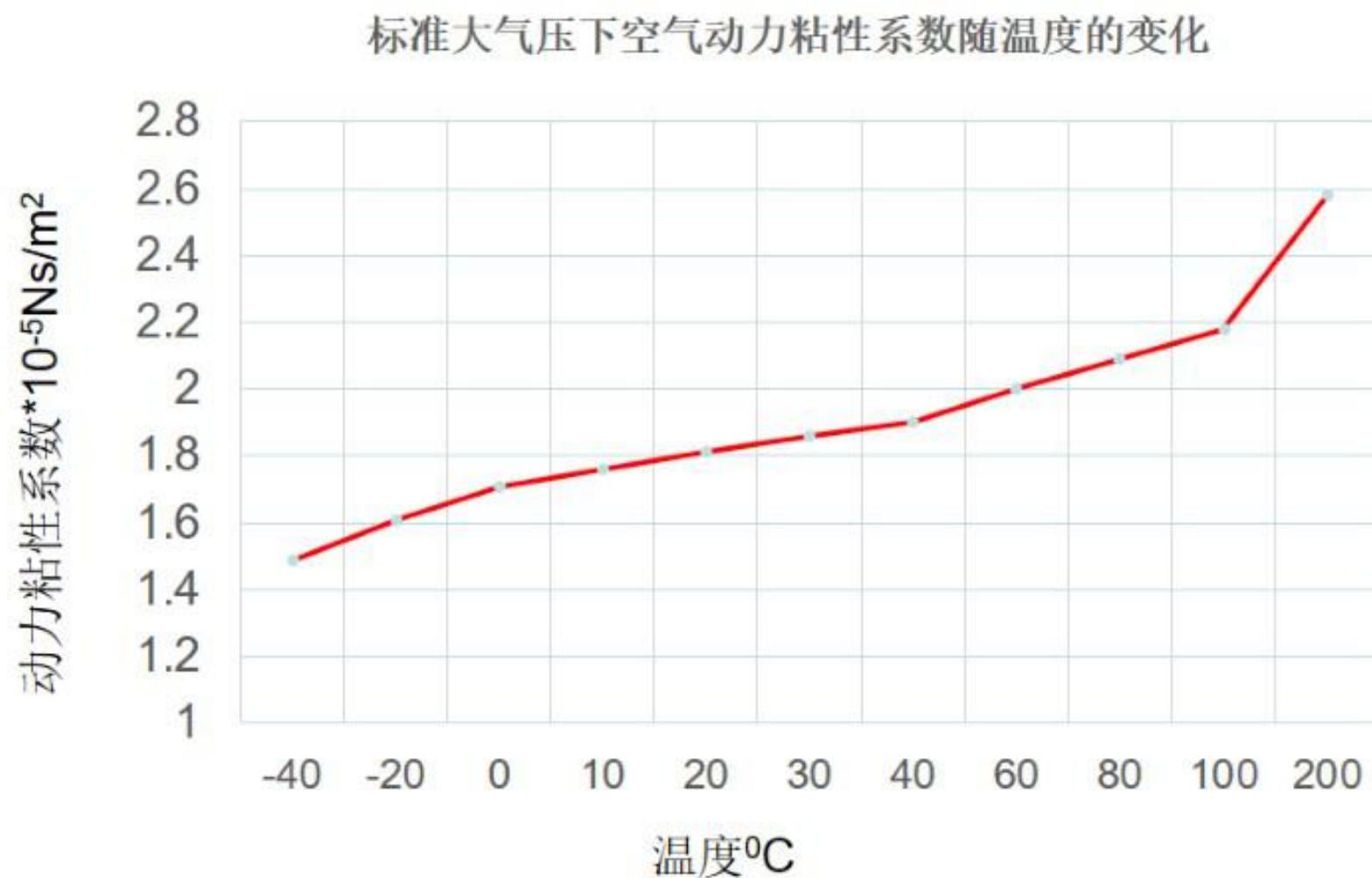
危巍和黄晓胜结果略有差异?



(3) 圆柱绕流场气动噪声控制

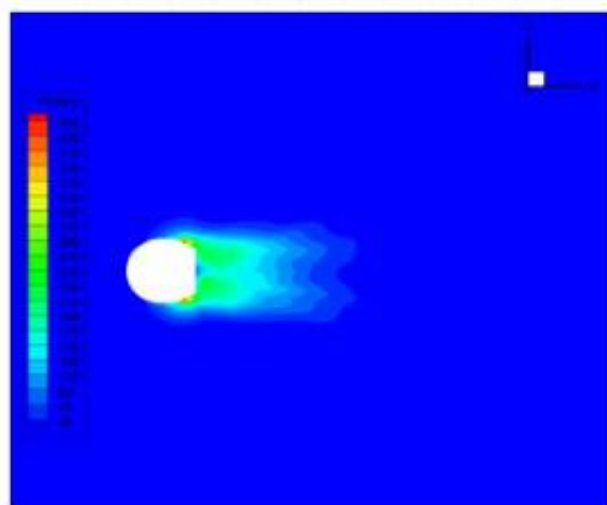
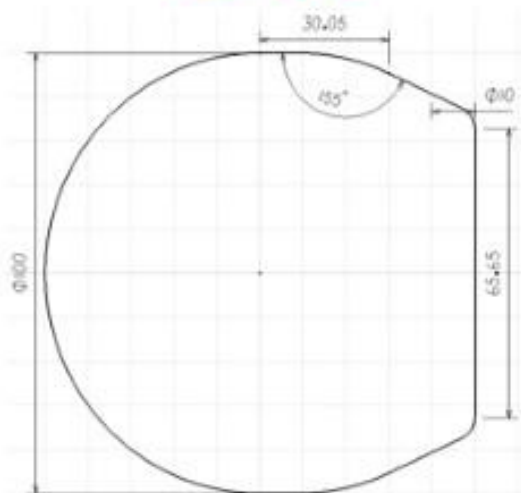
消除分离

- (1) 消除粘性：
降低粘性系数，将温度，变化很小
- (2) 消除逆压梯度
改变结构形状。

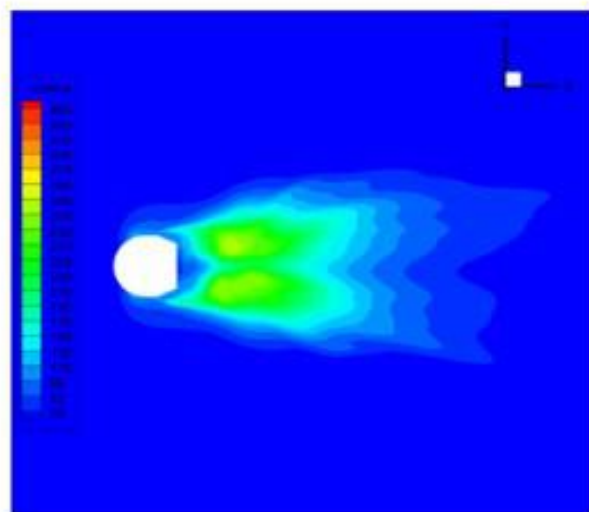
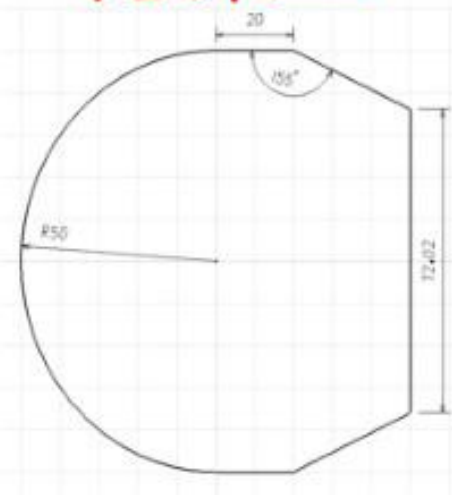


(3) 圆柱绕流场气动噪声控制

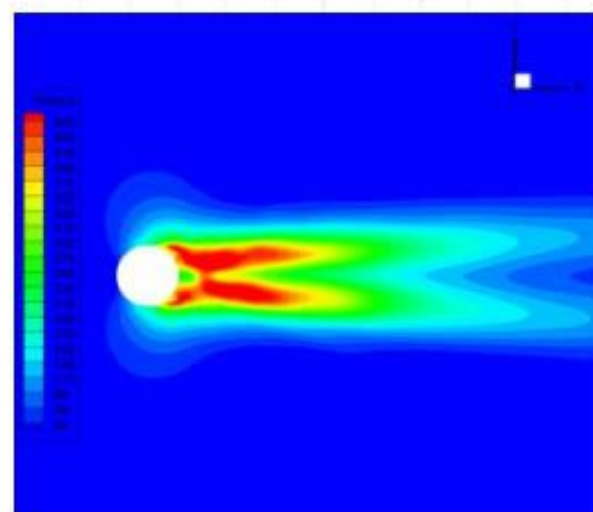
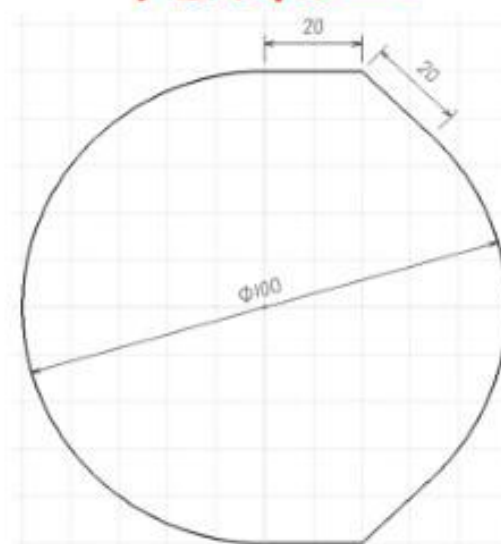
方案一



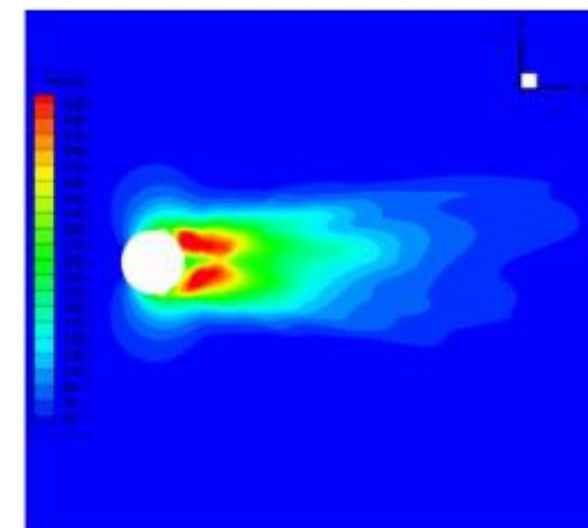
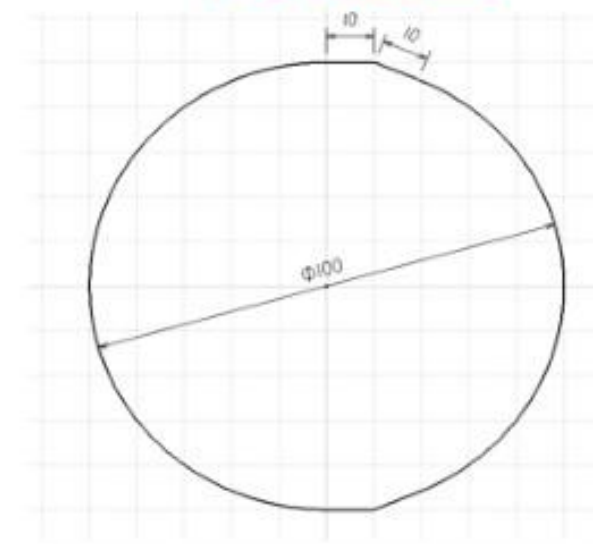
方案二



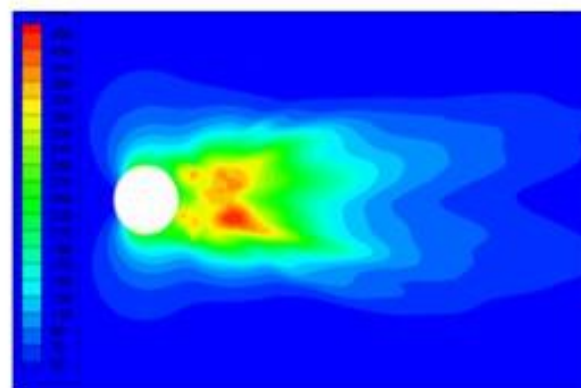
方案三



方案四

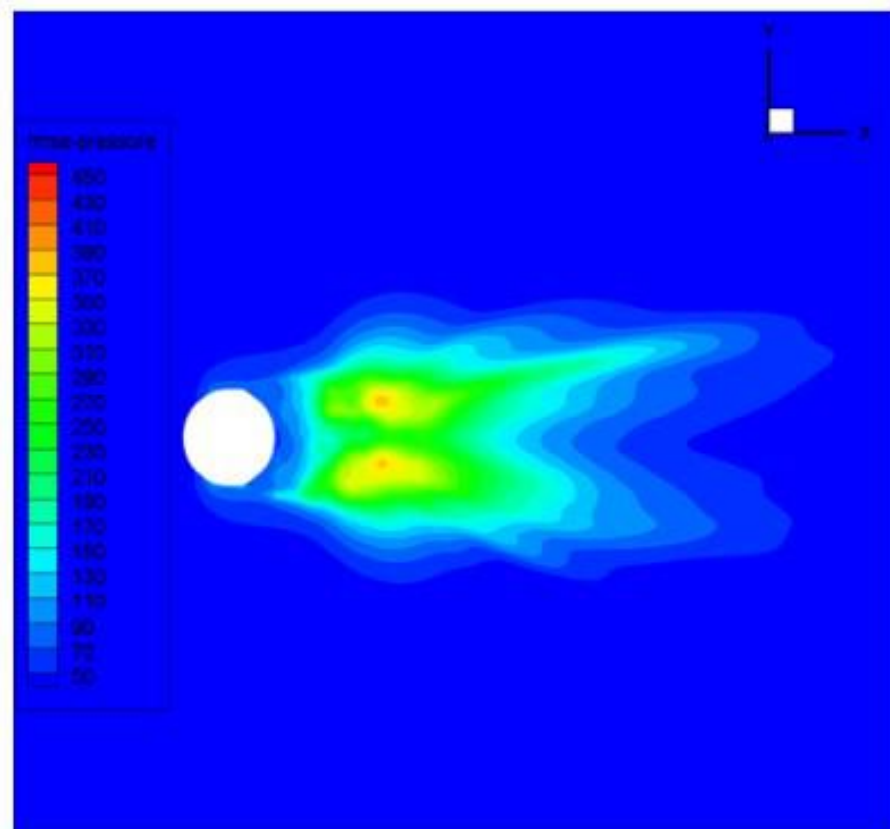


原始结构脉动压力

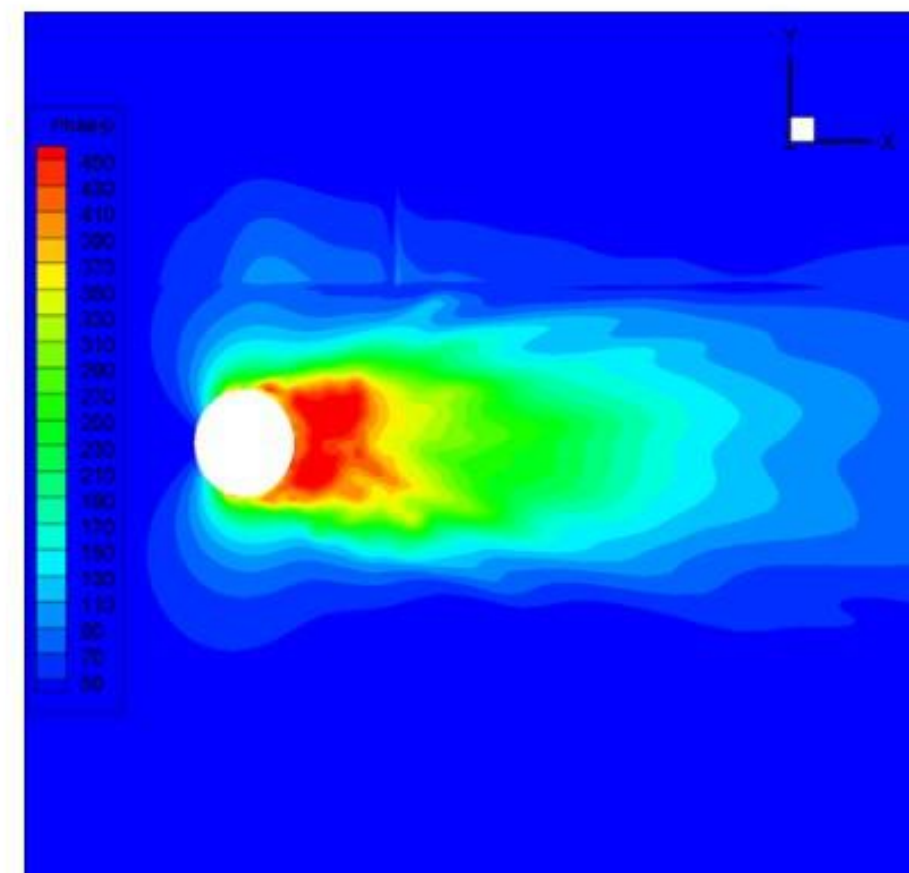


(3) 圆柱绕流场气动噪声控制

方案五
加平台

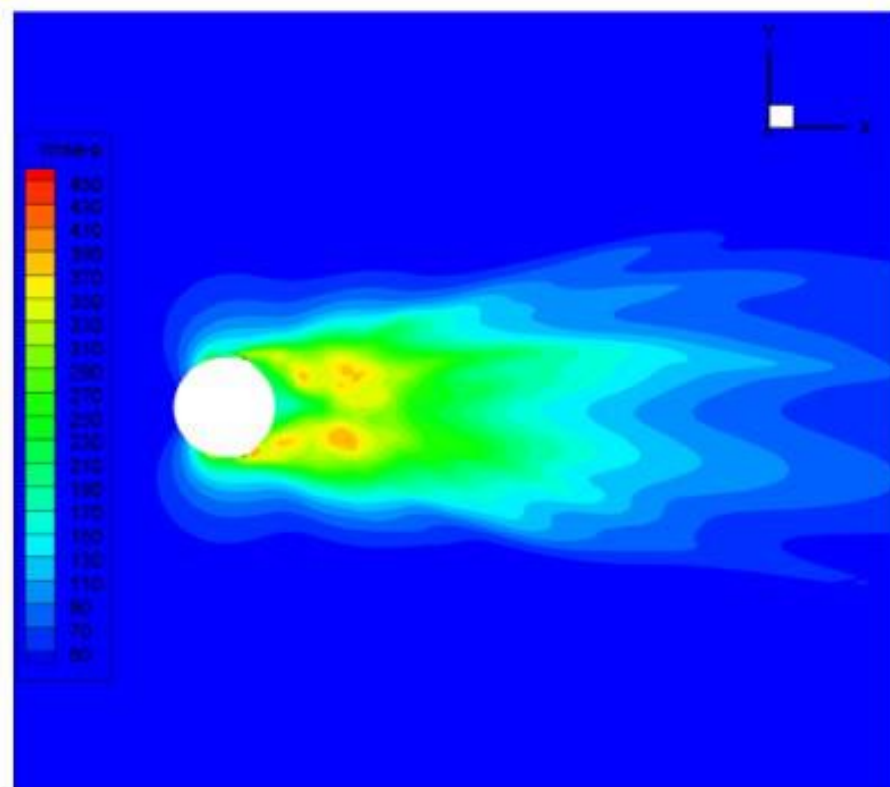


方案六
平台突出

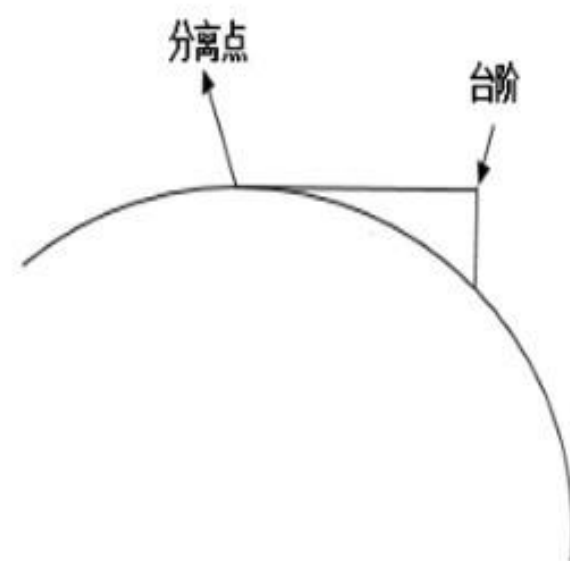
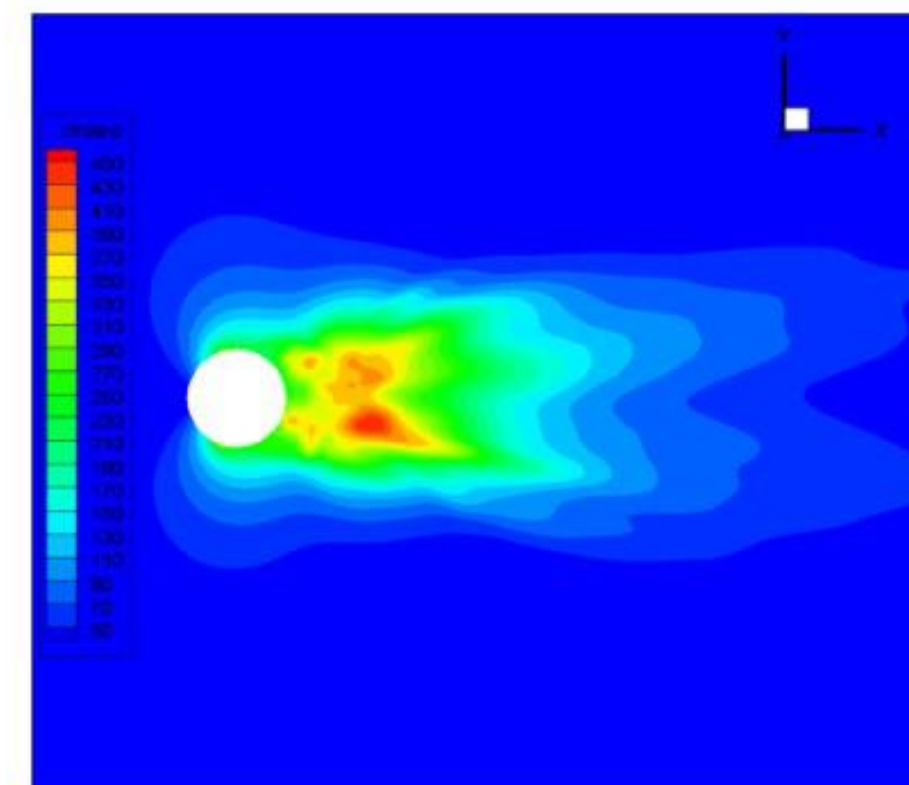


方案七

平台 (方案六)
尾加锯齿状



原始结构
脉动压力



(4) 声源项的计算

问题：

在分离点位置出现偶极子源是对的，但在迎风前端表面也出现较强的偶极子，实际没有。为什么？

质量守恒定律

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0$$
$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot V = 0$$
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial x} = 0$$

动量定律（牛顿第二定律）

$$\rho \frac{DV}{Dt} = \rho g - \nabla p + \mu \nabla^2 V$$

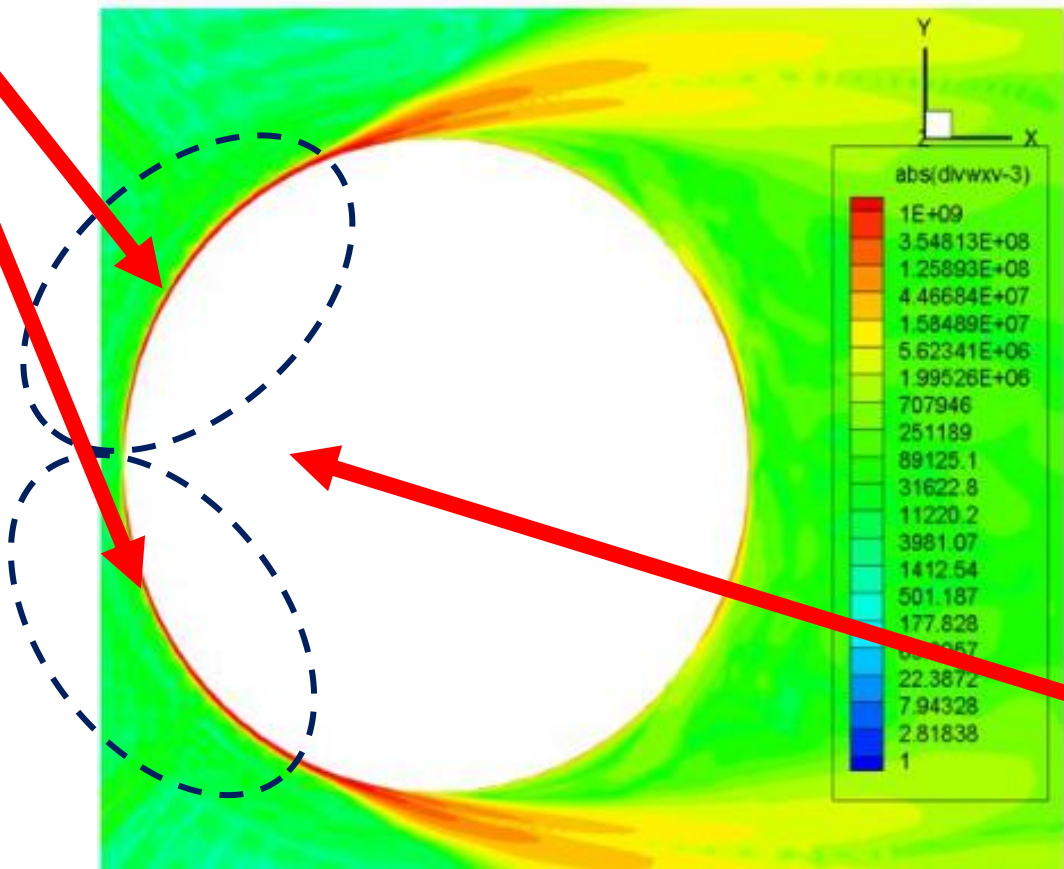
不可压缩流体，体积力只考虑重力

$$\rho \frac{DV}{Dt} = -\nabla P + f + \mu \nabla^2 V$$
$$\rho \frac{DV}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}$$

质量力忽略

状态方程

流体的物理量：密度、压强等，均指瞬态值，而非声学值



$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i \partial x_i} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}$$

近似：声学量=瞬时值-平均值

$$\left(\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \nabla^2 \right) p' = \frac{\partial}{\partial t} (Q \delta(f)) - \frac{\partial}{\partial x_i} (F_i \delta(f)) + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (H(f) T_{ij})$$

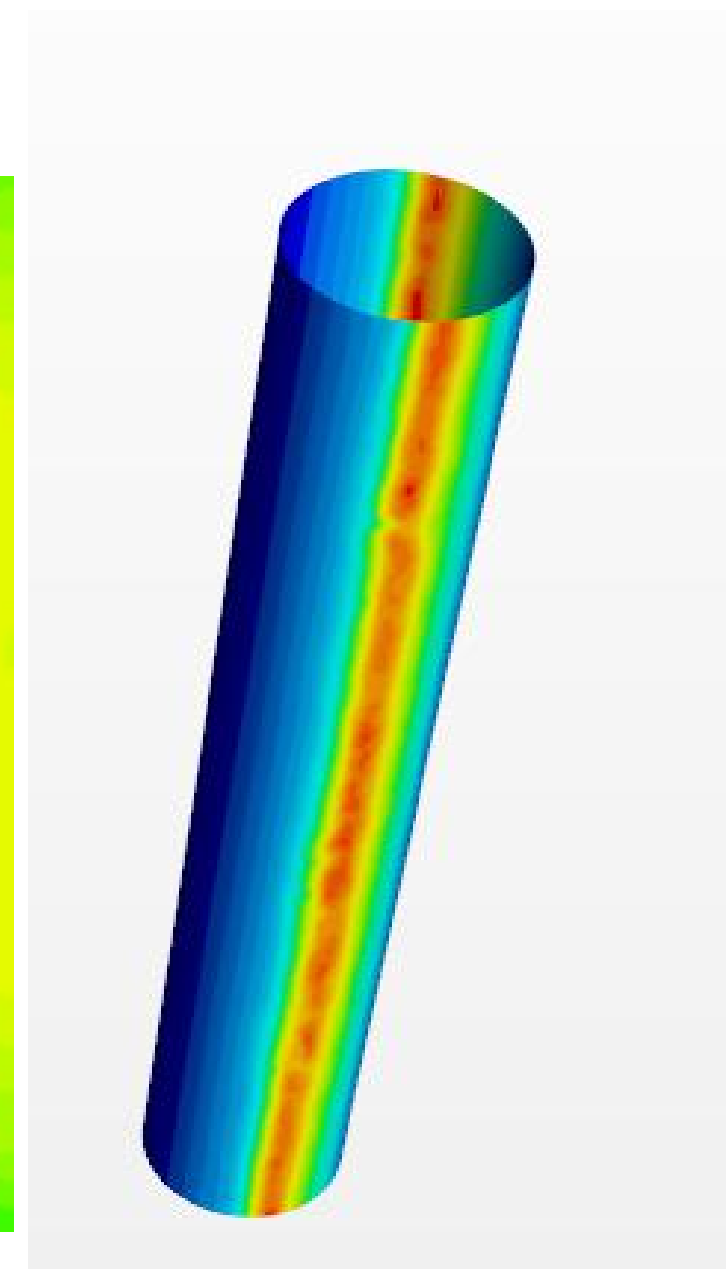
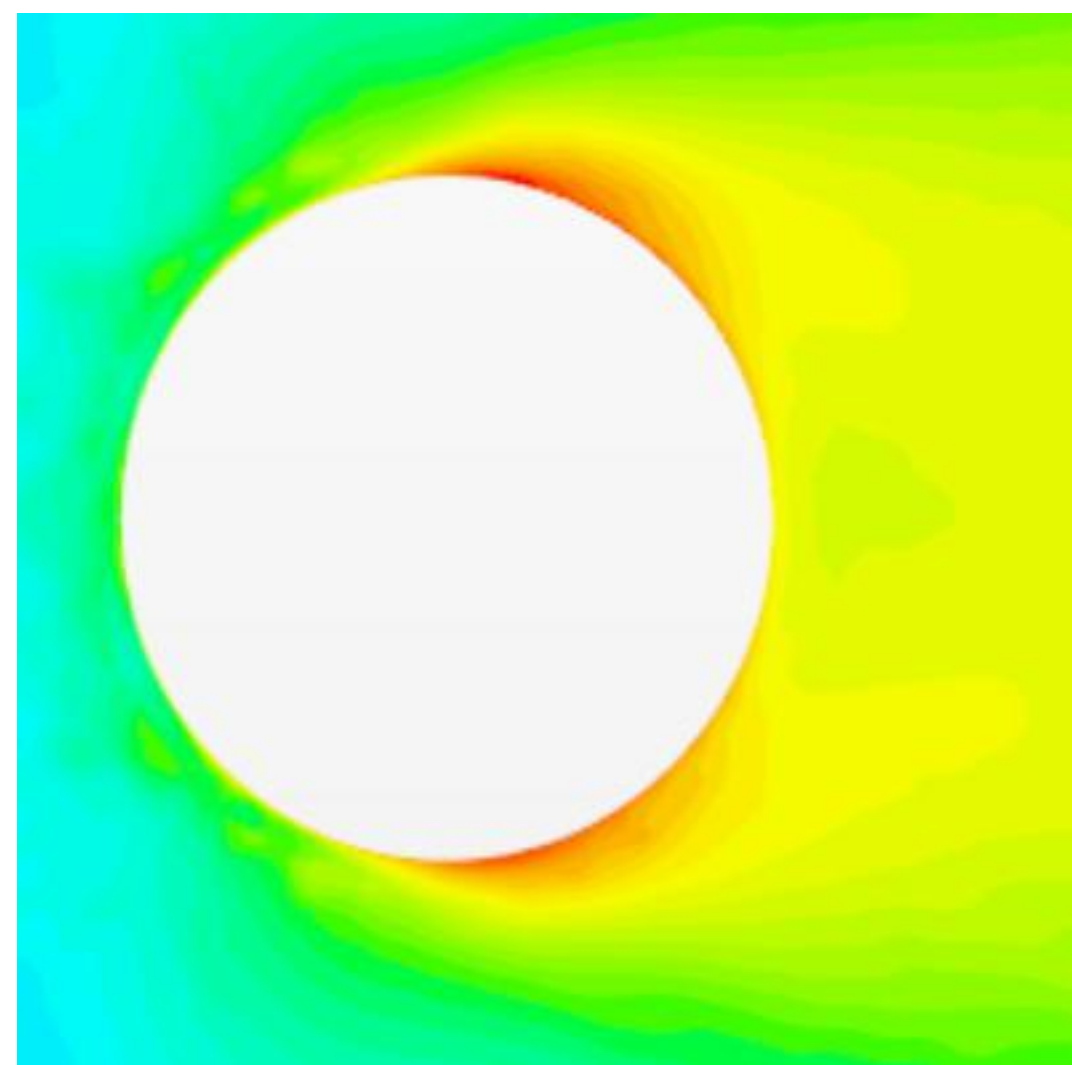
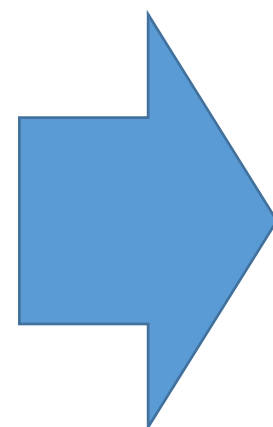
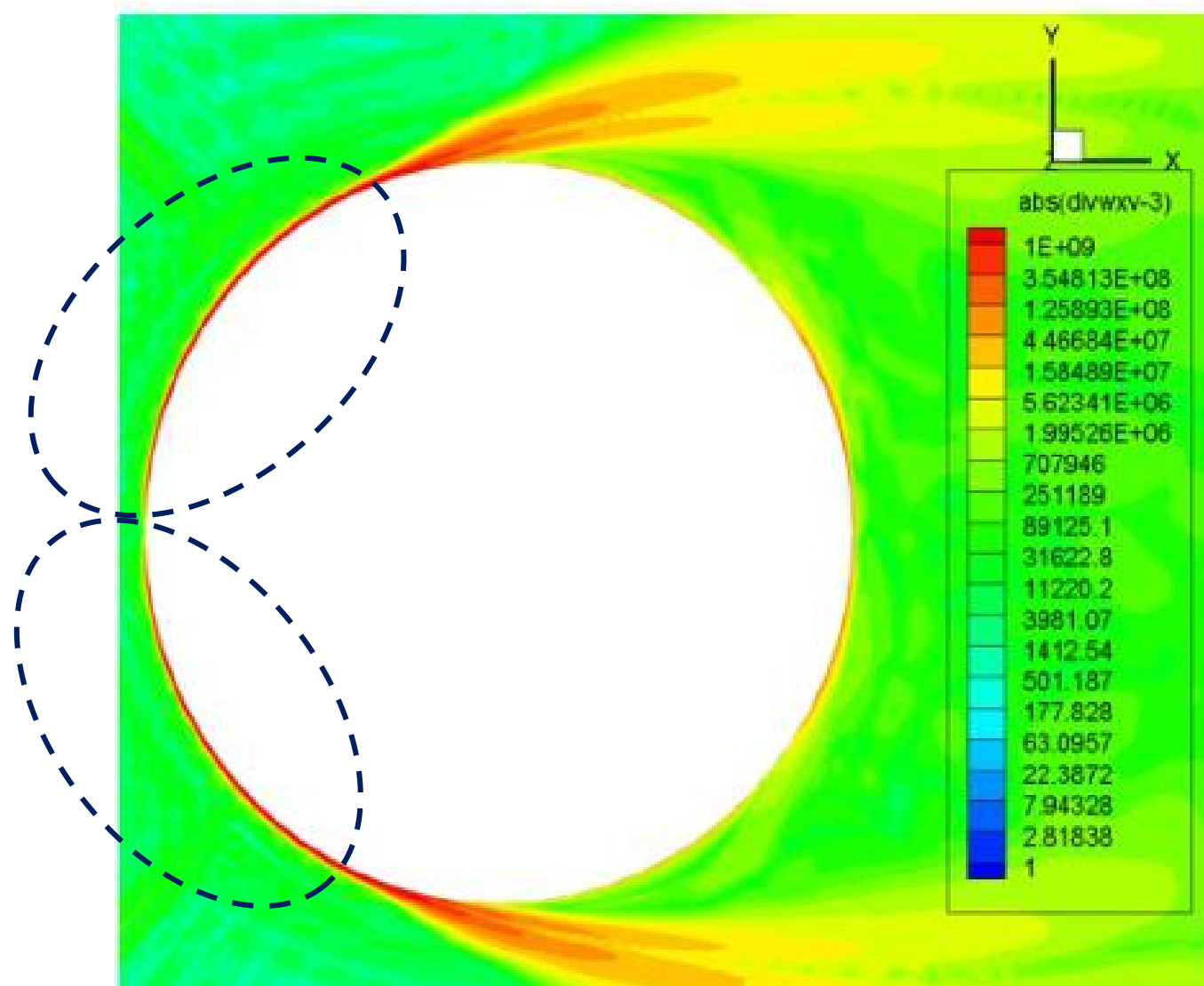
$$\nabla^2 p_a - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p_a}{\partial t^2} = -\rho \nabla \cdot (\vec{\omega} \times \vec{u})$$

声学量=瞬时值？

(4) 声源项的计算

$$\nabla^2 p_a - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p_a}{\partial t^2} = -\rho \nabla \cdot (\vec{\omega} \times \vec{u})$$

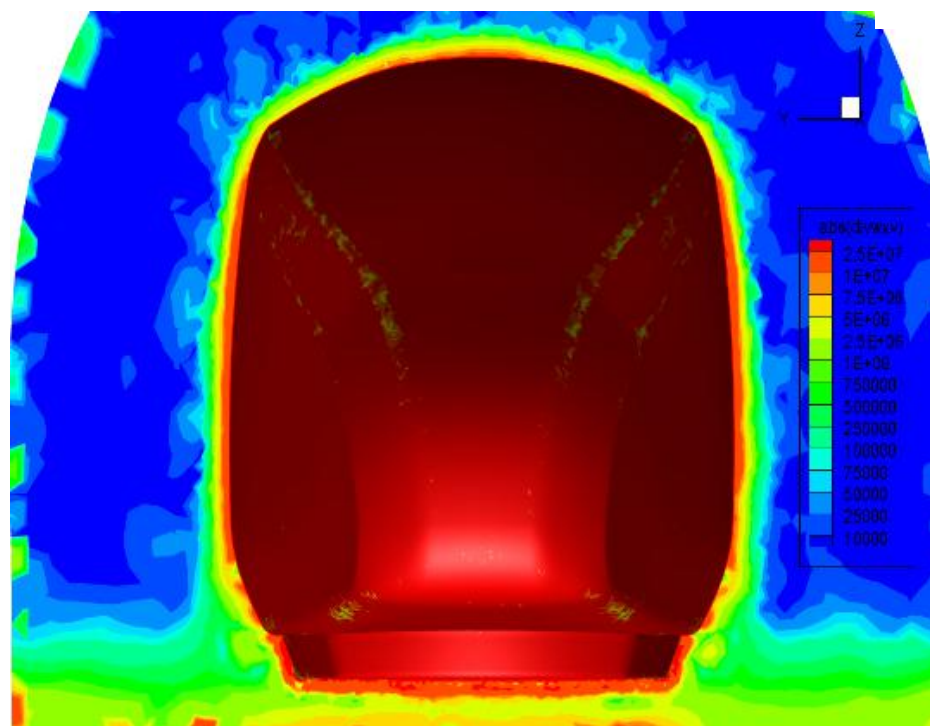
声学量=瞬时值-平均值



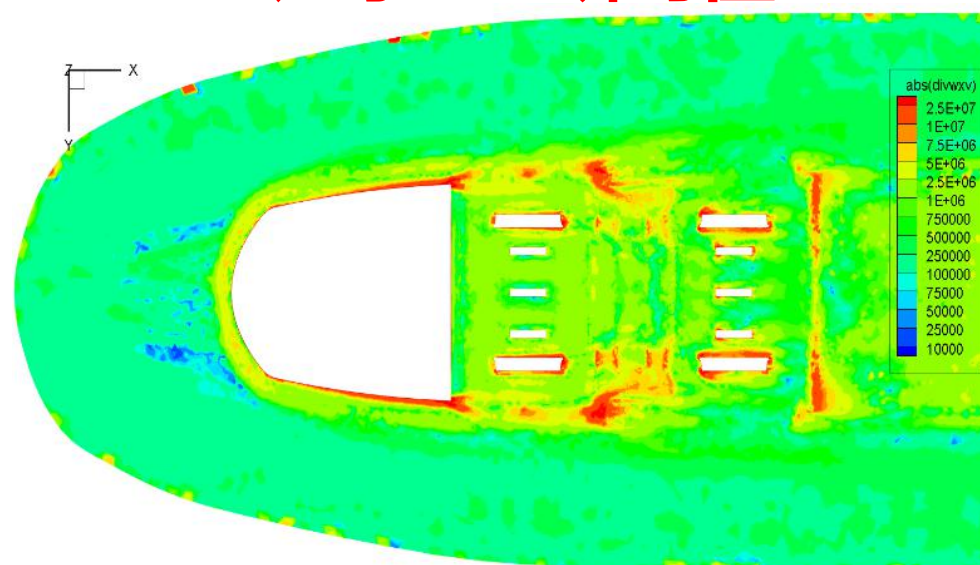
(4) 声源项的计算

$$\nabla^2 p_a - \frac{1}{2} \frac{\partial^2 p_a}{\partial t^2} = \underbrace{\left(-\rho \nabla \cdot (\vec{\omega} \times \vec{u}) \right)}_{\text{声学量=瞬时值-平均值}}$$

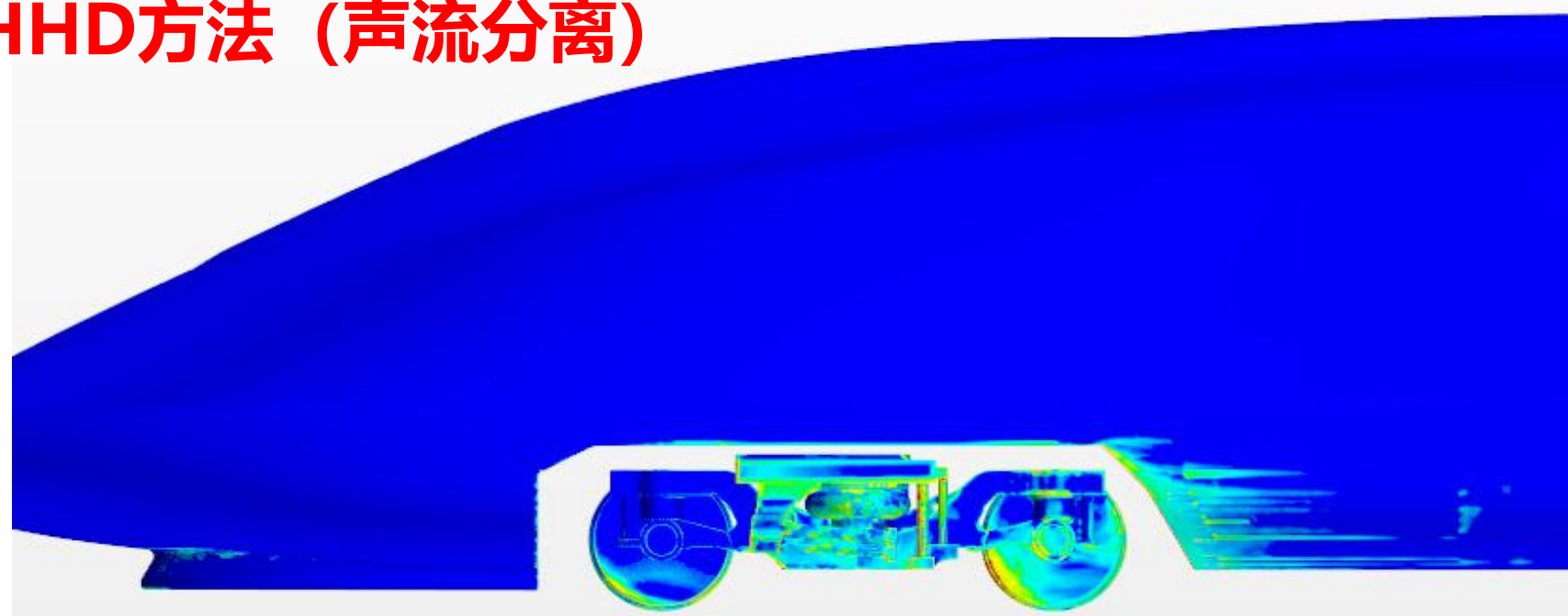
声学量=瞬时值-平均值



声学量=瞬时值



HHD方法 (声流分离)



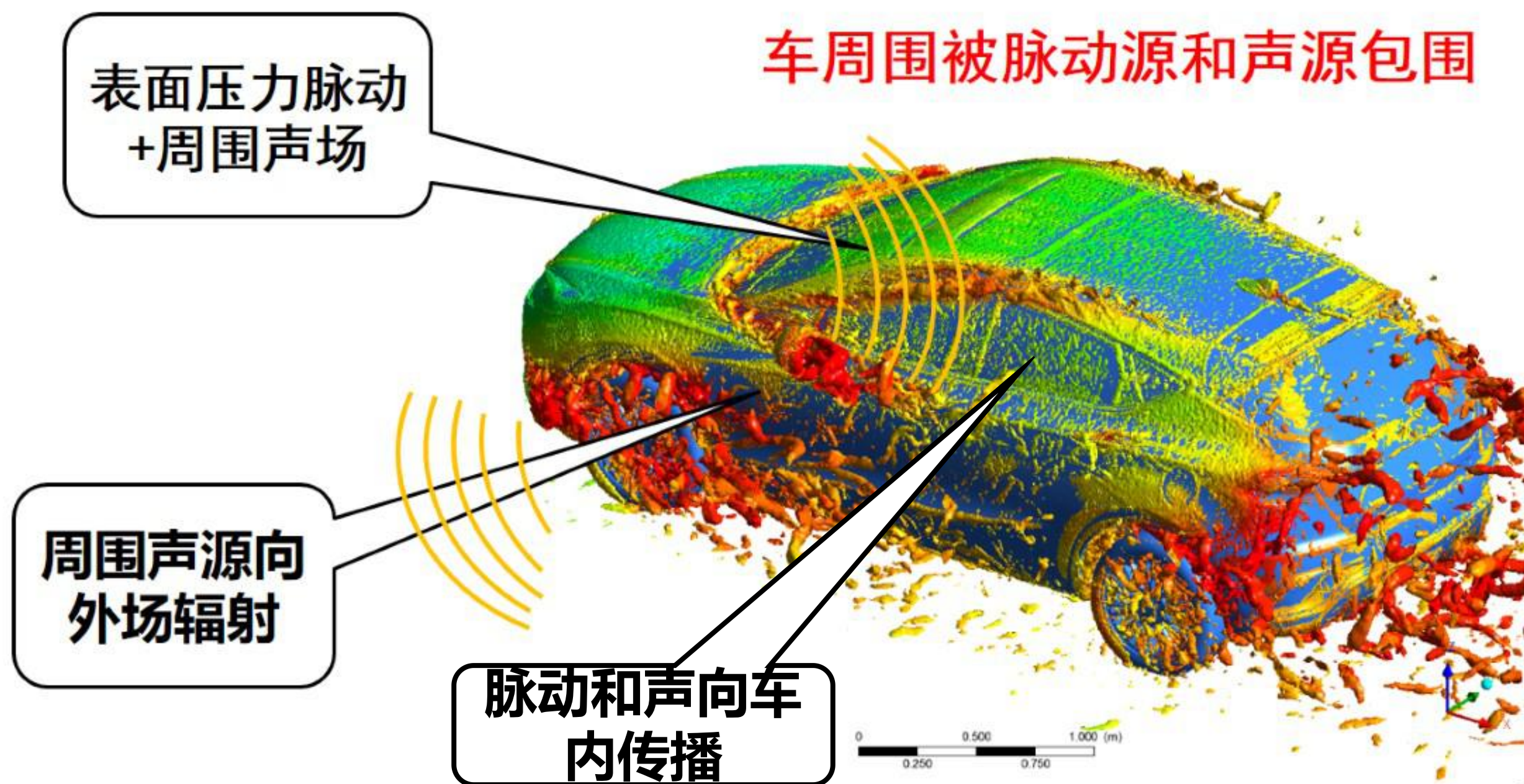
介绍内容

- 一、什么是气动噪声
- 二、气动噪声源描述的理论基础
- 三、基于圆柱绕流的气动噪声问题分析
- 四、基于整车的气动噪声传播分析**
- 五、汽车气动噪声问题及产生的原因
- 六、气动噪声研究方法的相互依赖性
- 七、气动噪声控制
- 八、研发工作设想



四、基于整车的气动噪声传播分析

问题： 声和脉动如何向车内外传播？



四、基于整车的气动噪声传播分析

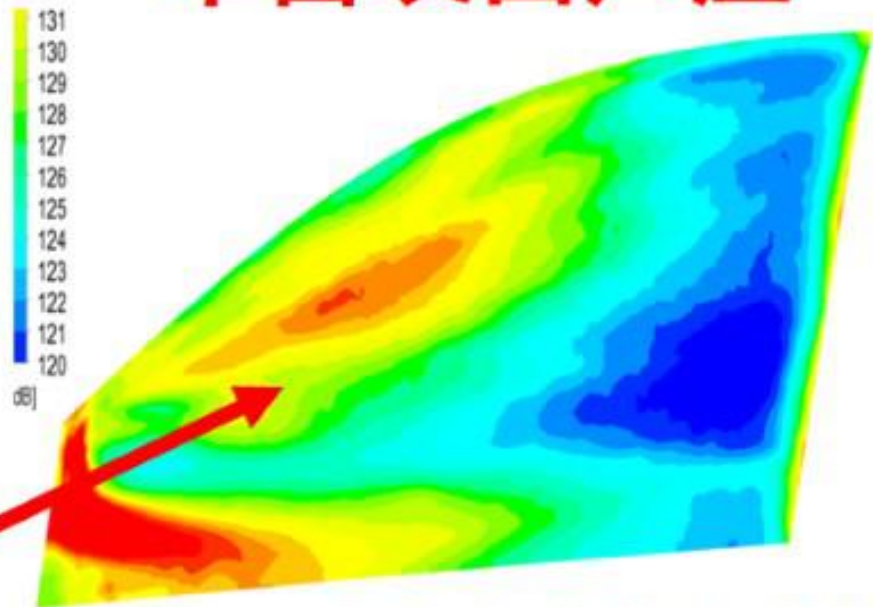
1、声和脉动的加载方式

问题1：脉动和声如何向车内传播？

- (1) 加载形式？
- (2) 响应特性？

车窗表面声压是怎么产生的？

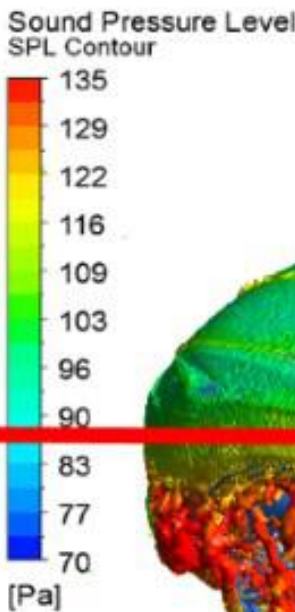
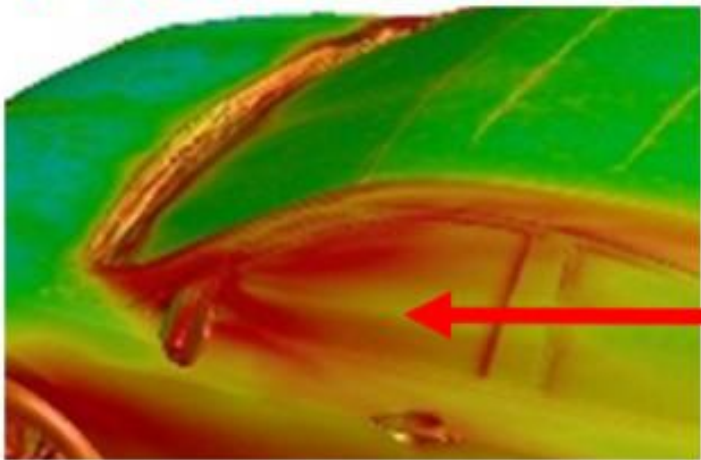
车窗表面声压



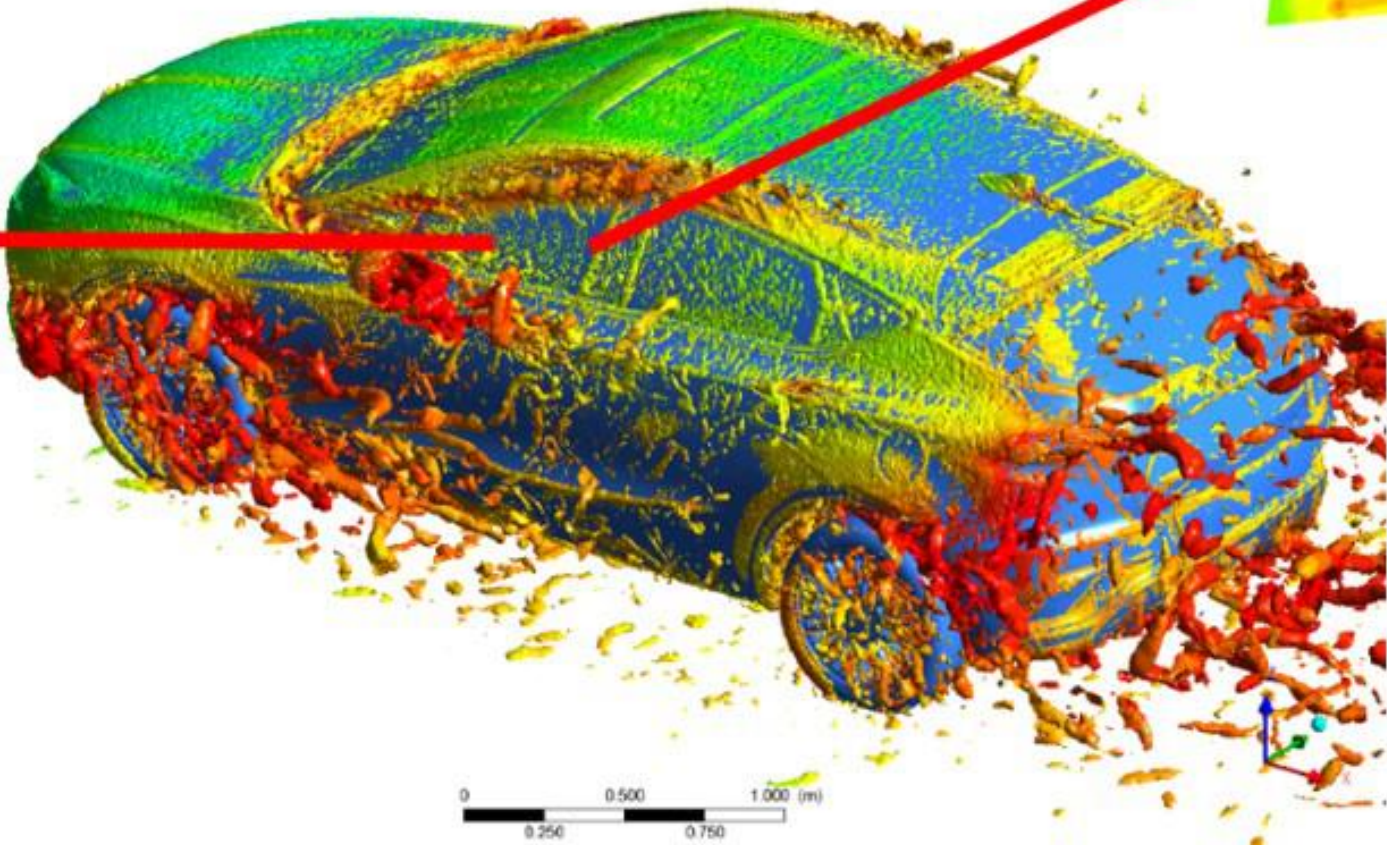
非均匀分布声场加载

主要以透射声的方式向车内传递噪声

车窗表面压力脉动



脉动和声



非均匀分布脉动压力加载

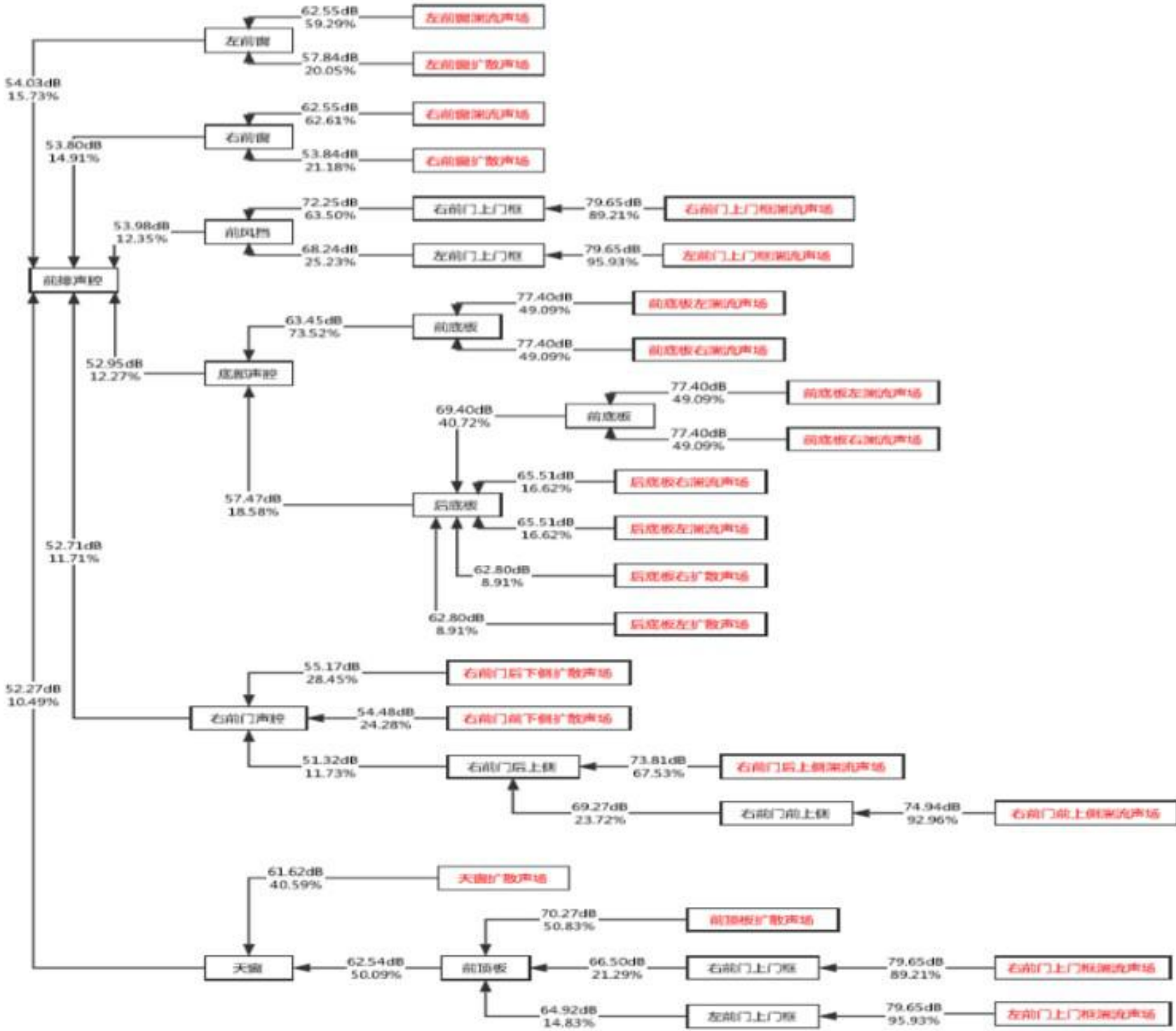
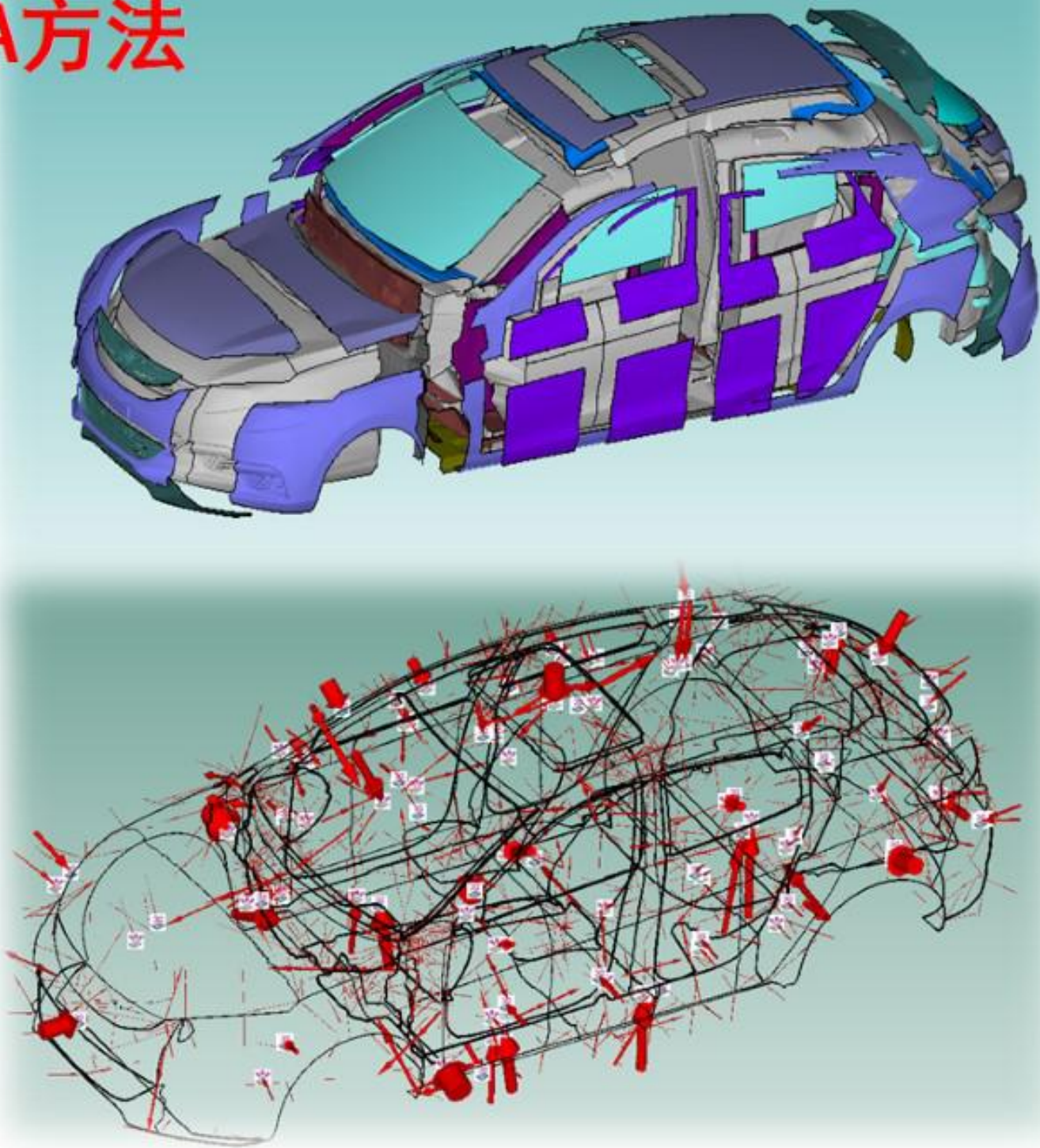
引起结构振动辐射噪声

四、基于整车的气动噪声传播分析

2、向车内的传播路径

响应特性？

SEA方法

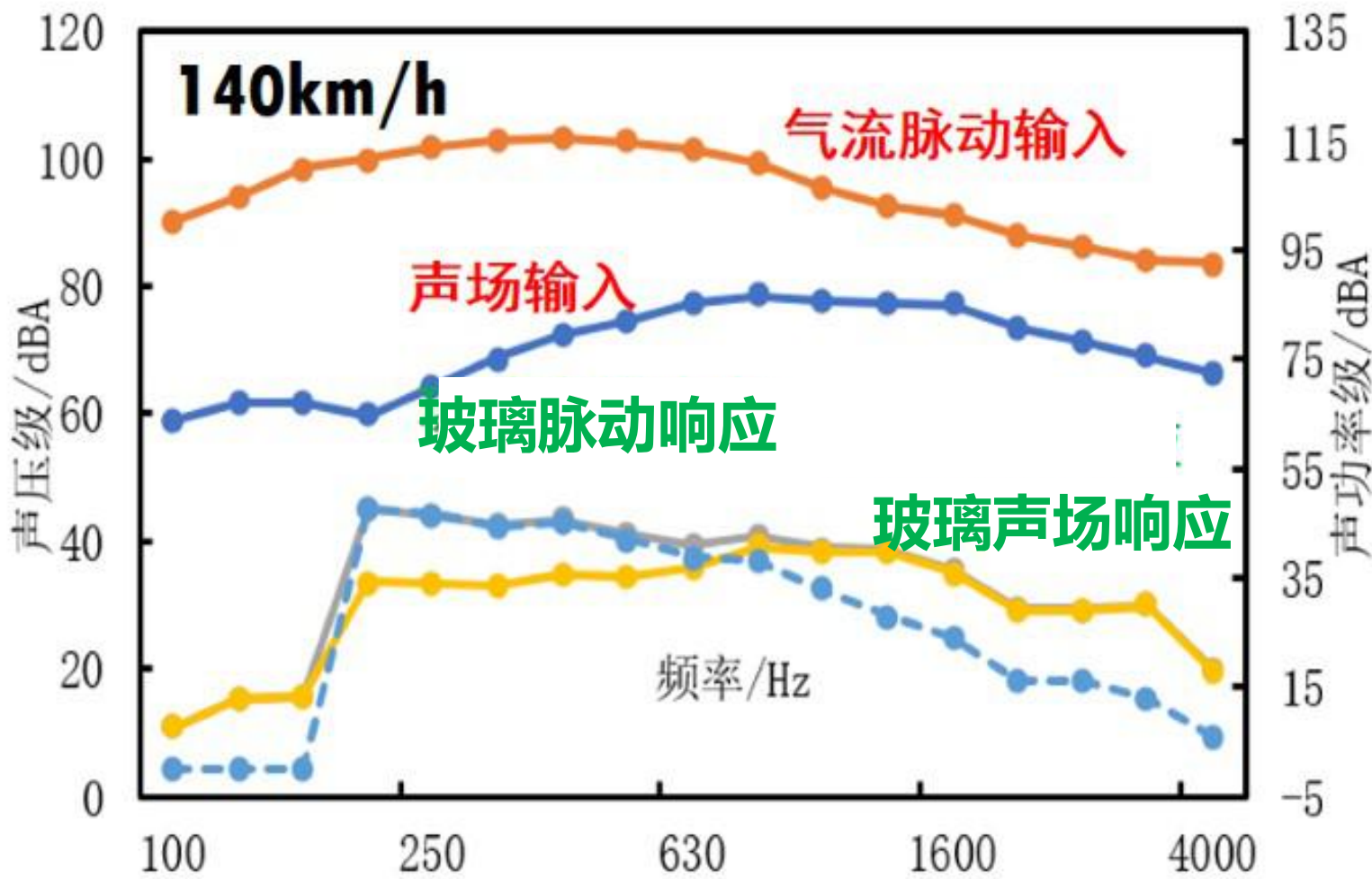


四、基于整车的气动噪声传播分析

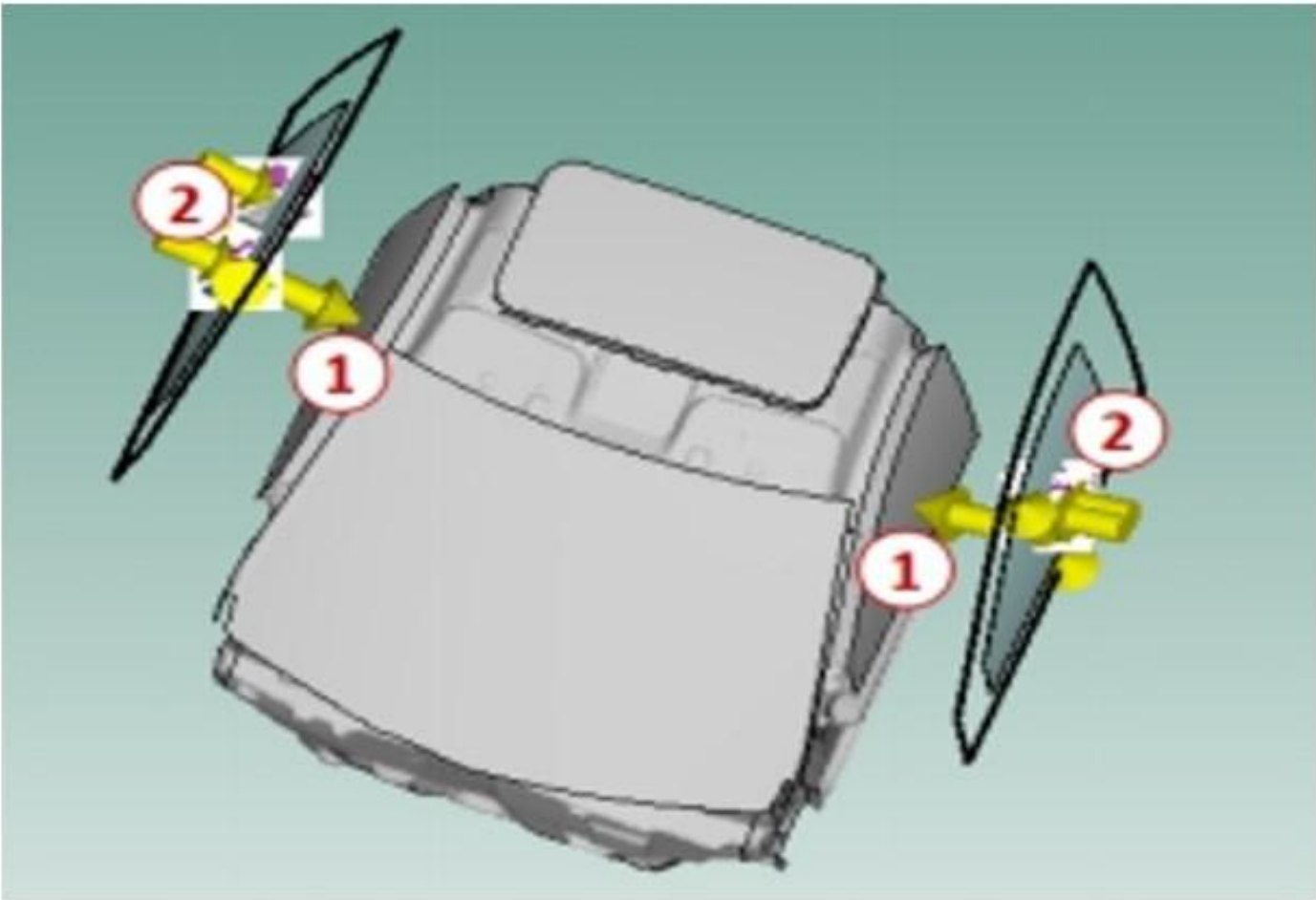
3、不同结构传播特性

前侧窗声和脉动向车内的传播

前侧窗声和脉动激励及其响应



- 1、脉动和声压量值相差很大，10-40dB (A)；
- 2、但两者对窗玻璃的响应量级相当；
- 3、脉动控制中低频，声场控制中高频。

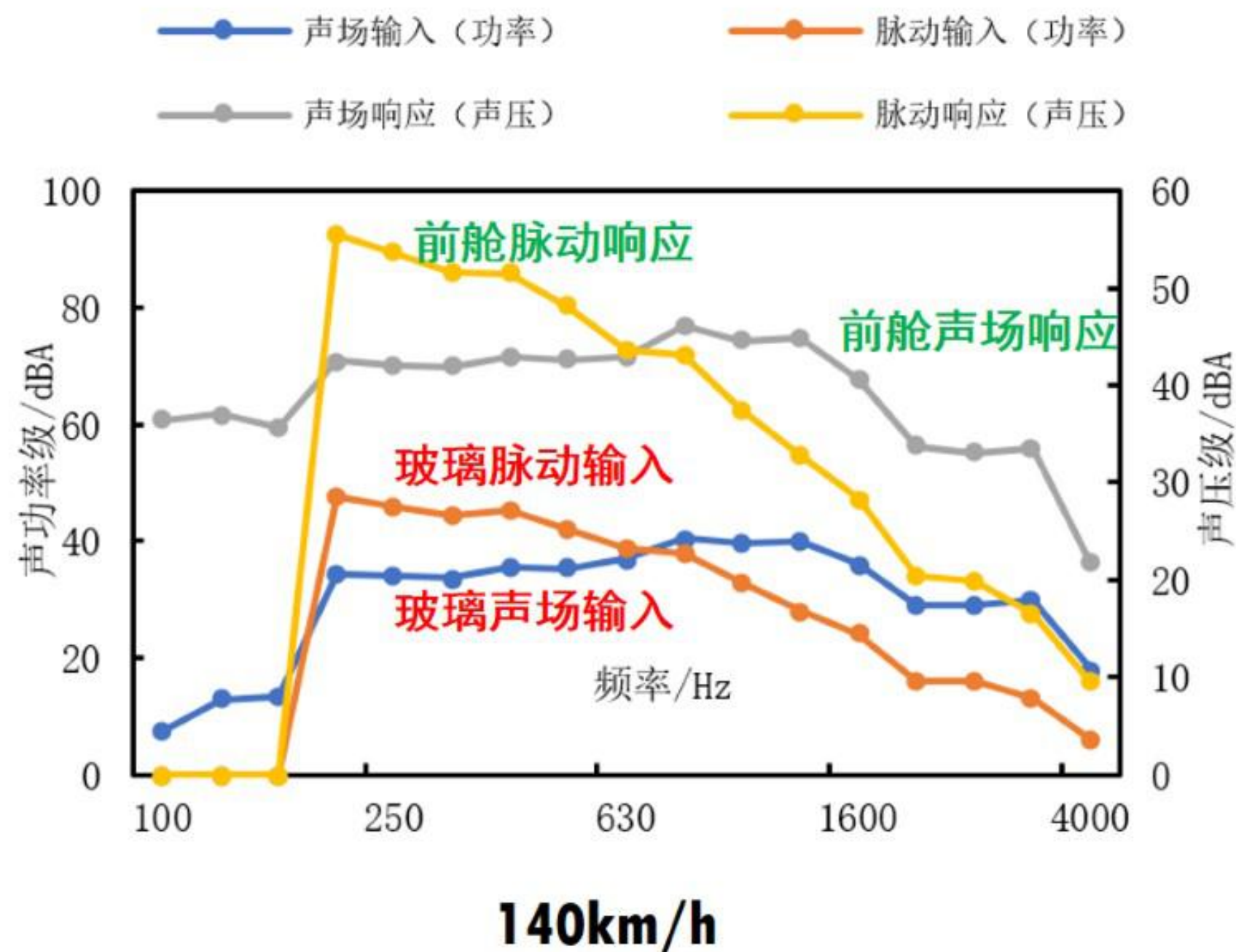


四、基于整车的气动噪声传播分析

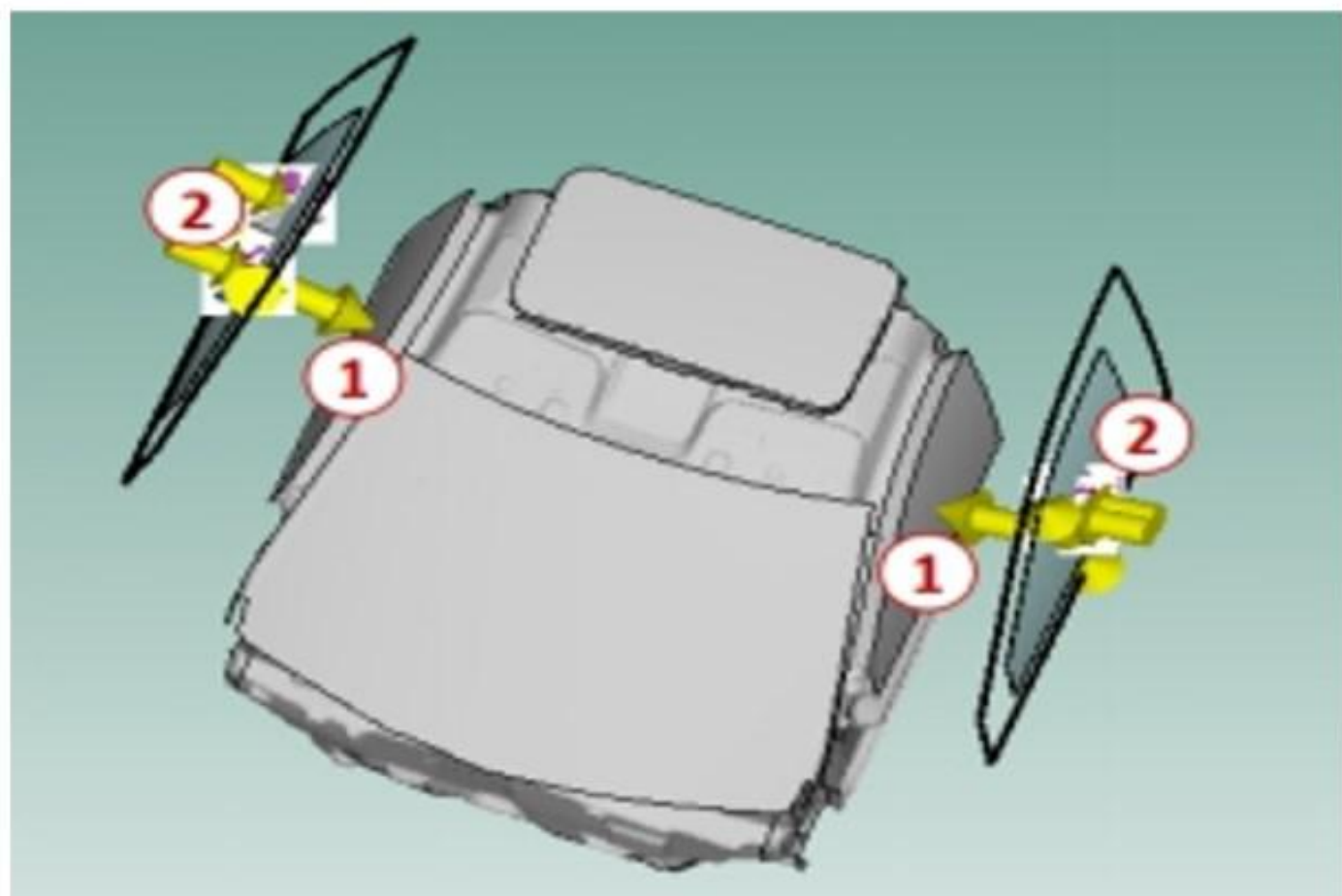
3、不同结构传播特性

前侧窗声和脉动向车内的传播

窗玻璃输入特性和声空间响应特性



- 1、输入和响应特性相同，大小不同；
- 2、脉动控制中低频，声场控制中高频。

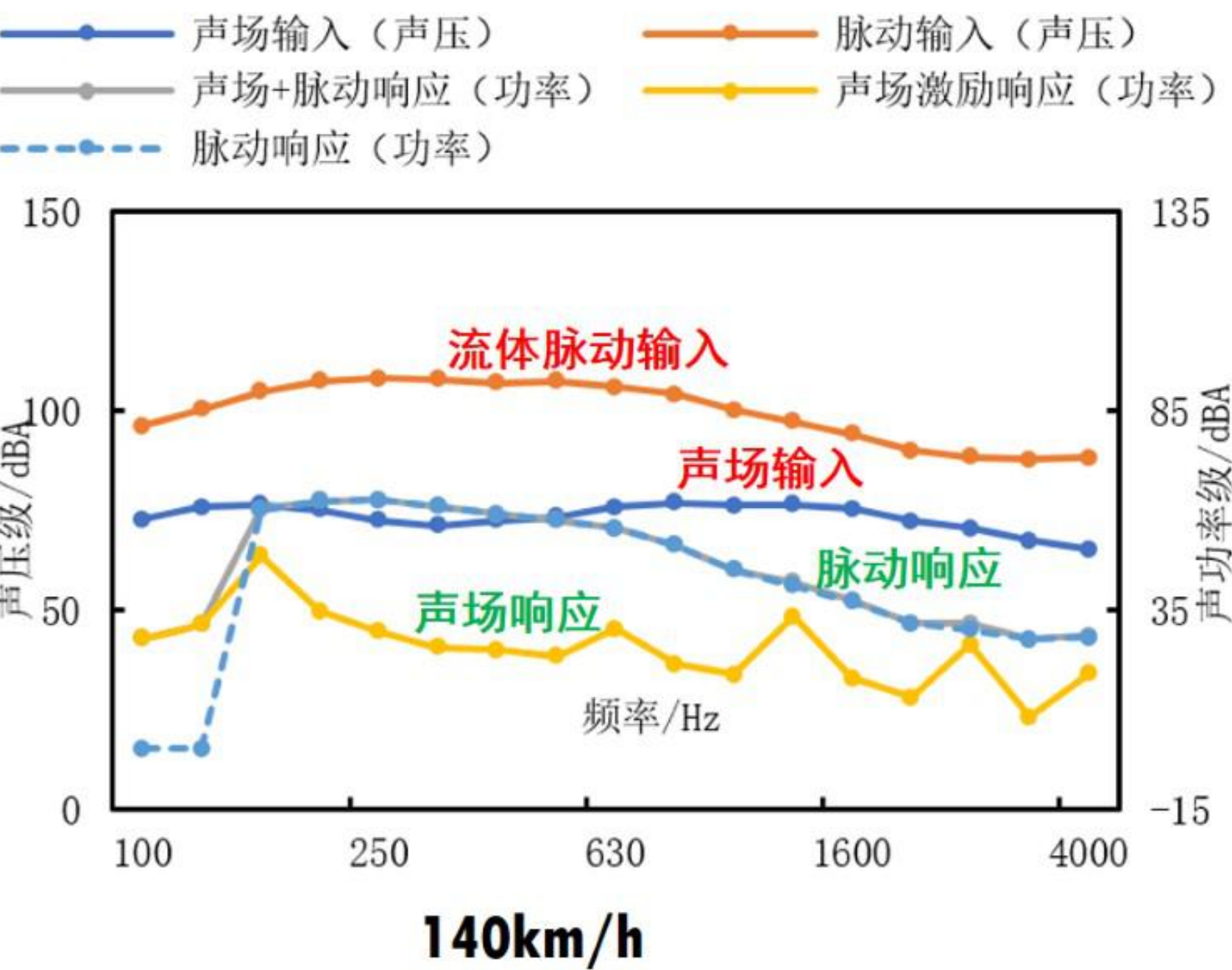


四、基于整车的气动噪声传播分析

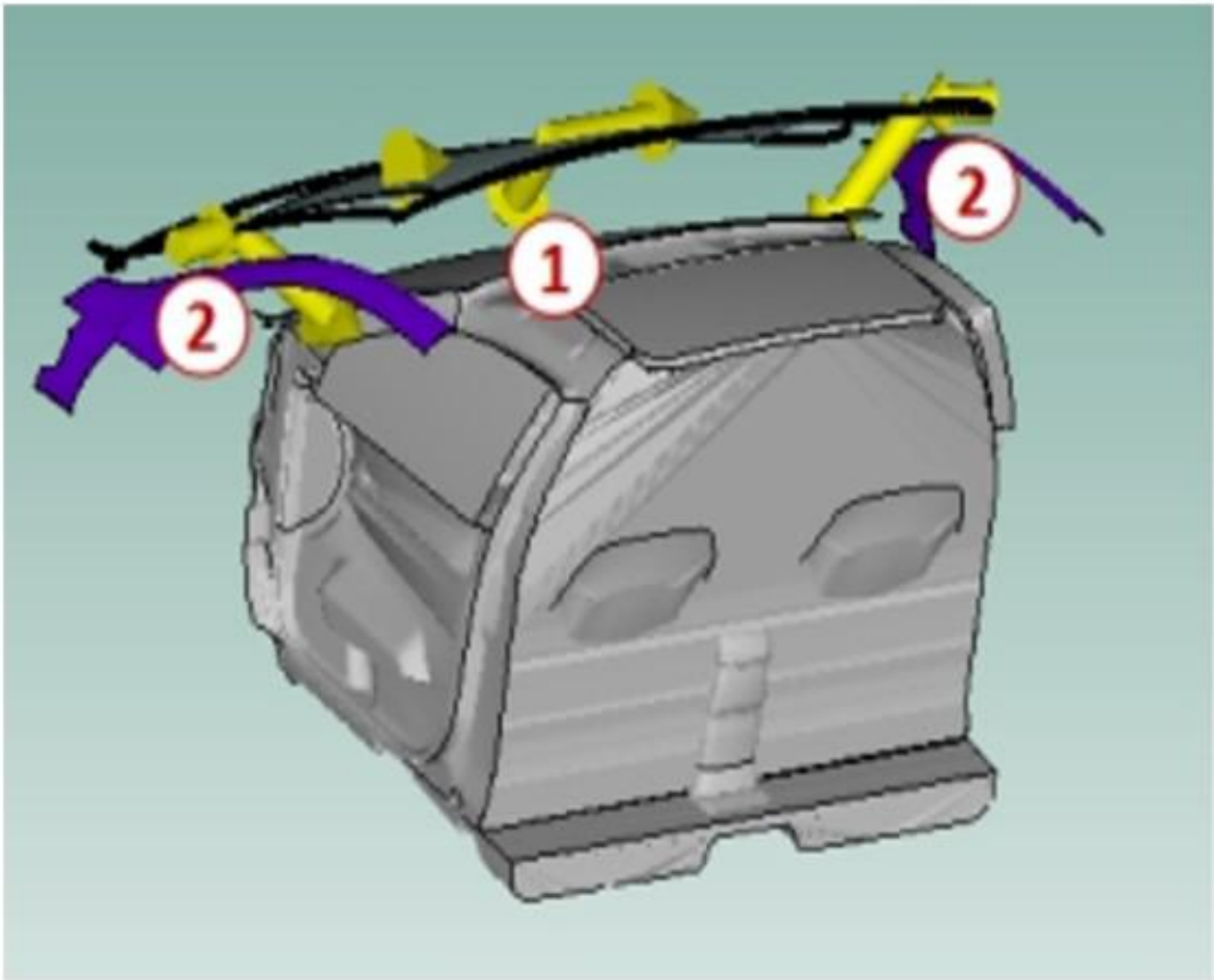
3、不同结构传播特性

前门框 声和脉动向车内的传播

前门框的功率响应



- 1、和窗玻璃响应有所不同，全频段以脉动为主；
- 2、声场仍在高频会有所贡献。

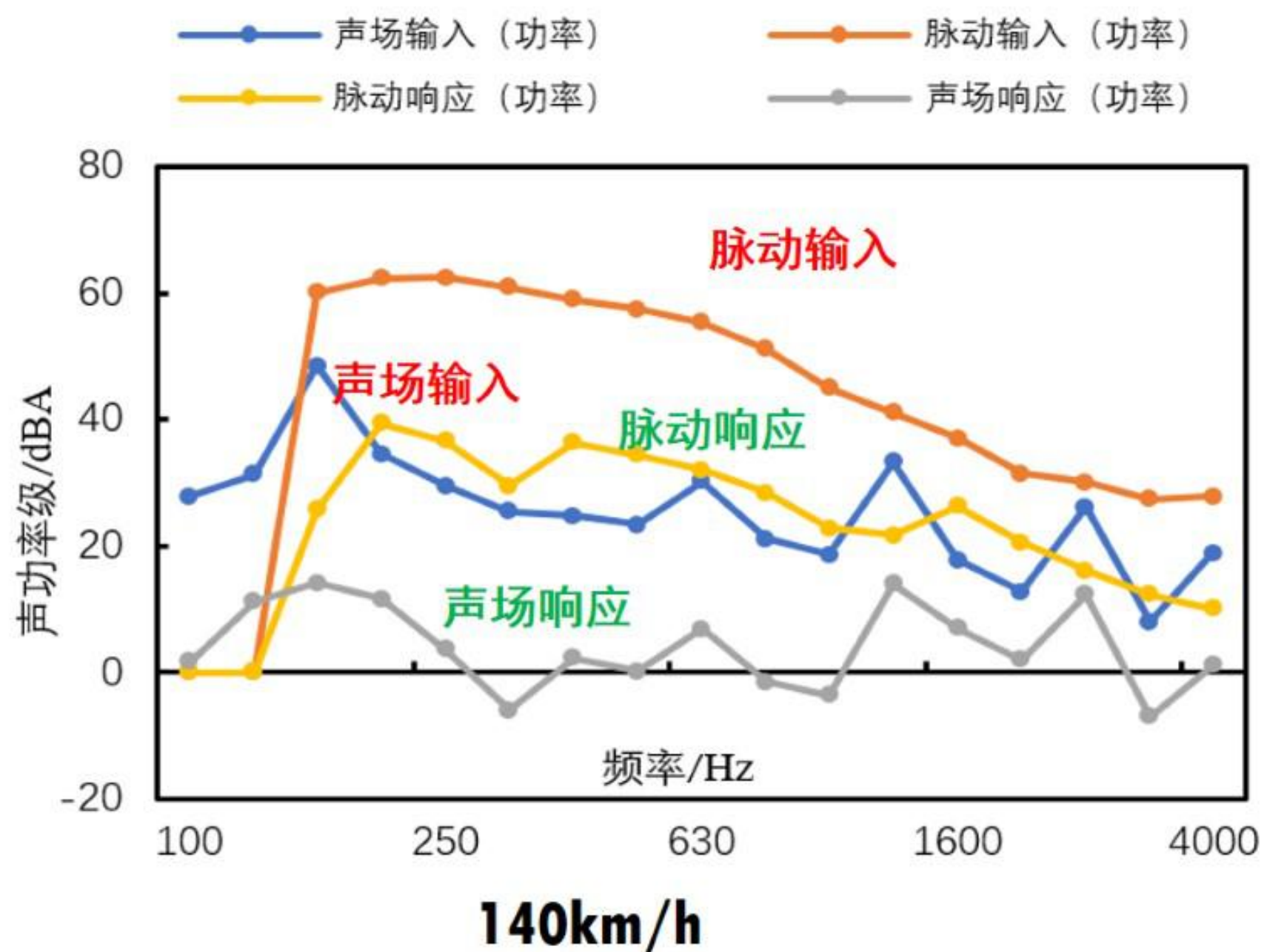


四、基于整车的气动噪声传播分析

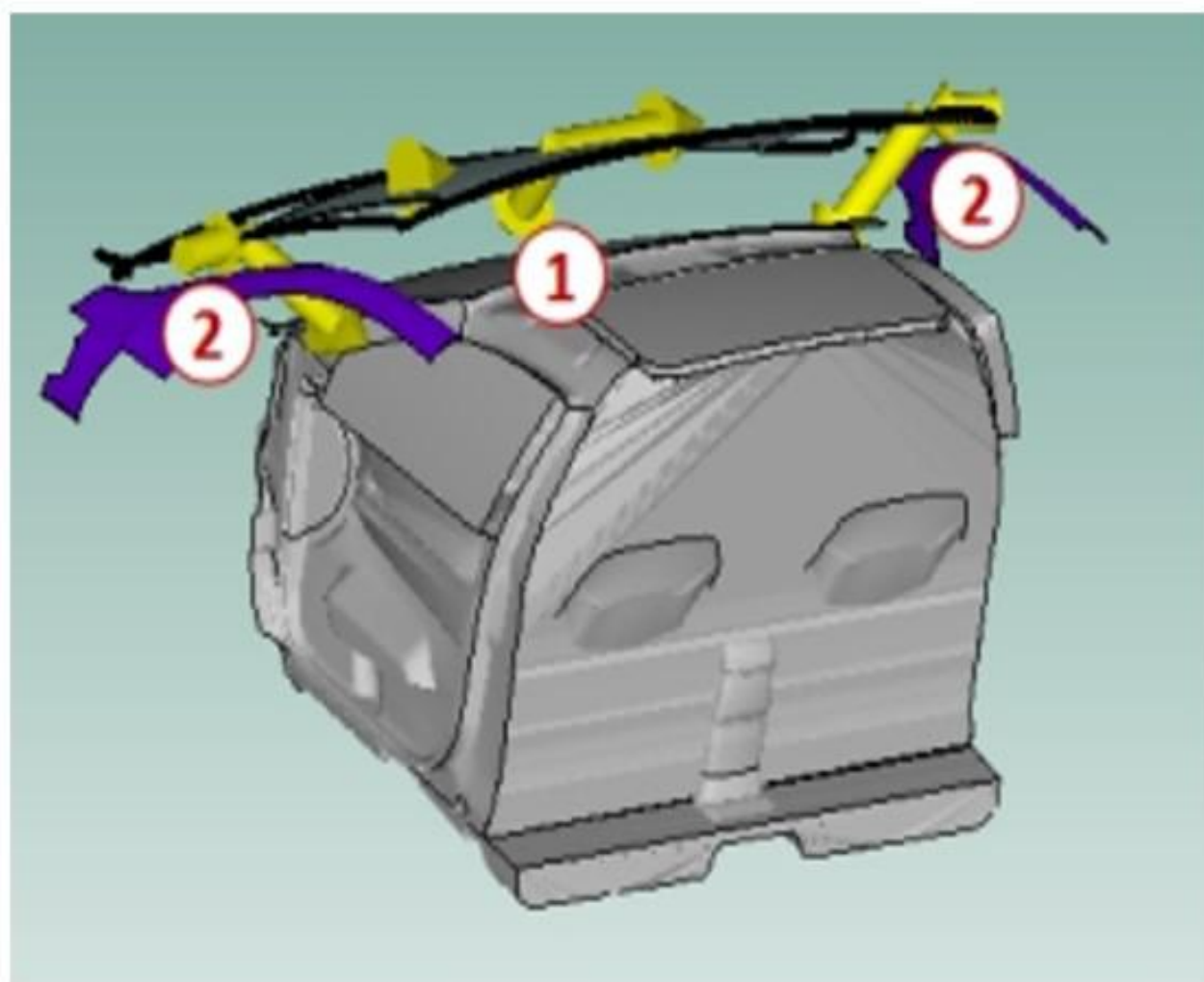
3、不同结构传播特性

前门框 声和脉动向车内的传播

门框向前风挡的能量传递



脉动传递较强，声传递很弱；
即：固体件间振动传递为主，声传递可以忽略



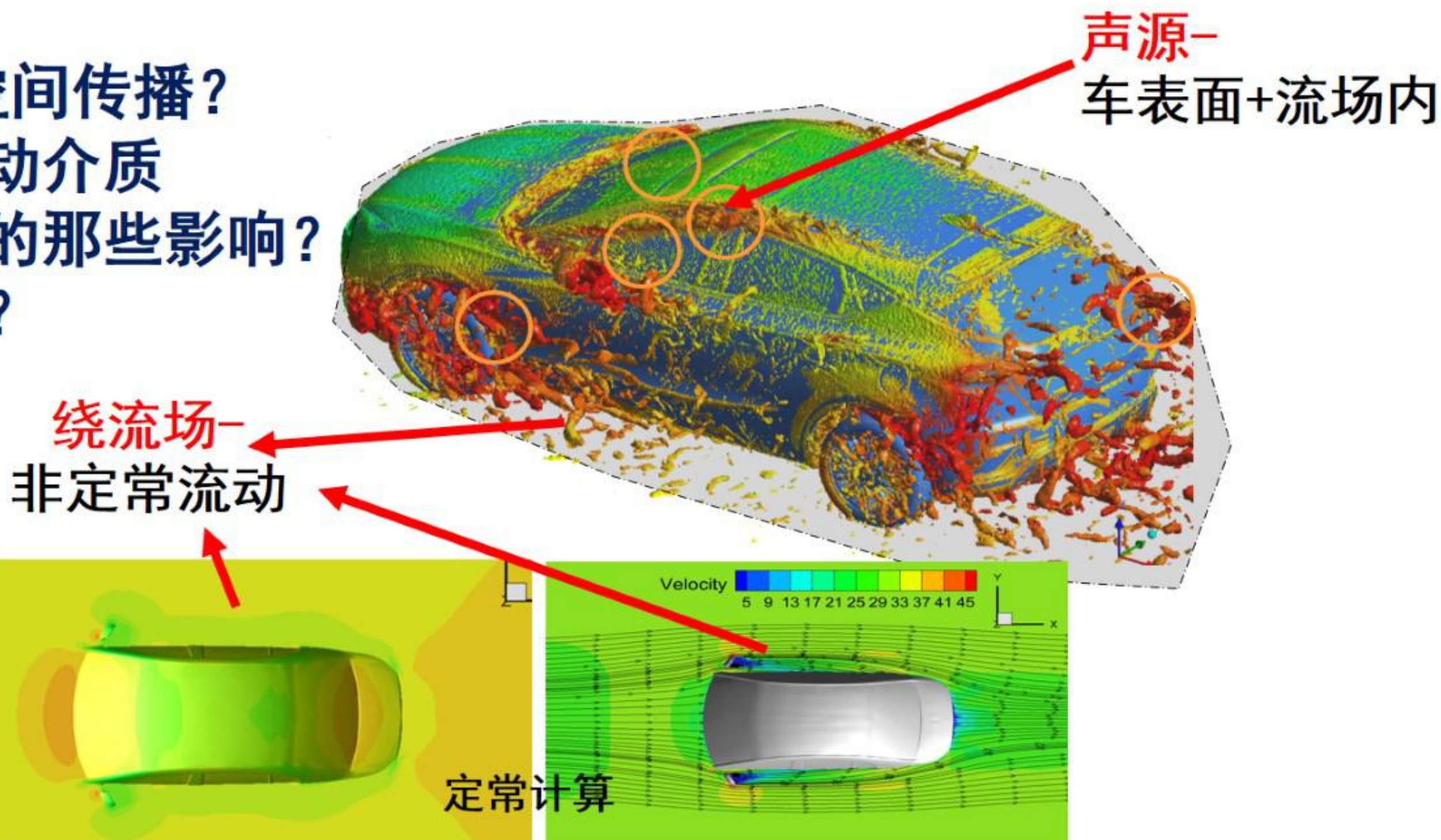
四、基于整车的气动噪声传播分析

4、声源和绕流场

问题2:

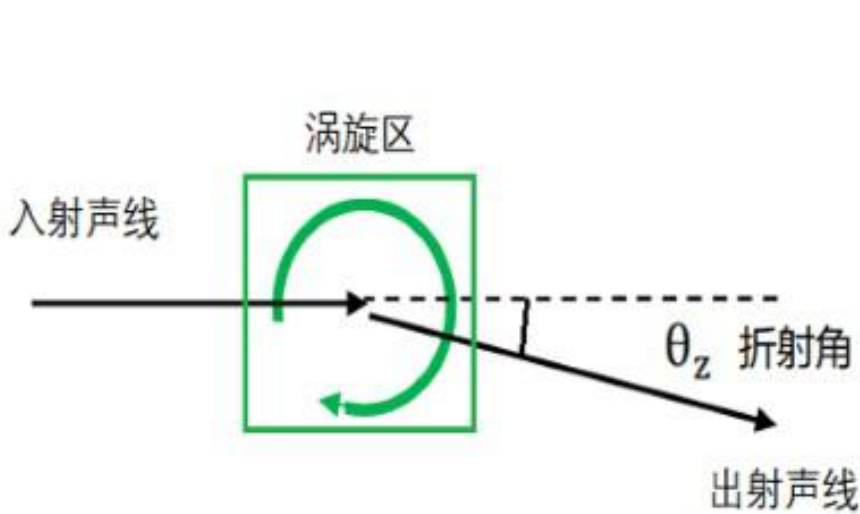
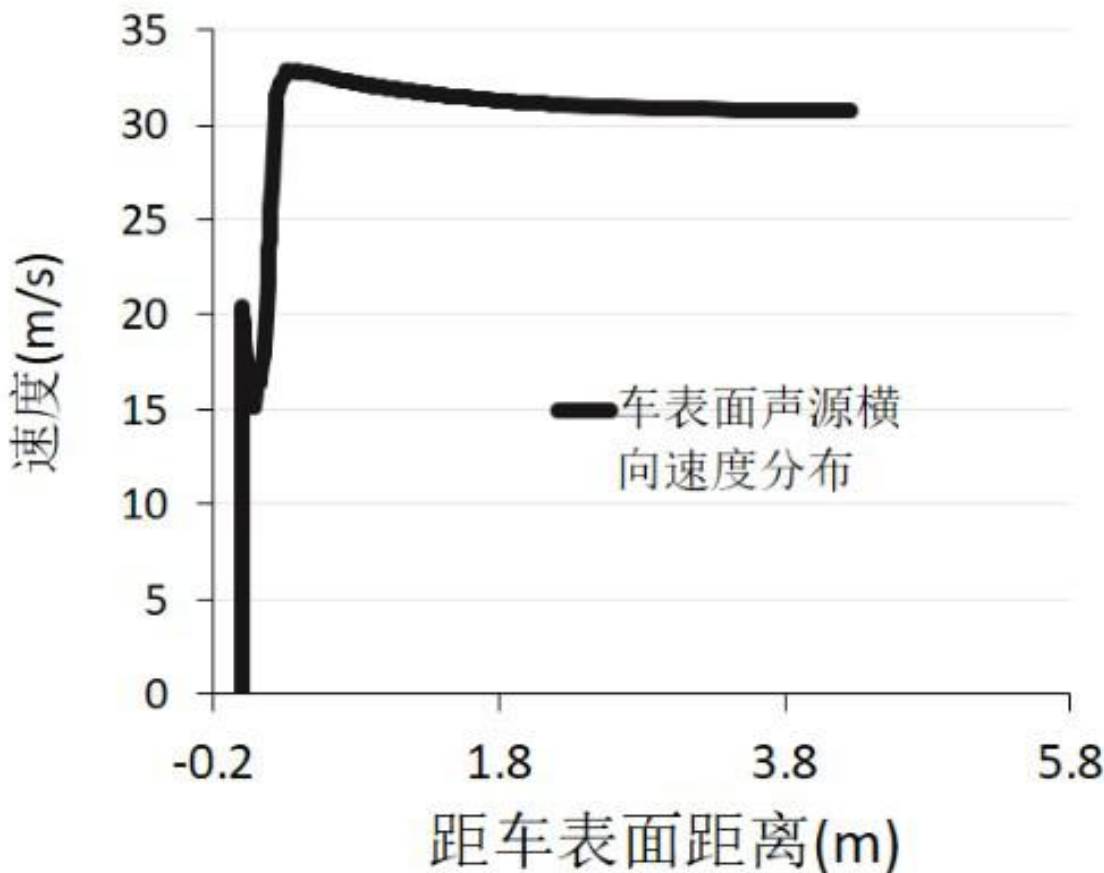
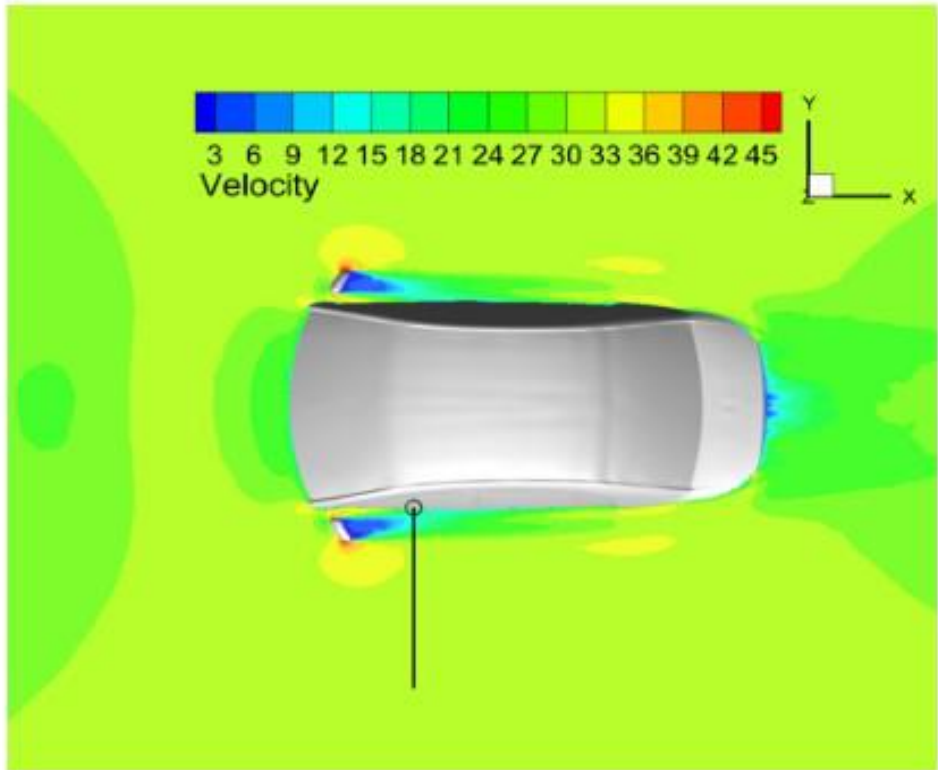
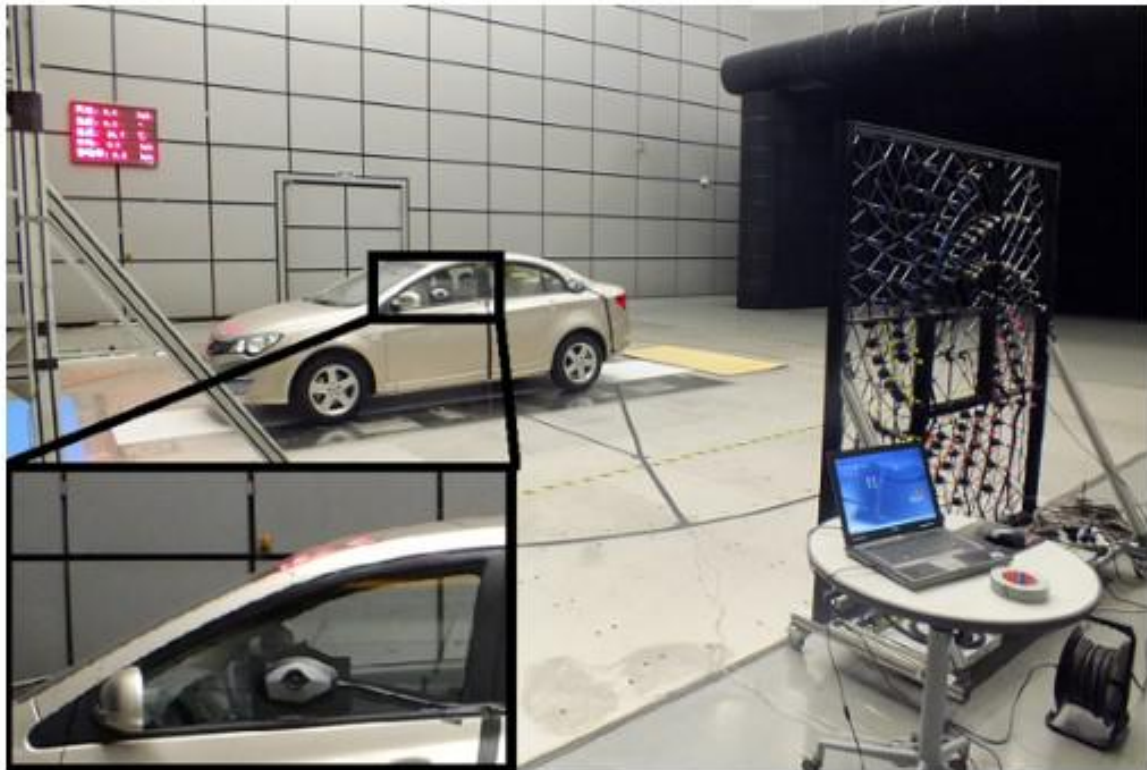
声如何向车外空间传播?

- (1) 非定常流动介质
对声传播的那些影响?
- (2) 变化特性?

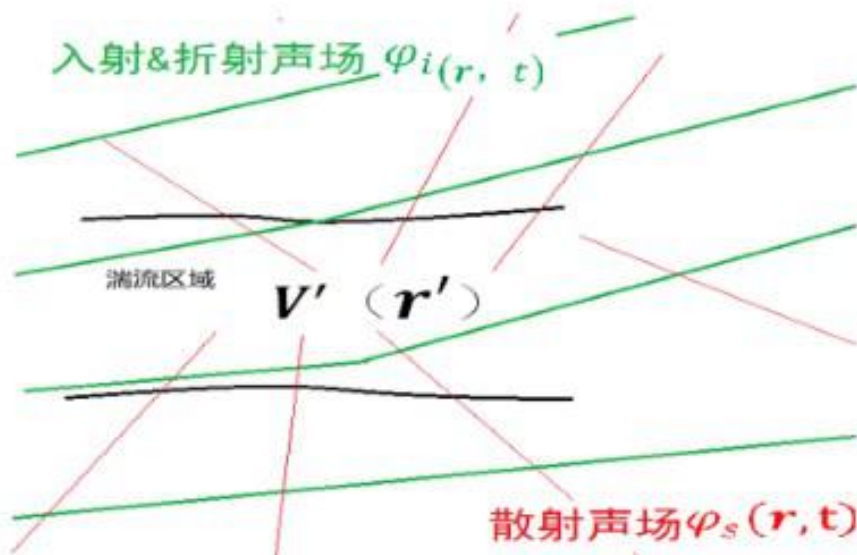


四、基于整车的气动噪声传播分析

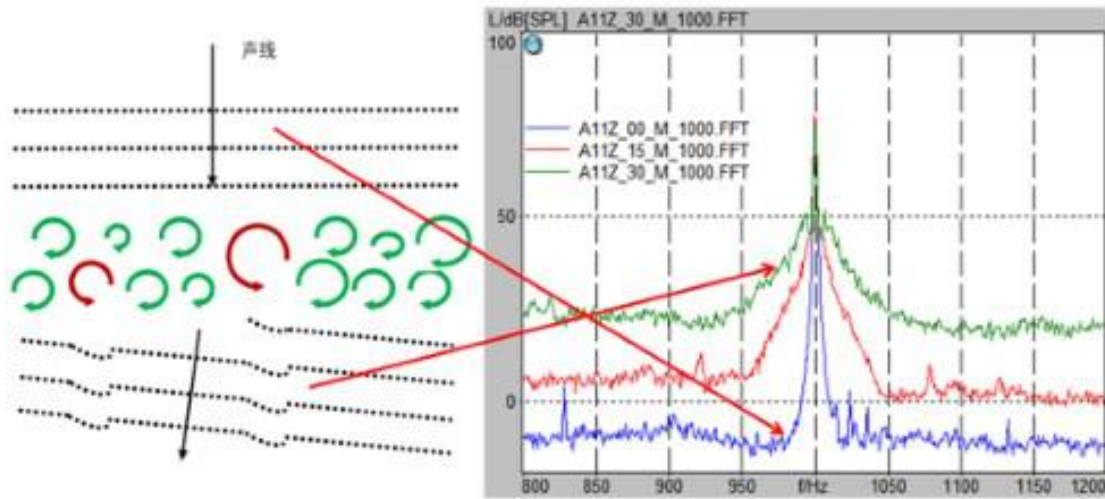
5、对声传播的影响



声折射



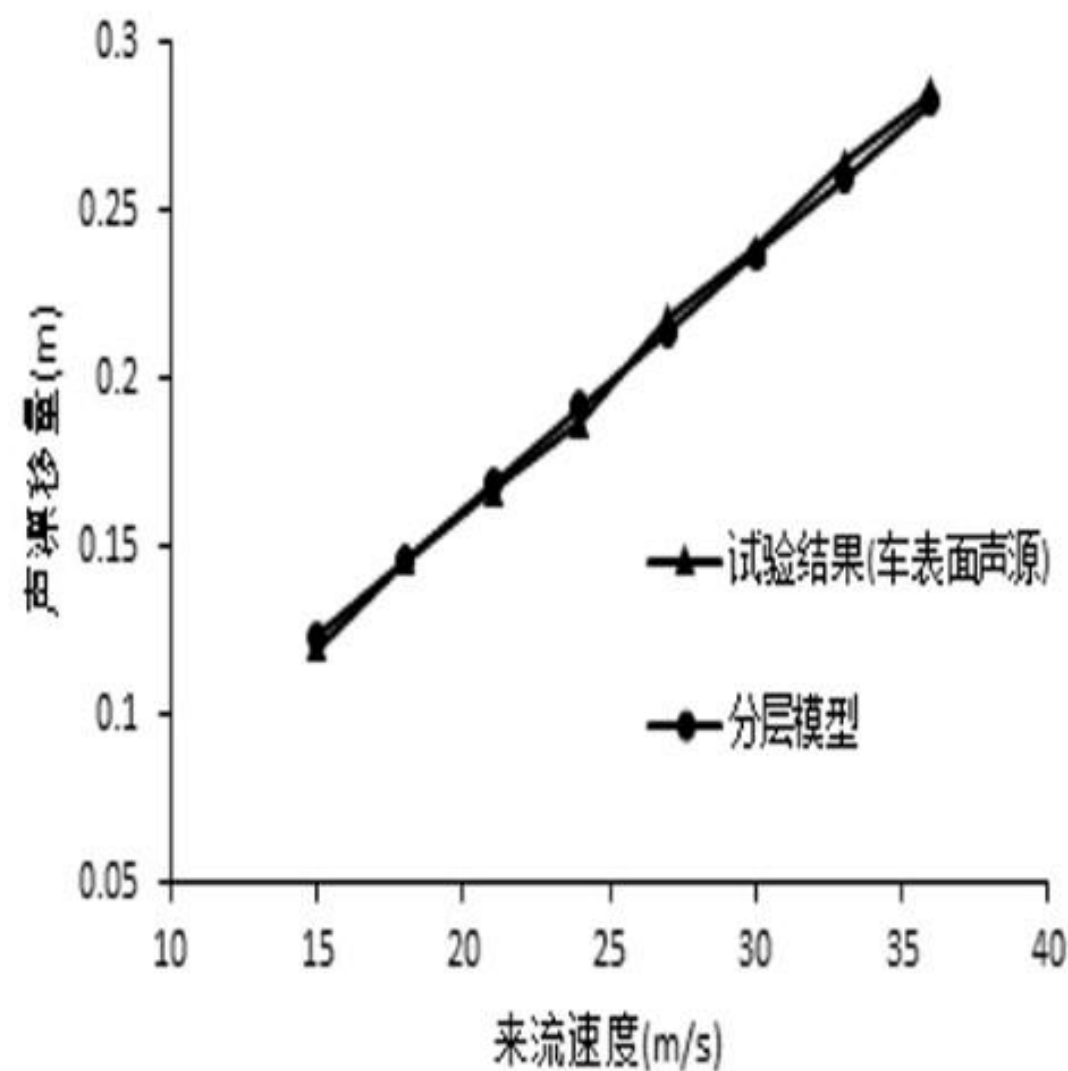
声散射



声频带加宽

四、基于整车的气动噪声传播分析

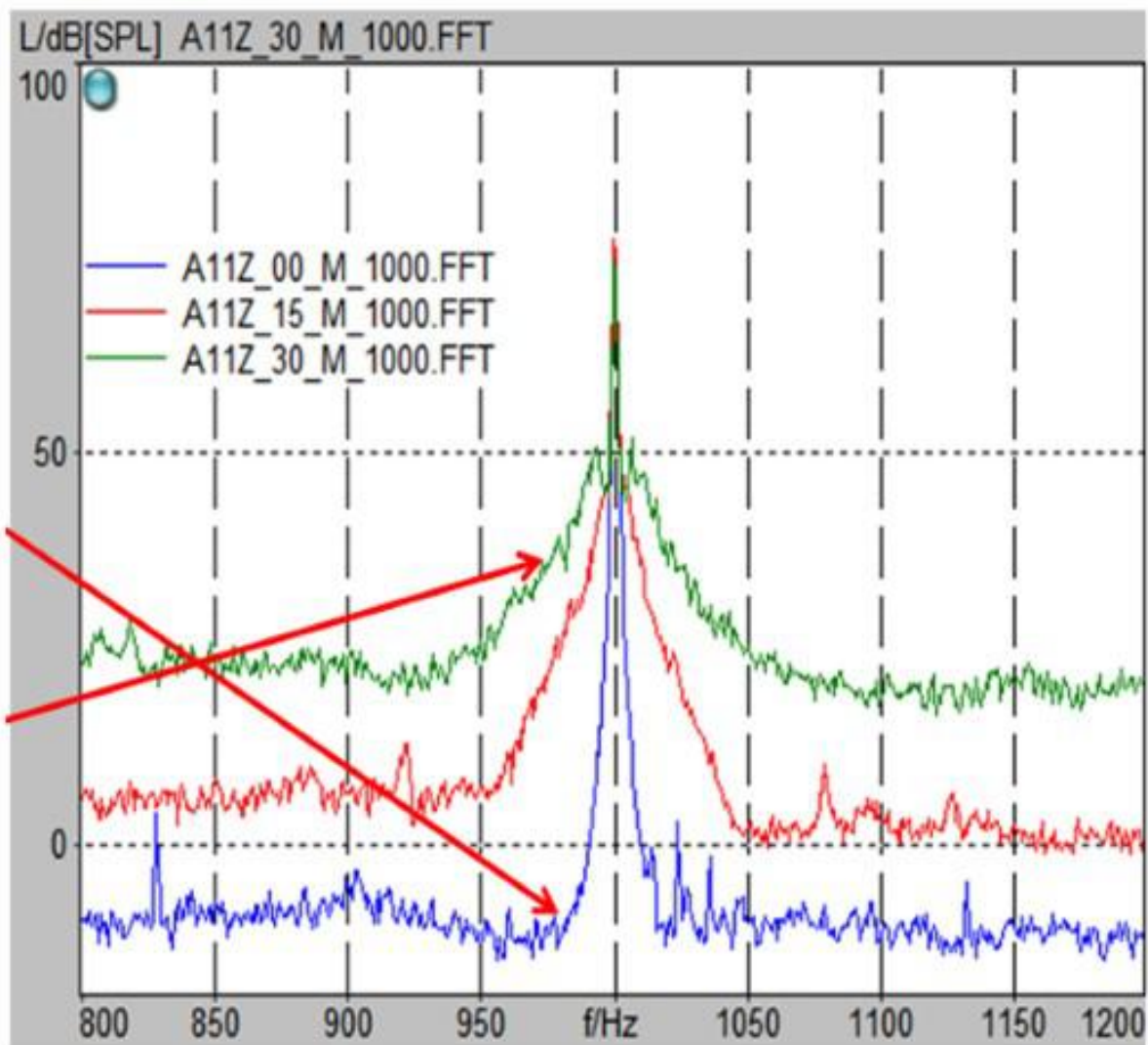
5、对声传播的影响



声折射
(含风洞剪切层)
改变声传播方向

工况	射流速度 (m/s)	实测声压级 (dB)	测试值相对 无风工况差 异 (dB)
汽车表面声源	0	69.57	/
	15	66.5	-3.07
	18	67.94	-1.63
	21	64.88	-4.69
	24	69.26	-0.31
	27	68.23	-1.34
	30	73.15	+3.58
	33	68.93	-0.64
	36	74.92	+5.35

声折射和散射
(含风洞剪切层)
改变声大小



频带加宽
(仅风洞剪切层)
改变声频率特性

6、基于声振主要传播路径 的汽车风噪简化模型近似性分析

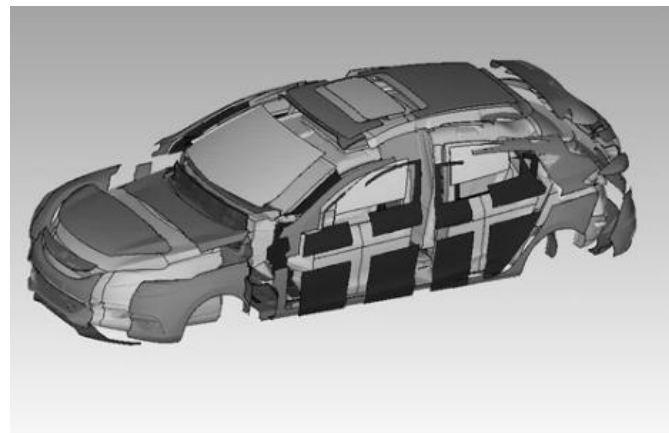
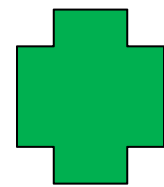
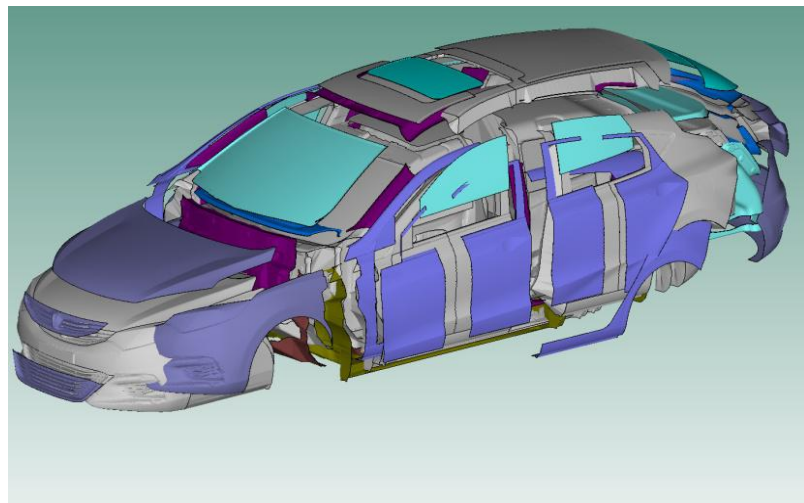
风洞试验如何评价油泥车内风噪水平？

1 研究背景

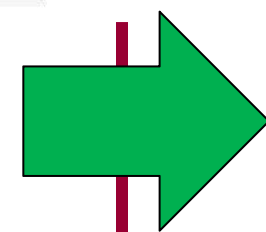


表面脉动压力和声压测量

汽车SEA模型能简化吗？



SEA计算



车辆表面测点越少越好，测试可行

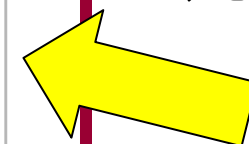
SEA模型子系统尽量少，主要能量传递路径起主导作用



简化的SEA模型能实现吗？



子系统多，每个子系统要获取：几何、材料特性、力学特性、声学特性，进行等效……，工作量大！



的确存在能量主要传播路径

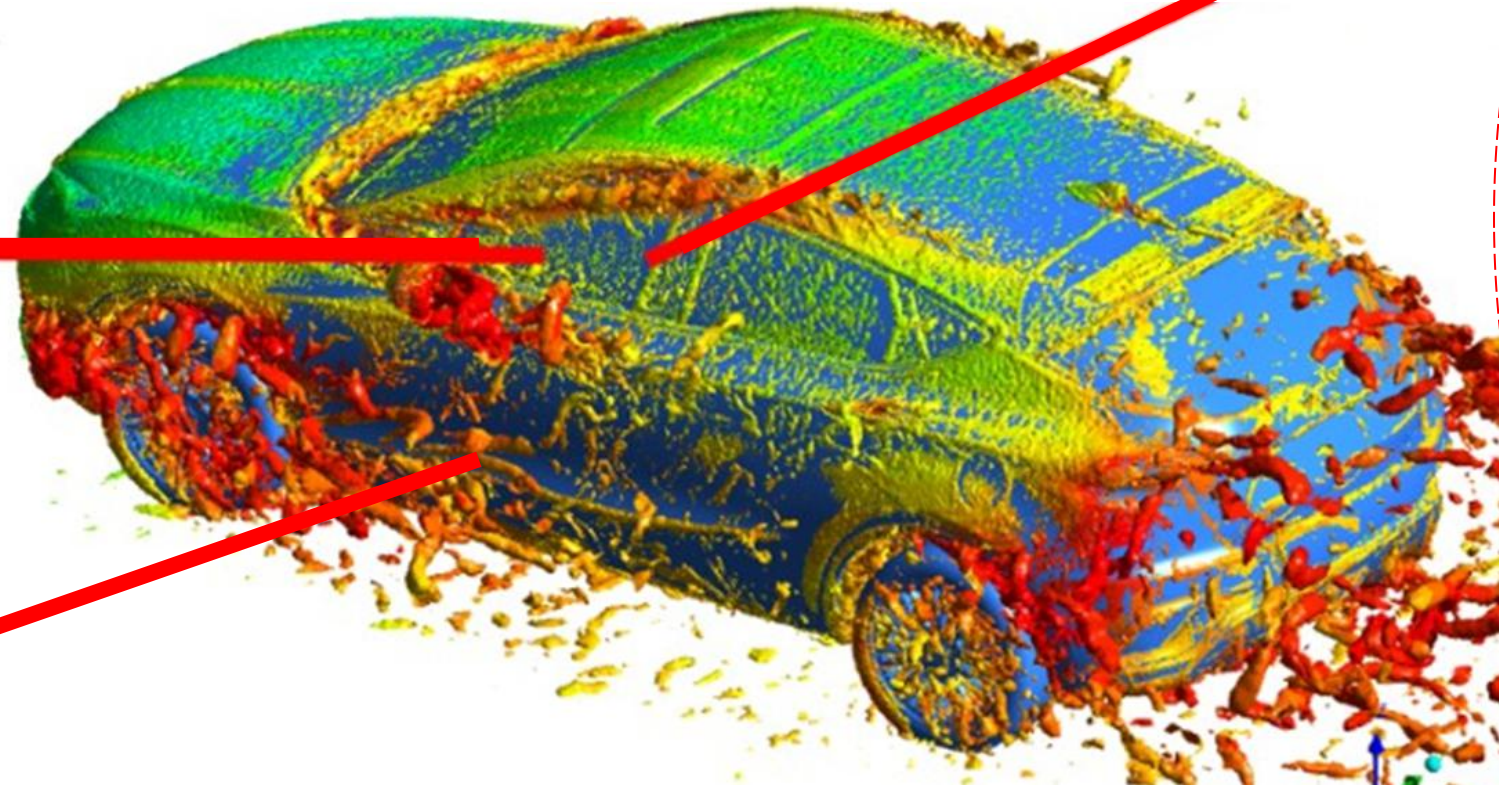


2、研究过程

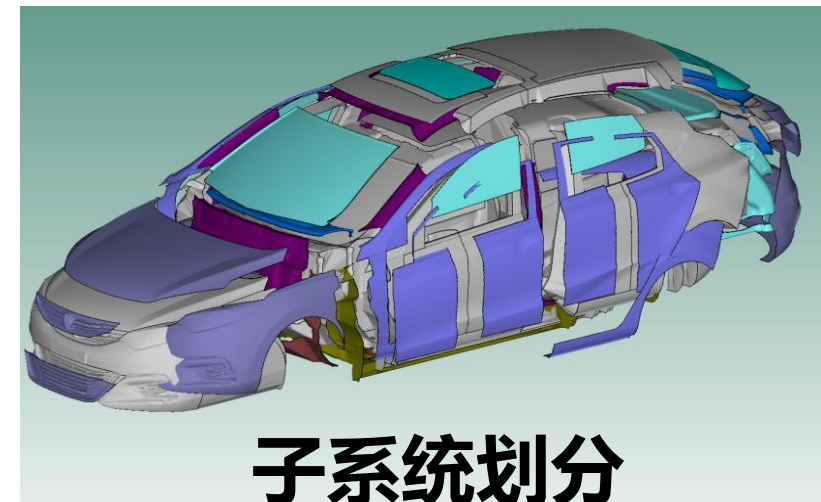
简化的SEA模型的实现

外脉动
压力计算

外声场计算



外部输入源的计算:
StarCCM+, 非定常+APE
风洞试验验证



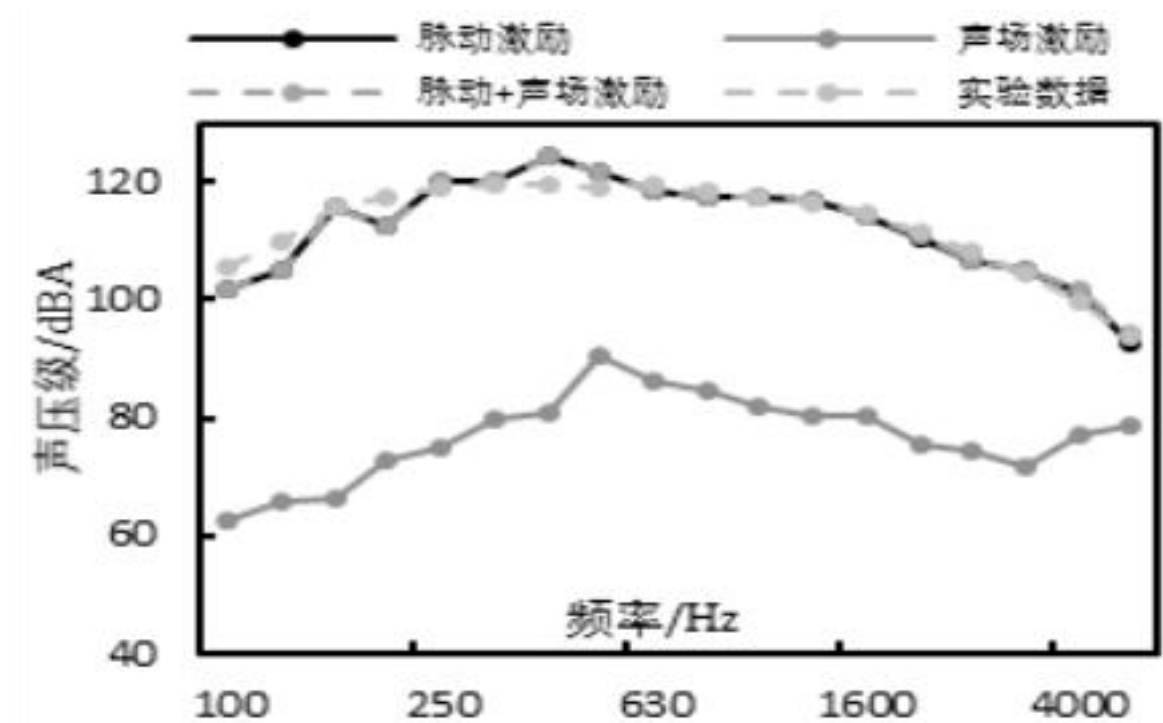
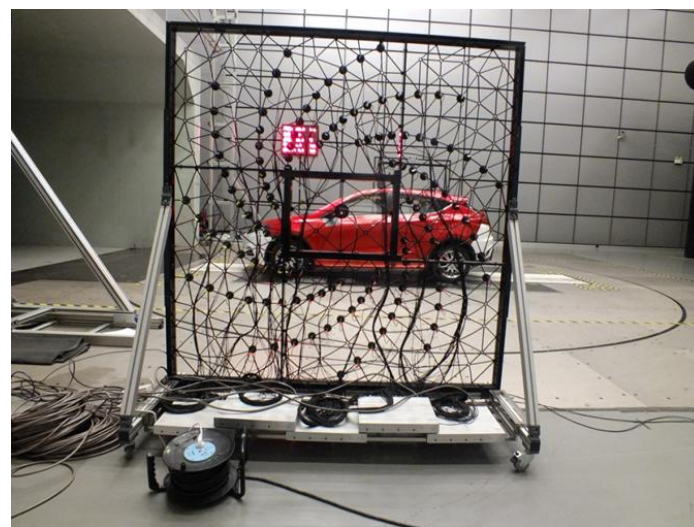
子系统划分

车内声压计算

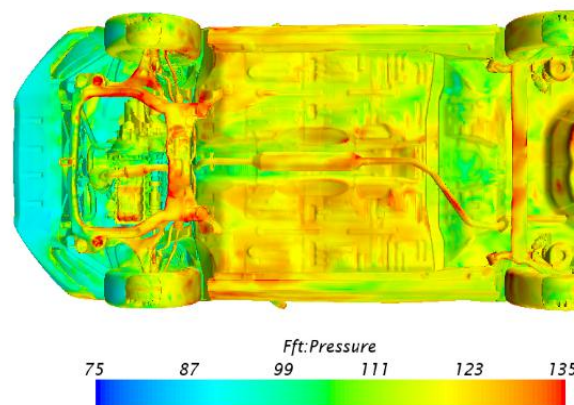
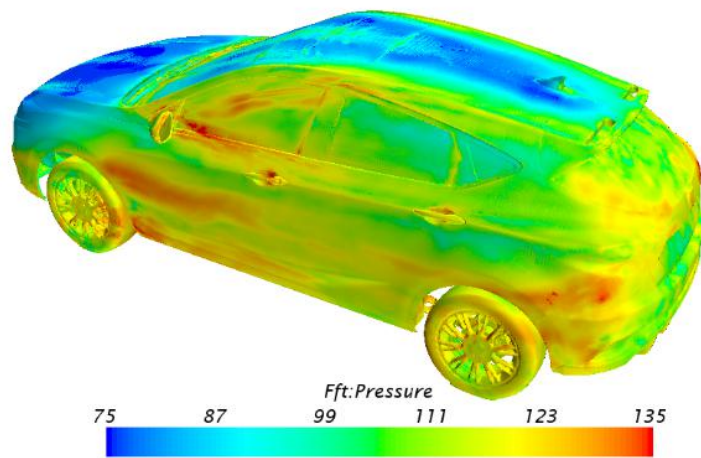
车内声压的计算:
Vaone+ 风洞试验验证

2、研究过程

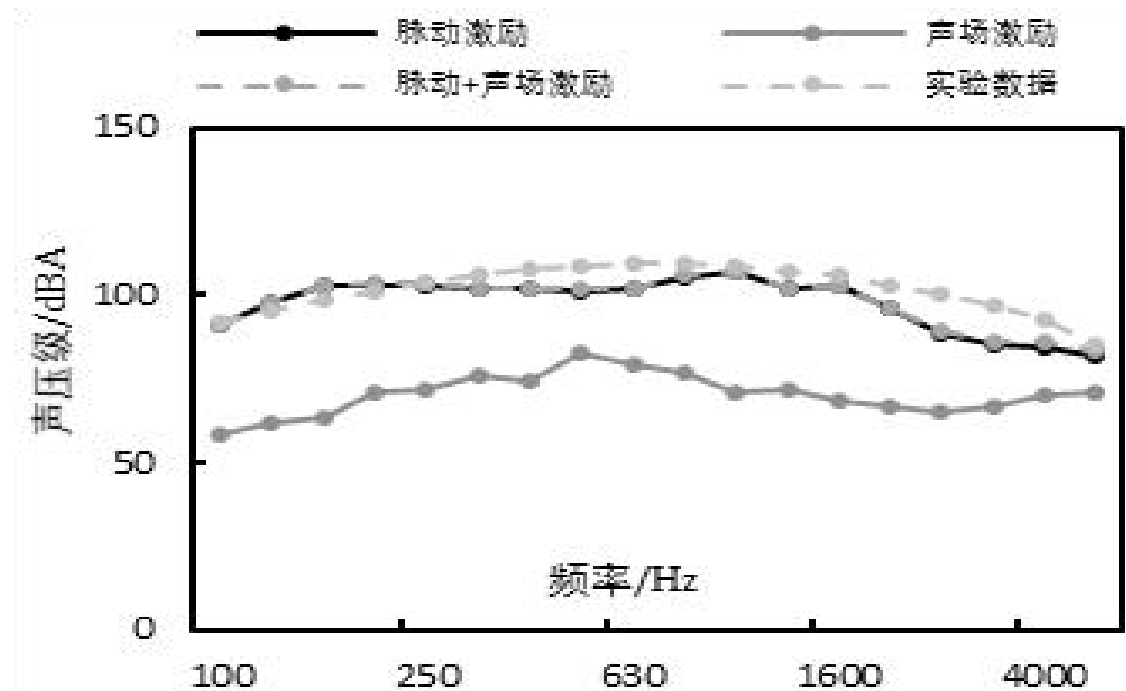
(1) 某款车的风洞风噪测试



(2) 某款车的整车外部风噪仿真

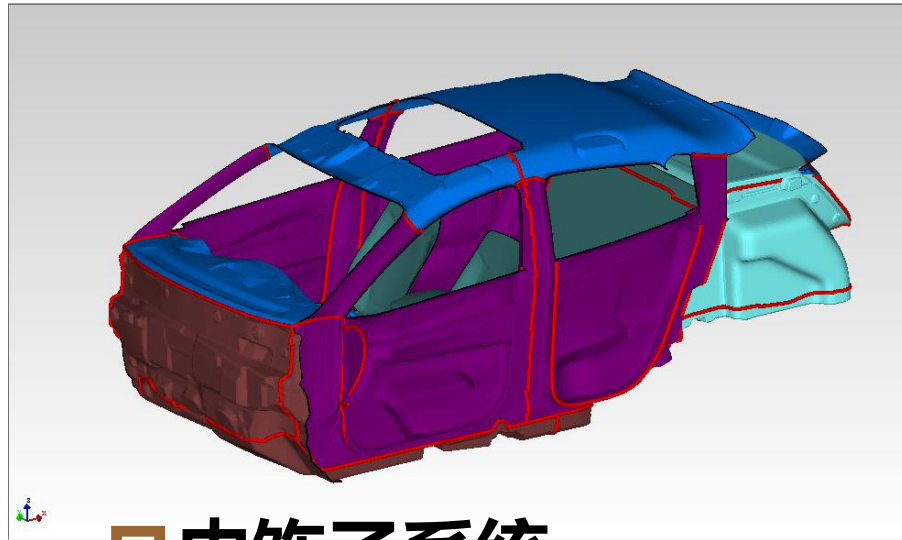


前侧窗140km/h&0°



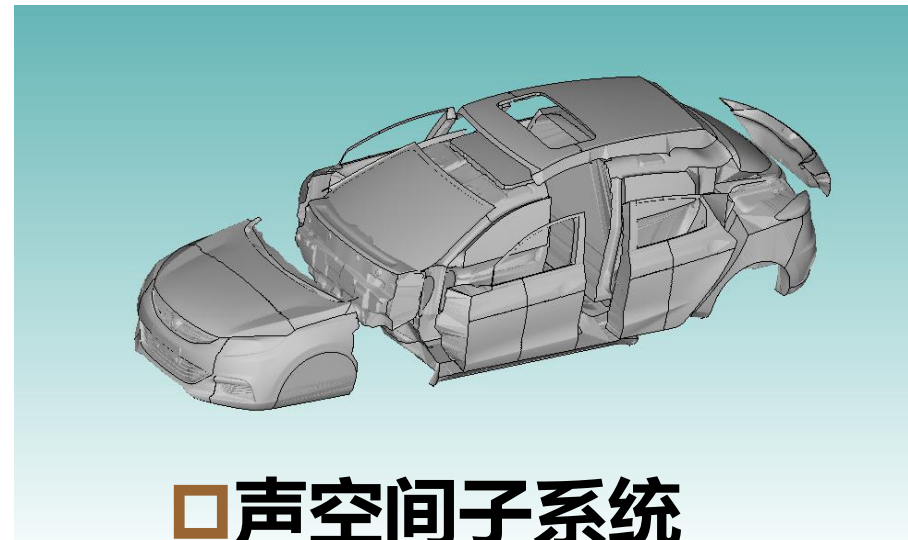
2、研究过程

(3) 风噪向车内的传播仿真 (SEA)



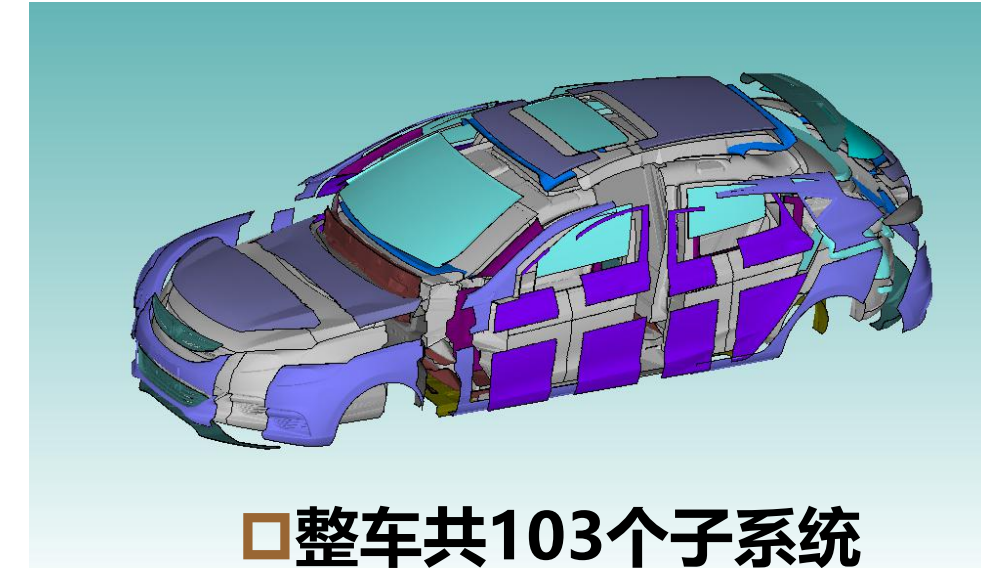
□ 内饰子系统

■ 共 35 个内饰子系统



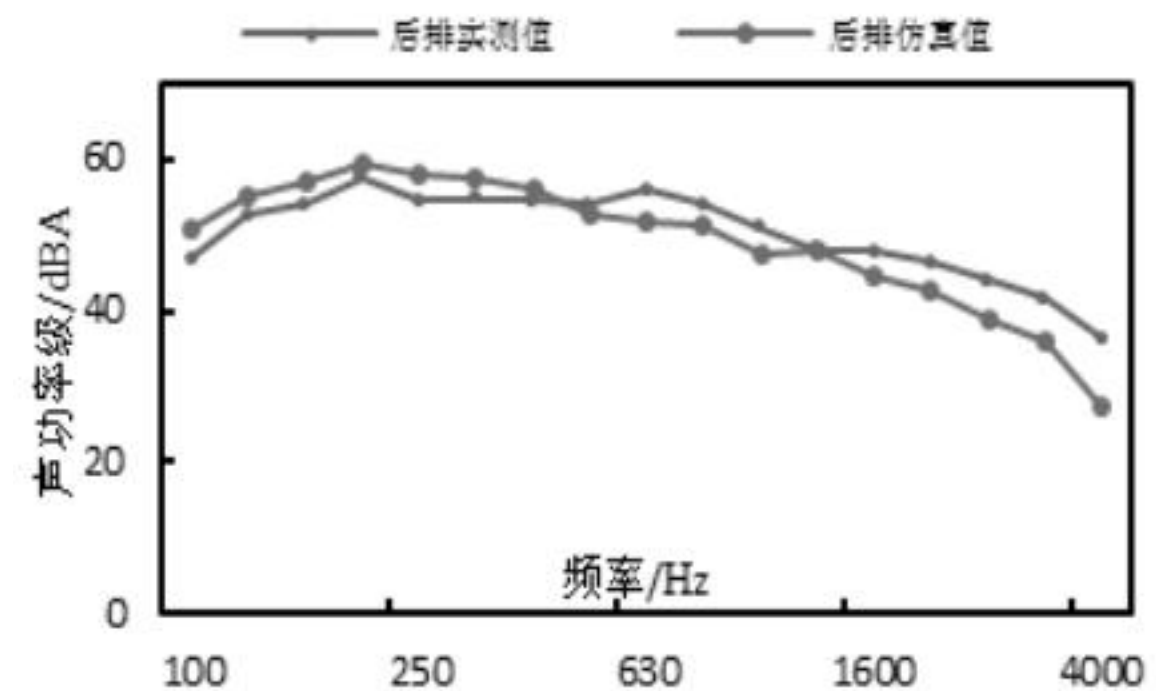
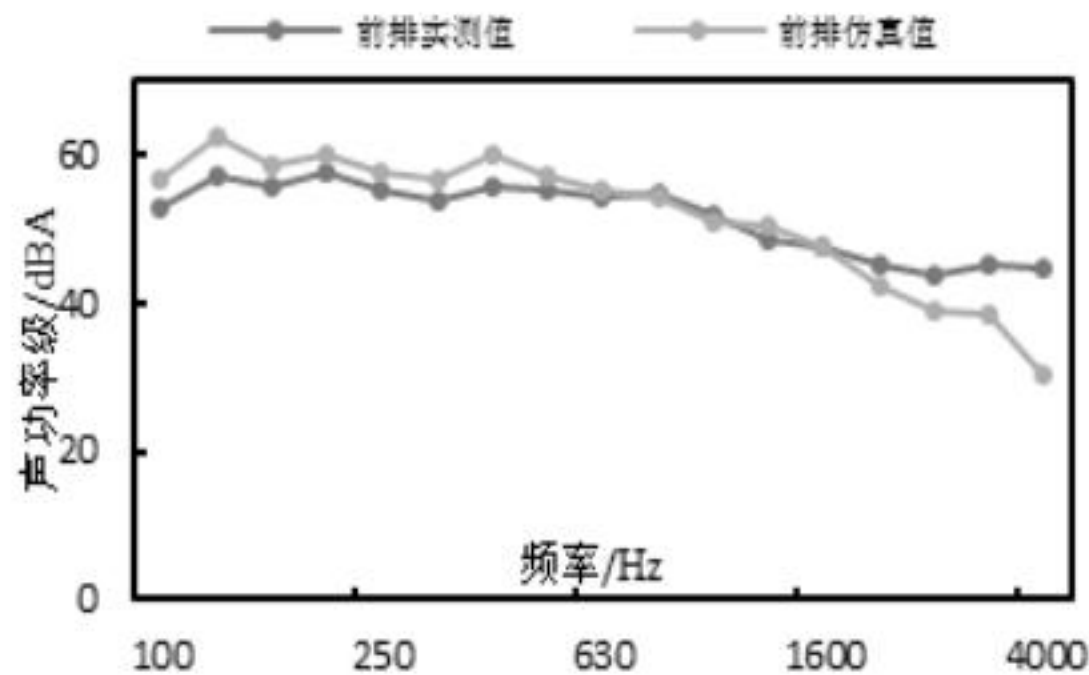
□ 声空间子系统

14 个声空间子系统



□ 整车共103个子系统

车内噪声
140km/h
0°偏航角

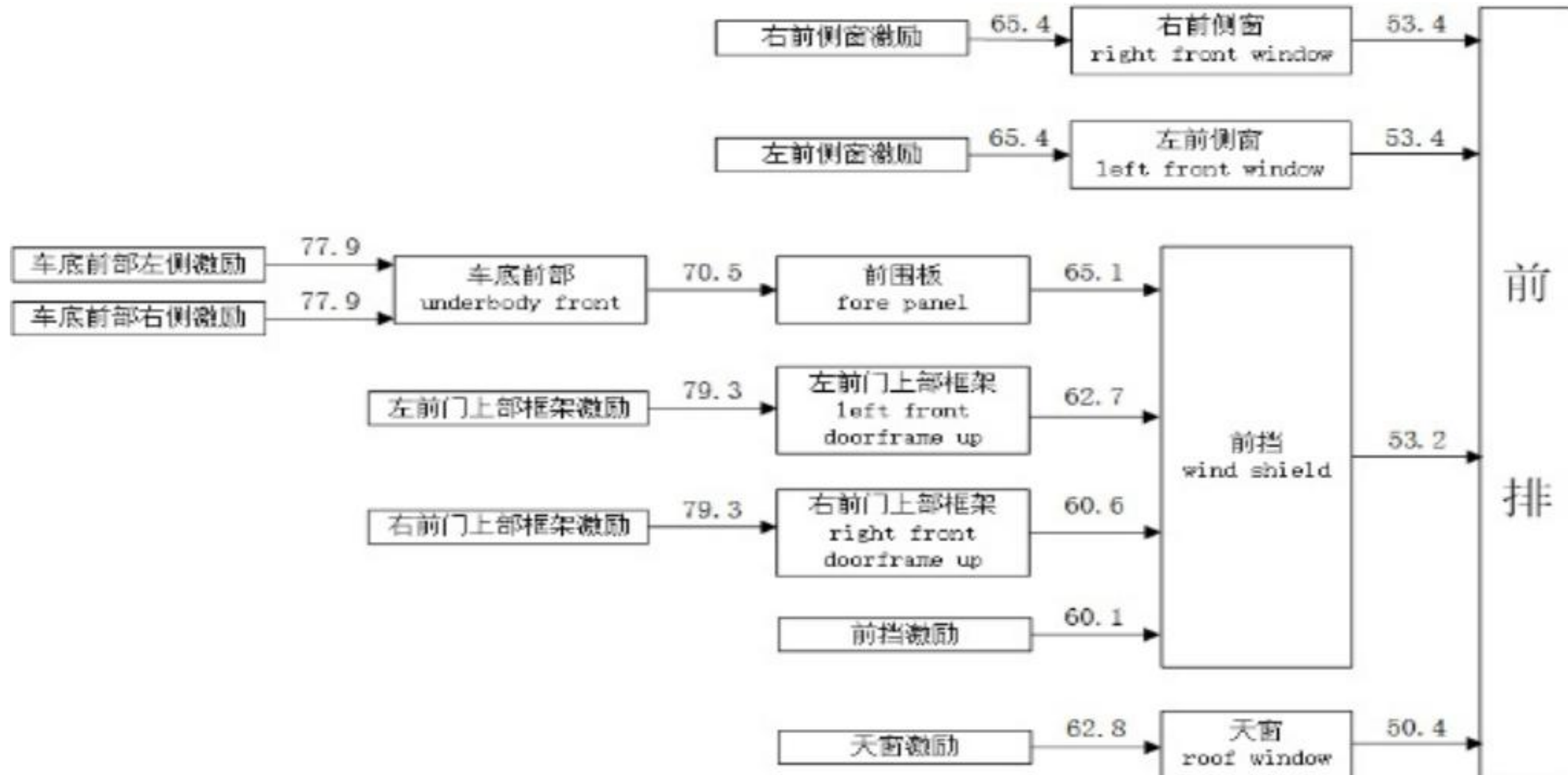


3、主要传播路径分析

利用SEA中计算的子系统间的声功率流，采用声功率倒推法计算比较主要传播路径

□ 0度偏航角

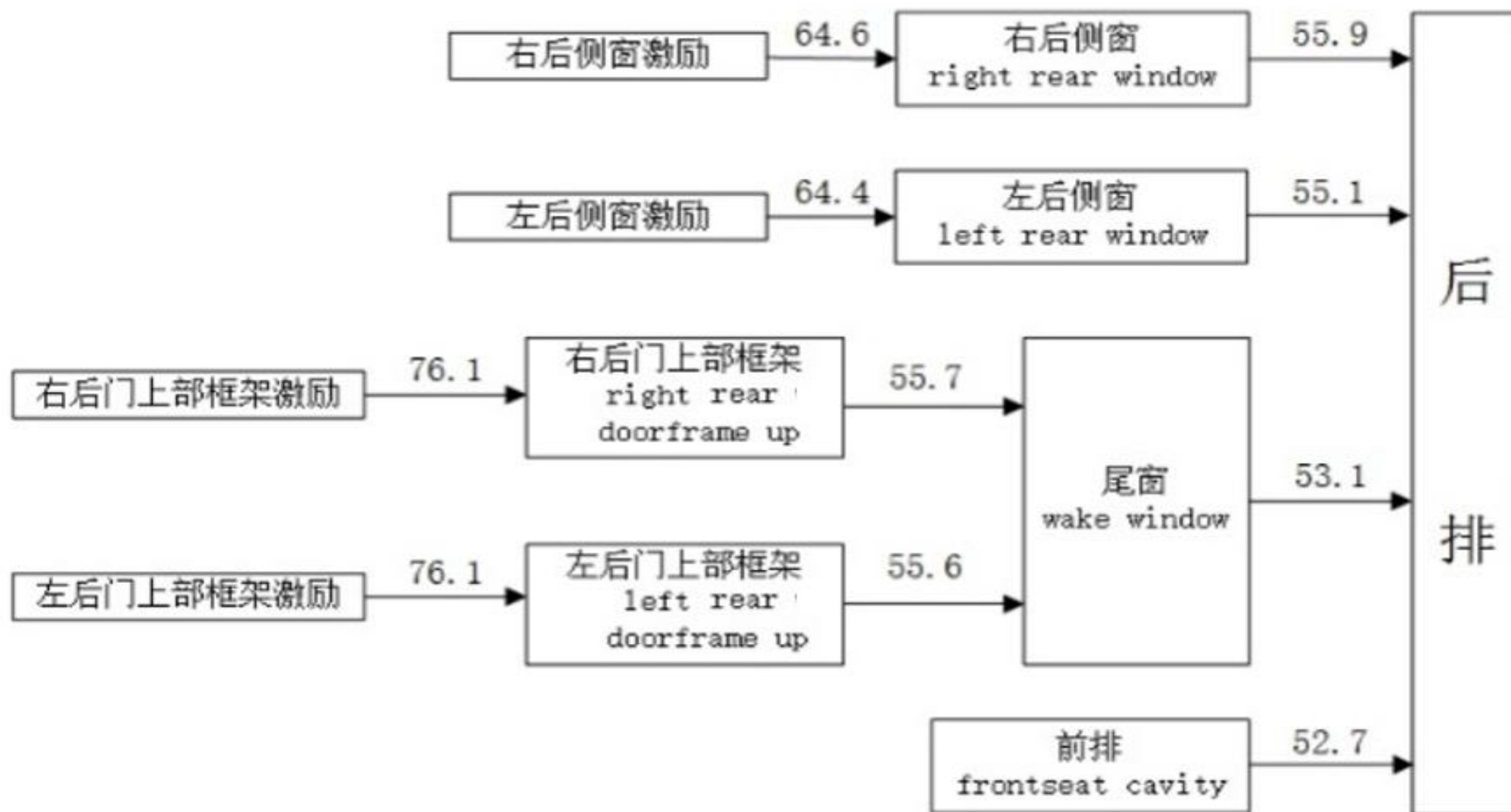
■ 前排噪声主要传递路径



3、主要传播路径分析

□0度偏航角

■ 后排噪声主要传递路径

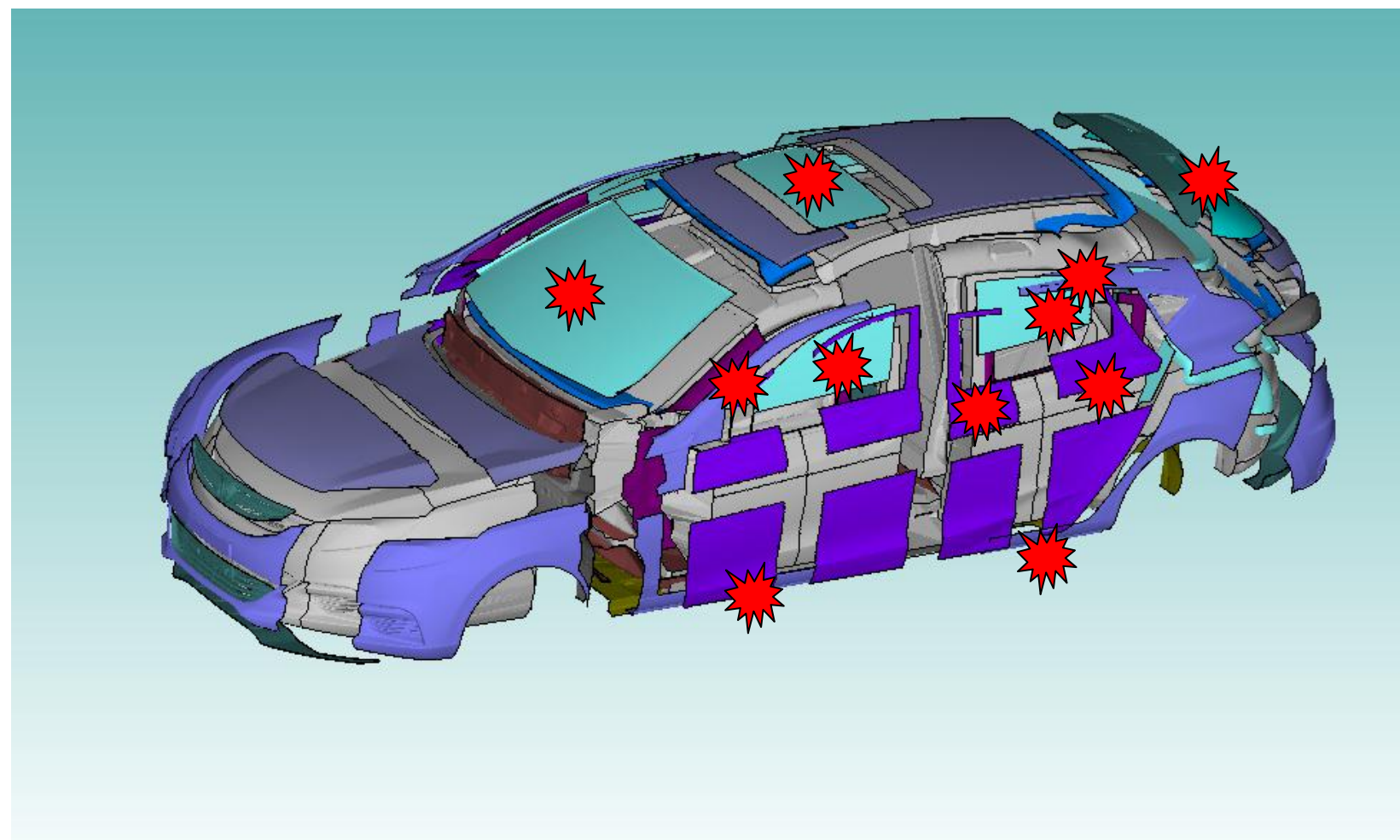


4、主要传播路径模型结果

模型1：根据主要传播路径确定子的系统

子系统包括：

右前车窗、左前车窗、右后车窗、左后车窗、
前风挡、尾窗、天窗、
左后侧车门后上部、右后侧车门后上部、
车底后板、车底前板、
右后门框上部、左后门框上部、
左后侧车门前上部、左前门框上部、
右前门框上部、右后侧车门前上部。



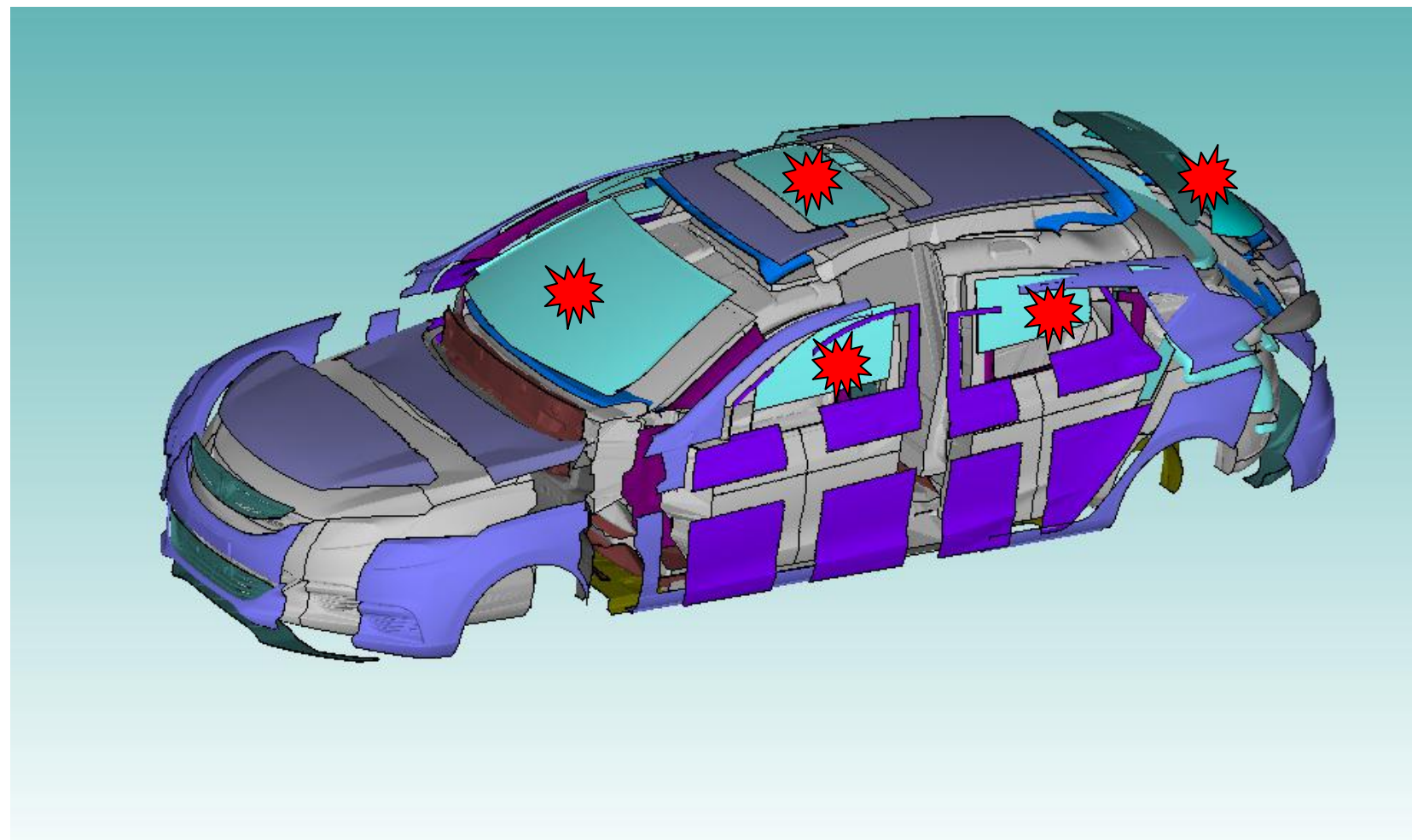
其它子系统刚性处理，没有能量的流入和流出

4、主要传播路径模型结果

模型2：窗作为主要传播路径

子系统包括：

右前车窗、
左前车窗、
右后车窗、
左后车窗、
前风挡、
尾窗、
天窗、



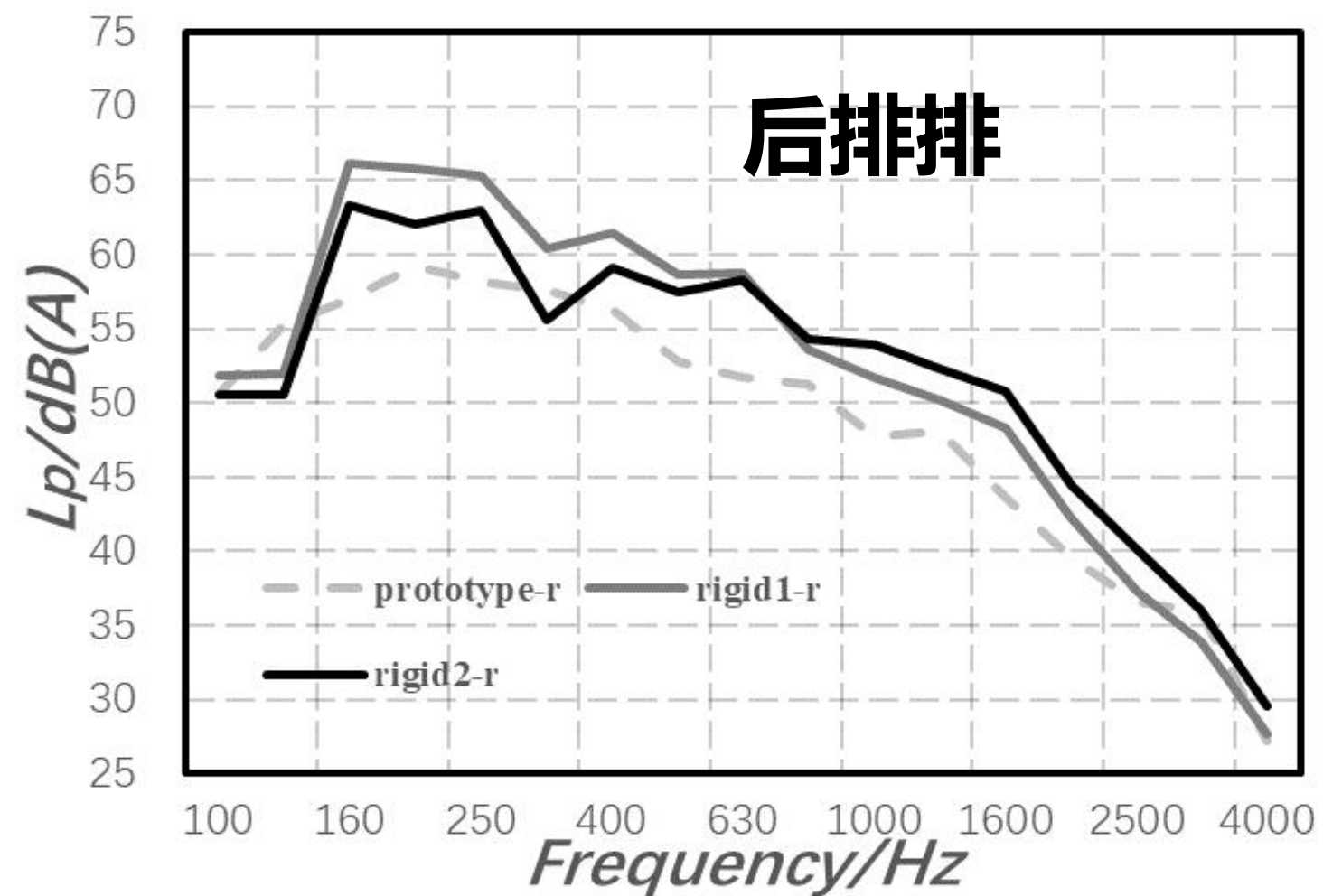
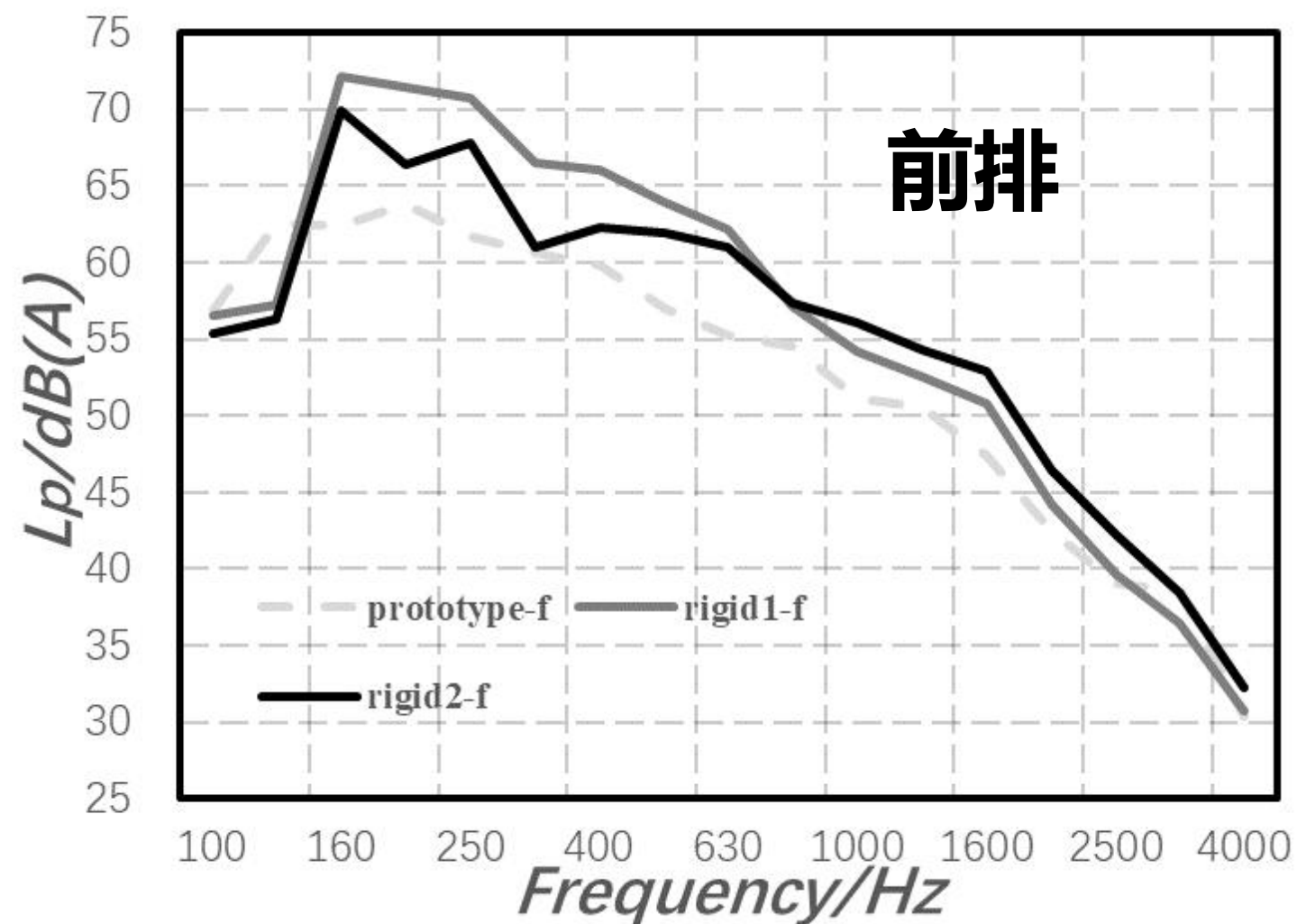
其它子系统刚性处理，没有能量的流入和流出



4、主要传播路径模型结果

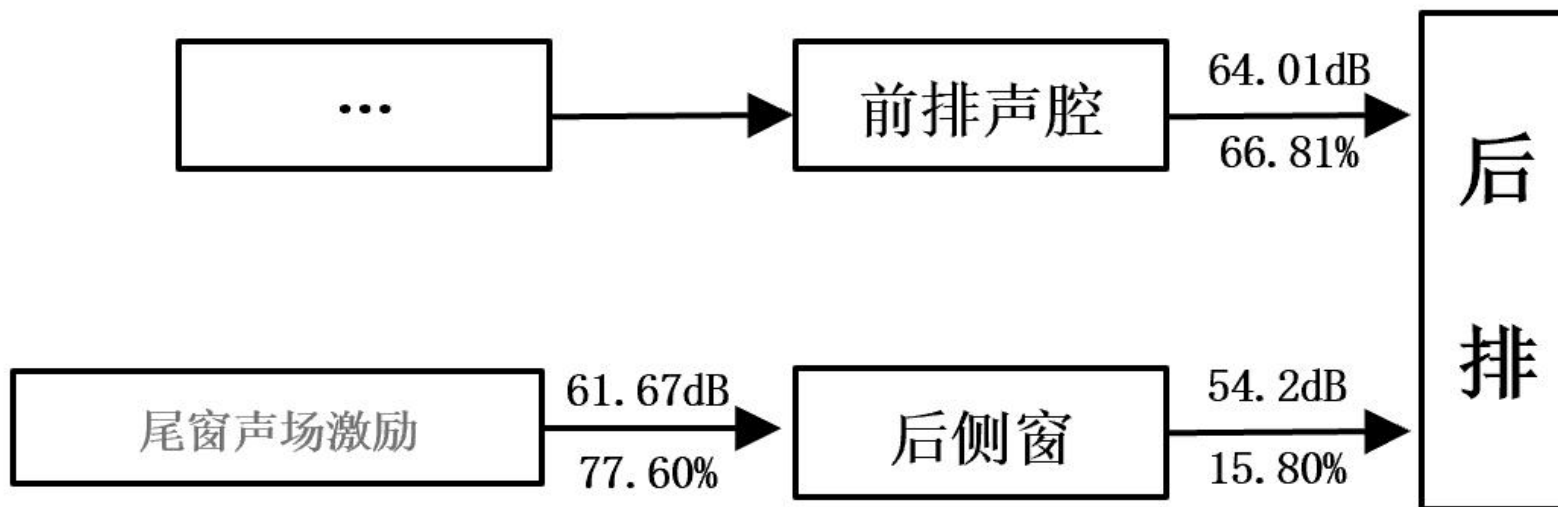
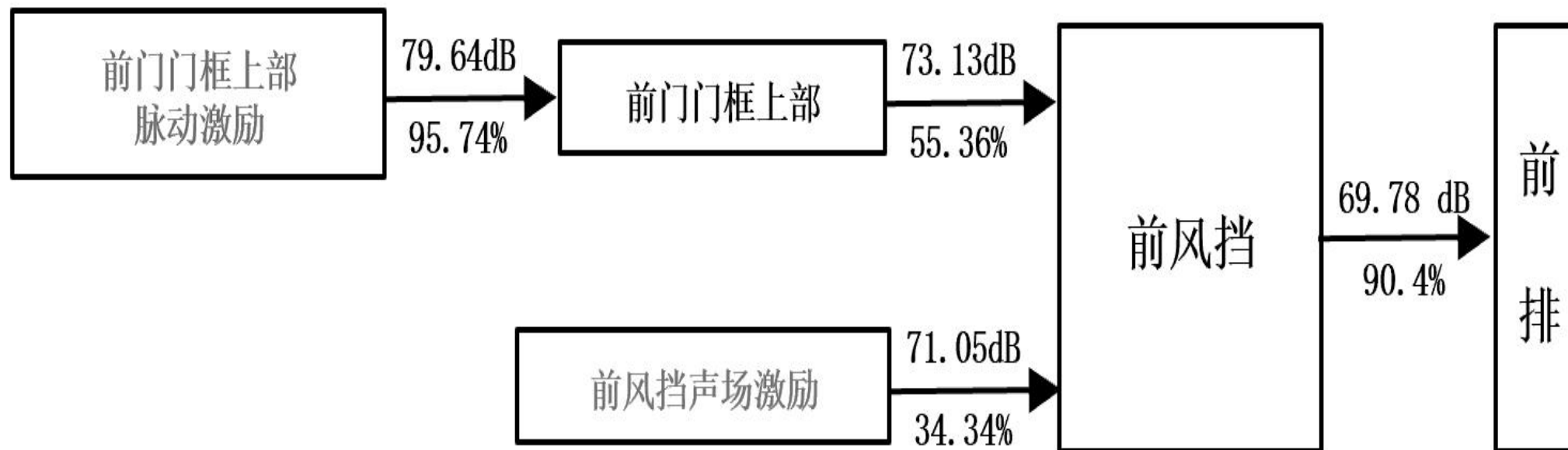
前后排总声压级对比

	原型-前排	原型-后排	模型1-前排	模型1-后排	模型2-前排	模型2-后排
spl/dBA	63.32	59.69	70.07	65.13	67.41	63.85



4、主要传播路径模型结果

模型1：



模型1与原型进行对比，前排原路径中侧窗作为重要的能量传递的子系统，但在简化模型中作用较小。而前风挡传递能力被放大（53增加到69）。

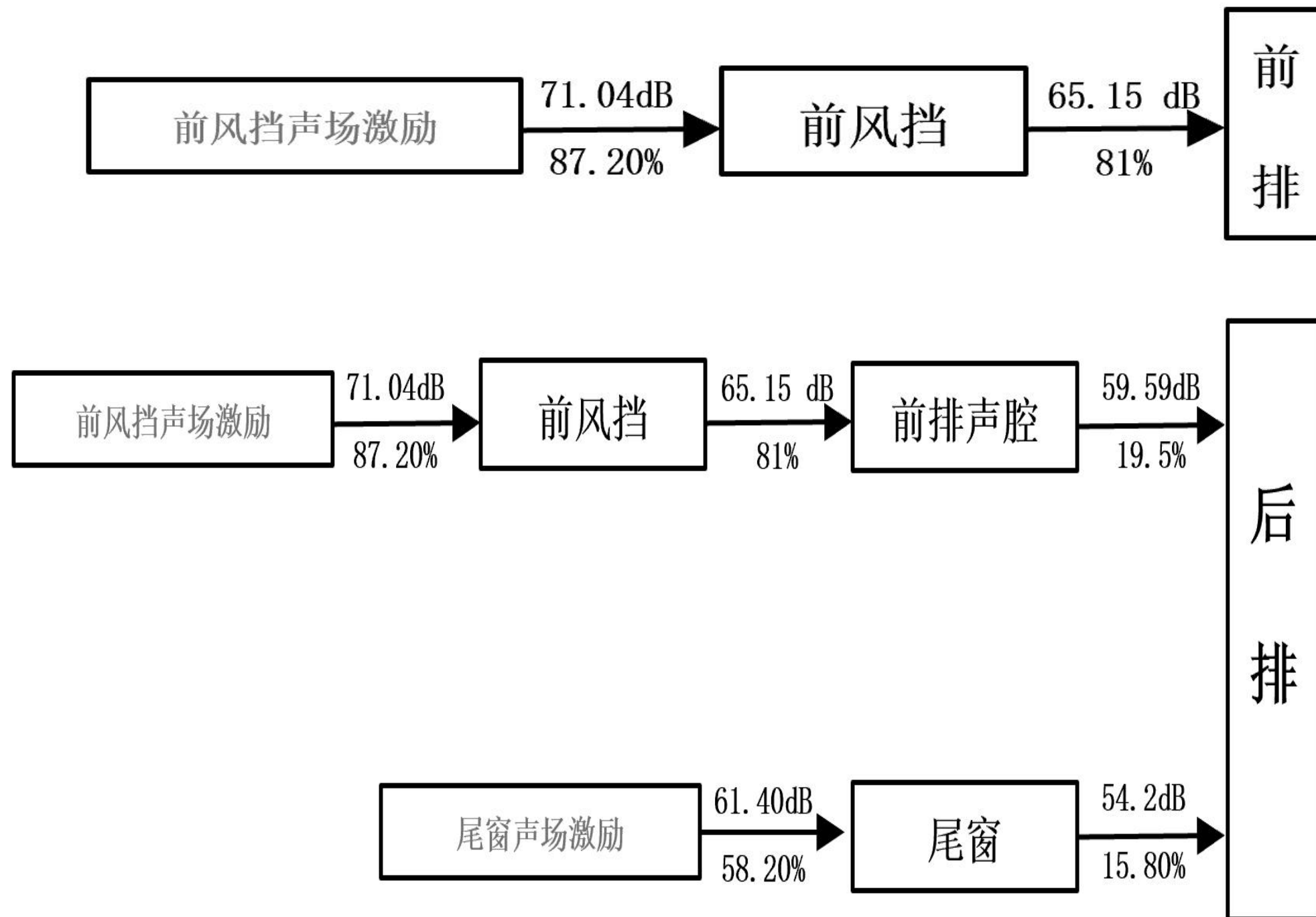
后排原路径中的尾窗在模型简化后，未成为能量传递的主要子系统。而前排声腔传递能力被放大（52增加到64）

脉动输入被弱化，低频计算变差

传递特性发生变化，结果变化

4、主要传播路径模型结果

模型2:



- (1) 侧窗能量传递被弱化
- (2) 窗之外的结构振动传递没有
- (3) 声场激励成为主要的外出入源

传递特性发生变化, 结果变化

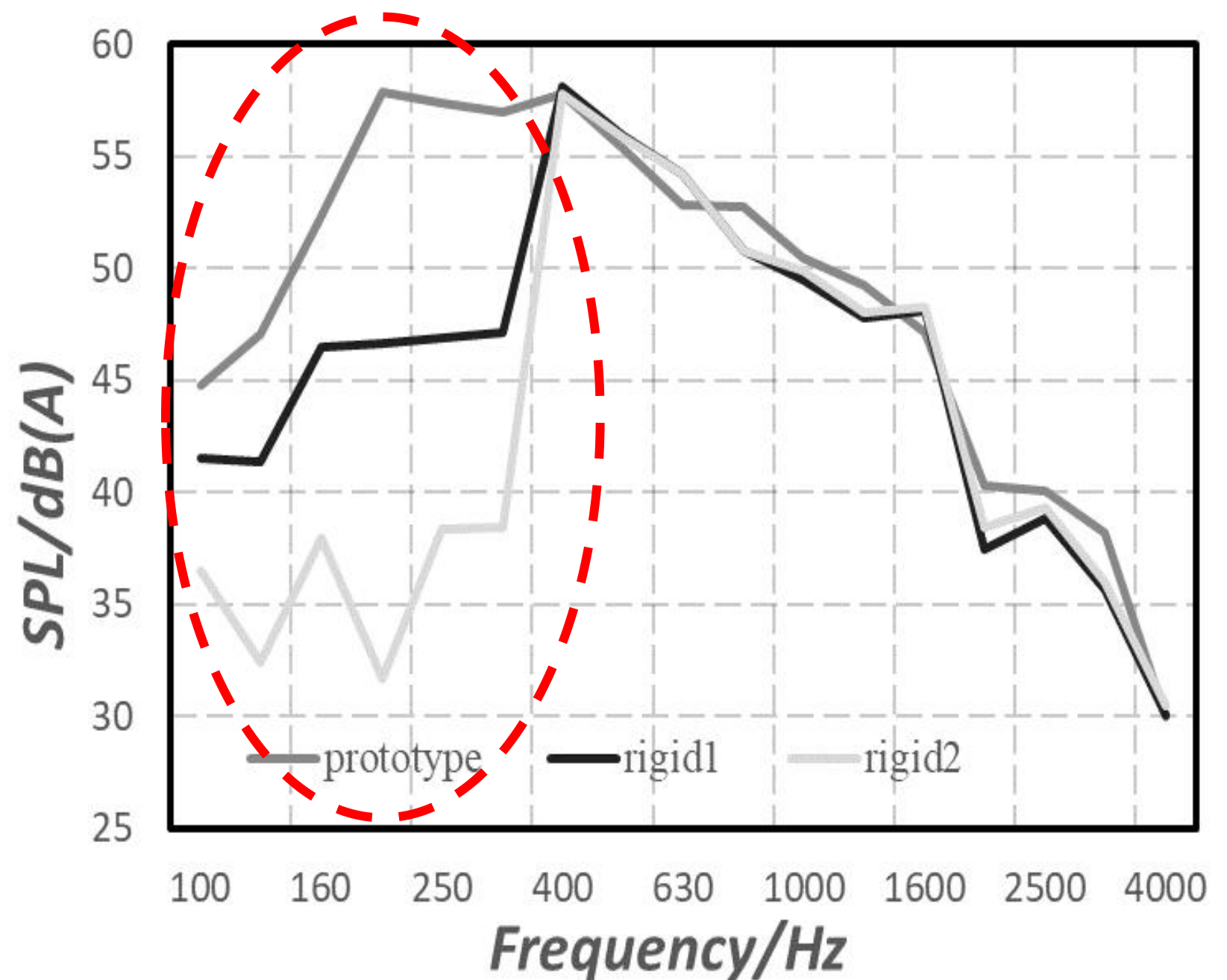
脉动输入被弱化, 低频计算变差

4、主要传播路径模型结果

功率响应对比

前侧窗响应特性

其激励谱相同，但其对应的功率响应不同。100~400Hz简化模型1、2能量输入频谱与原型差值较大，400Hz~4000Hz后变化趋势较一致。



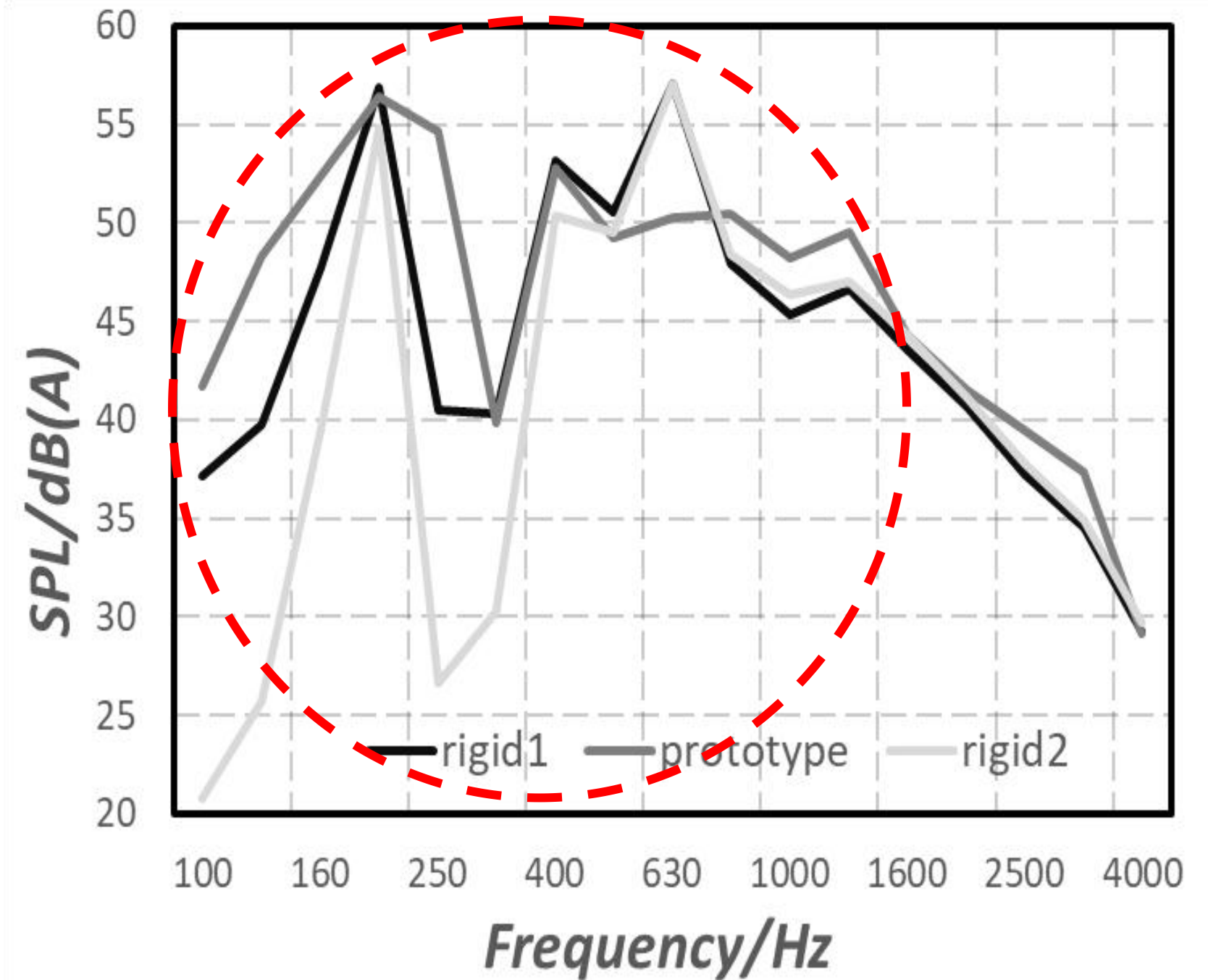
4、主要传播路径模型结果

后侧窗能量

其激励压力谱相同，同样，其对应的功率响应不同。

100~630Hz，简化模型1、2能量输入频谱与原型差值较大，最大可达27.99dB (A)。

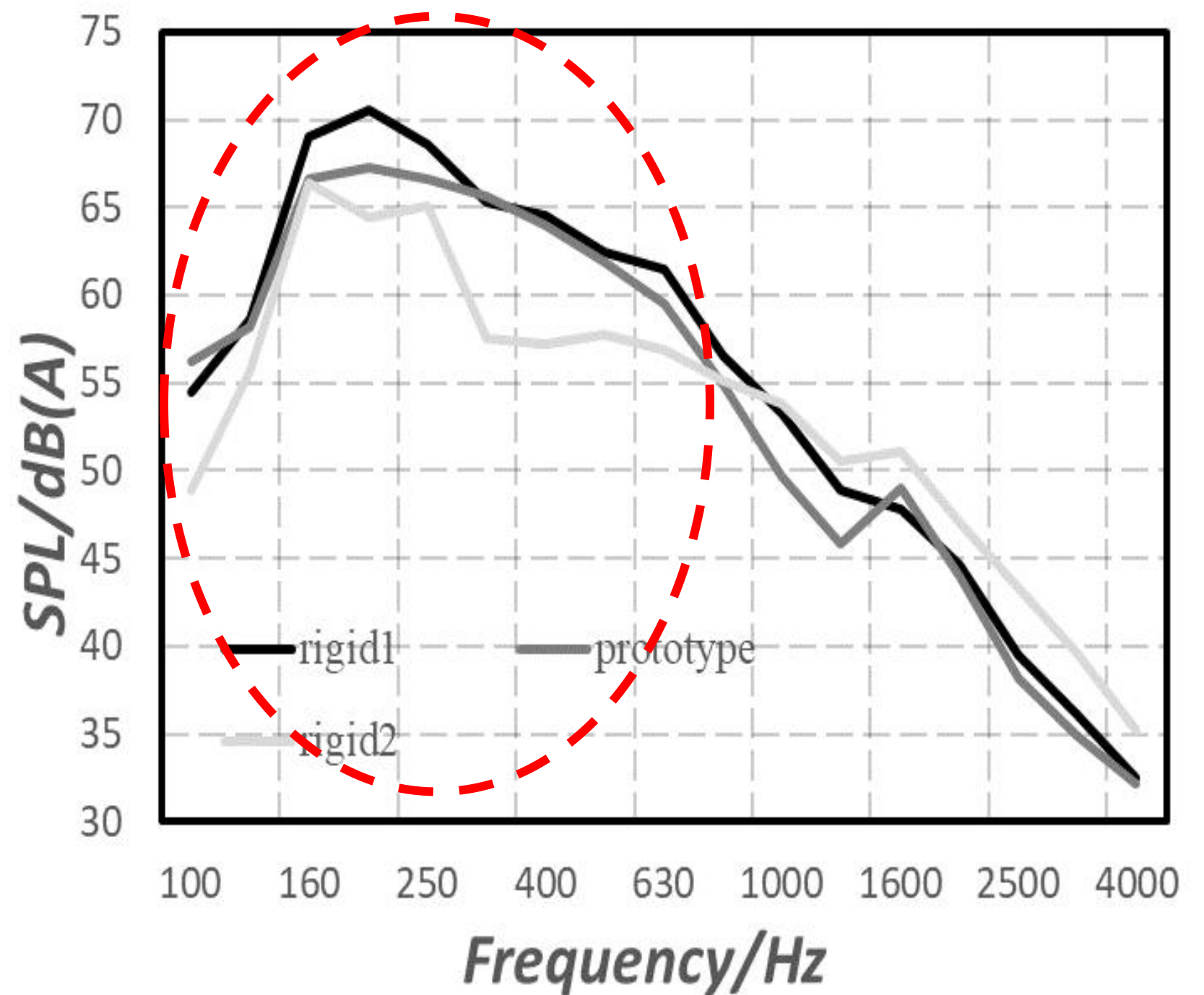
1600Hz~4000Hz，变化趋势一致。



4、主要传播路径模型结果

前风挡能量

简化模型1与原型的功率响应变化趋势较为一致，最大差值为3.63dB (A)。
但简化模型2差异较大，最大差值为8.01dB (A)。





4、主要传播路径模型结果

结论

(1) 通过简化子系统来实现近似模拟实车的风噪传递特性误差较大，可行性较差。

(2) 对整车模型的简化处理，保留主要能量传递子系统，刚性化其它次要子系统，会导致：

一、简化后的模型，主要传播路径发生变化，其主要原因是原传递到次要子系统能量需要重新分配，导致传递途径和特性改变。

二、由于次要子系统的处理，使得简化模型子系统的边界条件发生变化，其响应特性发生变化，致使该条能量传递的途径传递特性发生变化。上述原因引起最终模型和原型的差异。

三、外输入（流体脉动弱化）变化，导致低频预测变差。

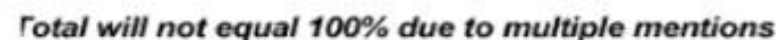
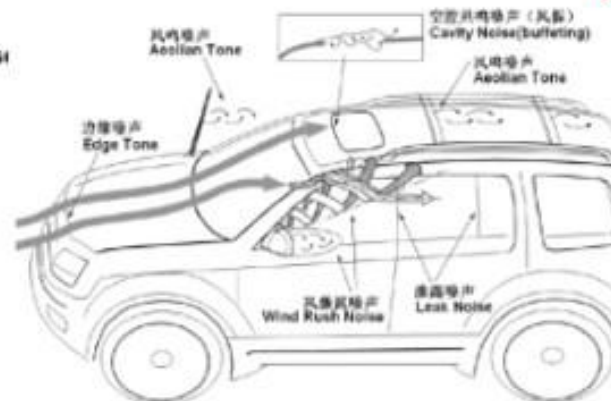
所以，简化模型的使用要慎重，不能通过一定的简化过程替代原始模型。如何得到更有效的简化模型仍需要进一步研究。

介绍内容

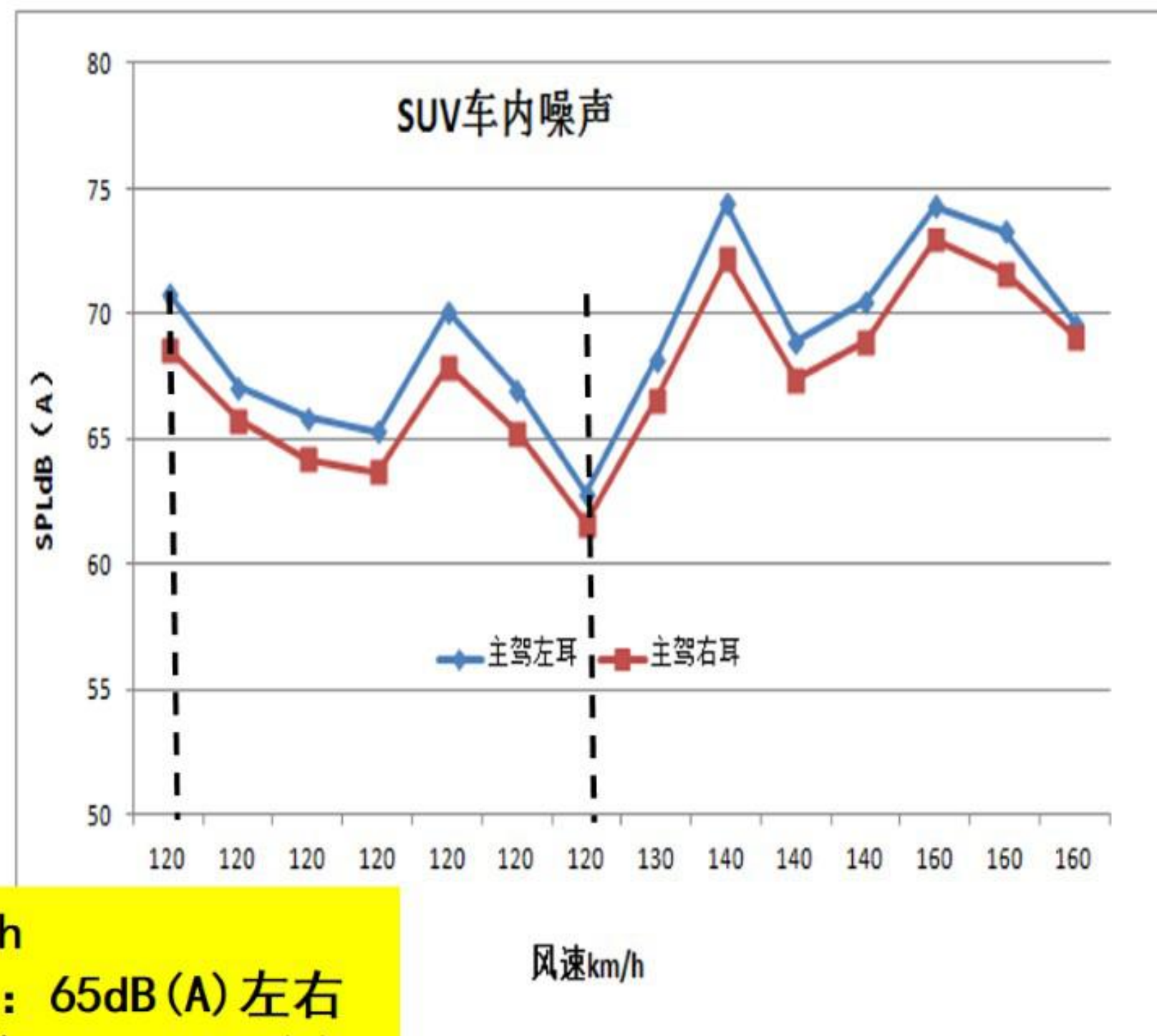
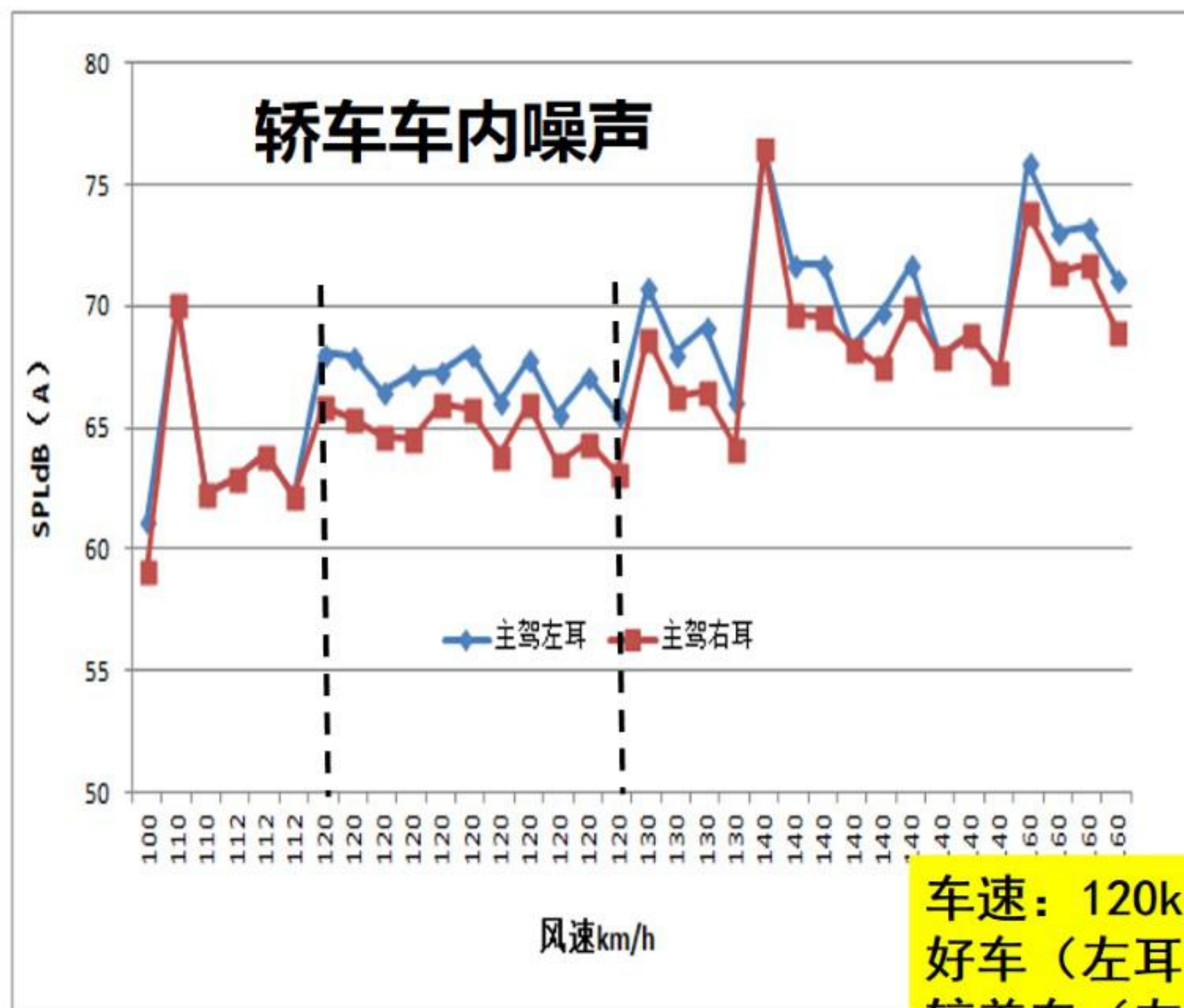
- 一、什么是气动噪声
- 二、气动噪声源描述的理论基础
- 三、基于圆柱绕流的气动噪声问题分析
- 四、基于整车的气动噪声传播分析
- 五、汽车气动噪声问题及产生的原因**
- 六、气动噪声研究方法的相互依赖性
- 七、气动噪声控制
- 八、研发工作设想



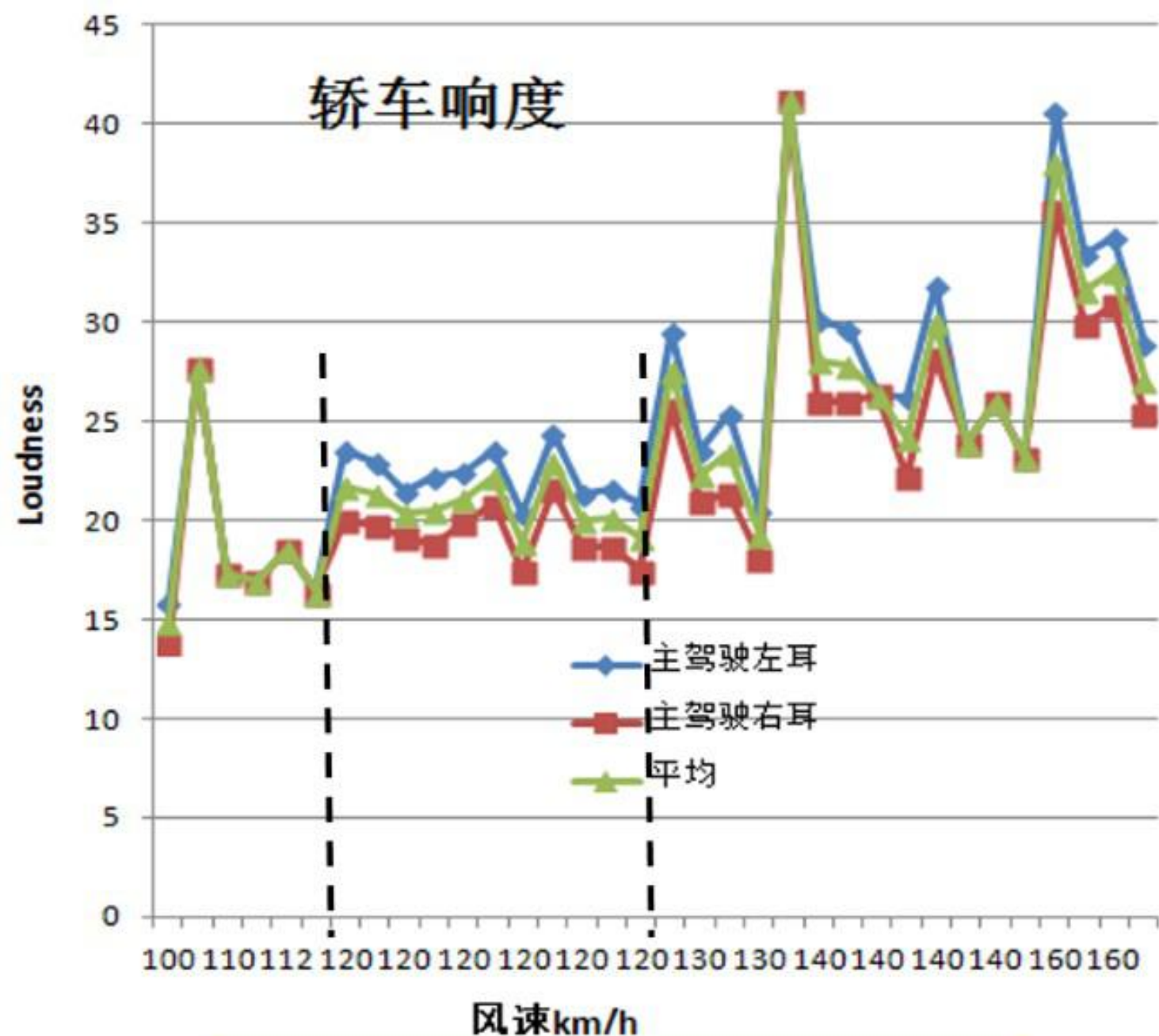
风噪在各种用户抱怨度调查中 排在前三位!!!



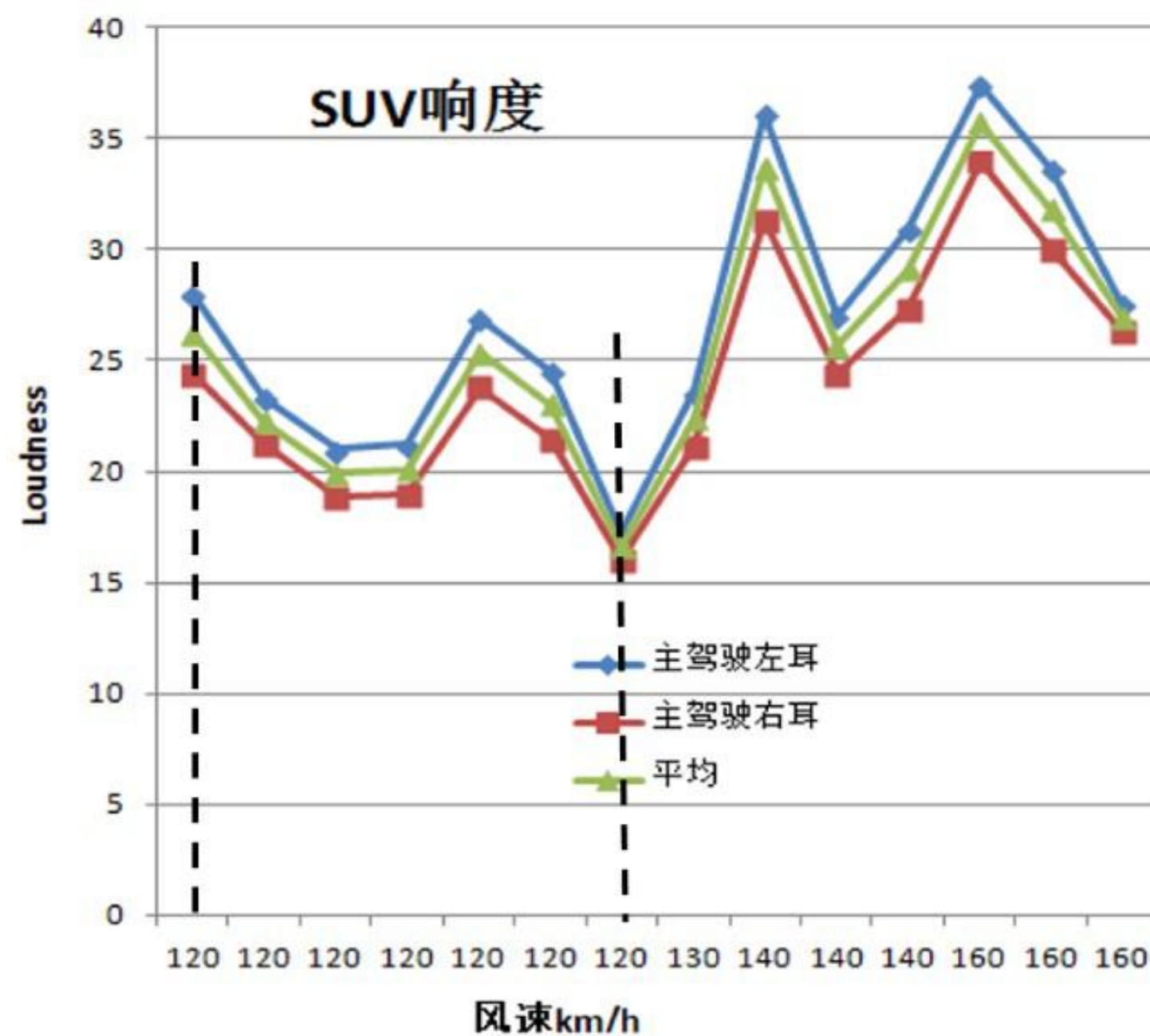
风洞实车测量结果



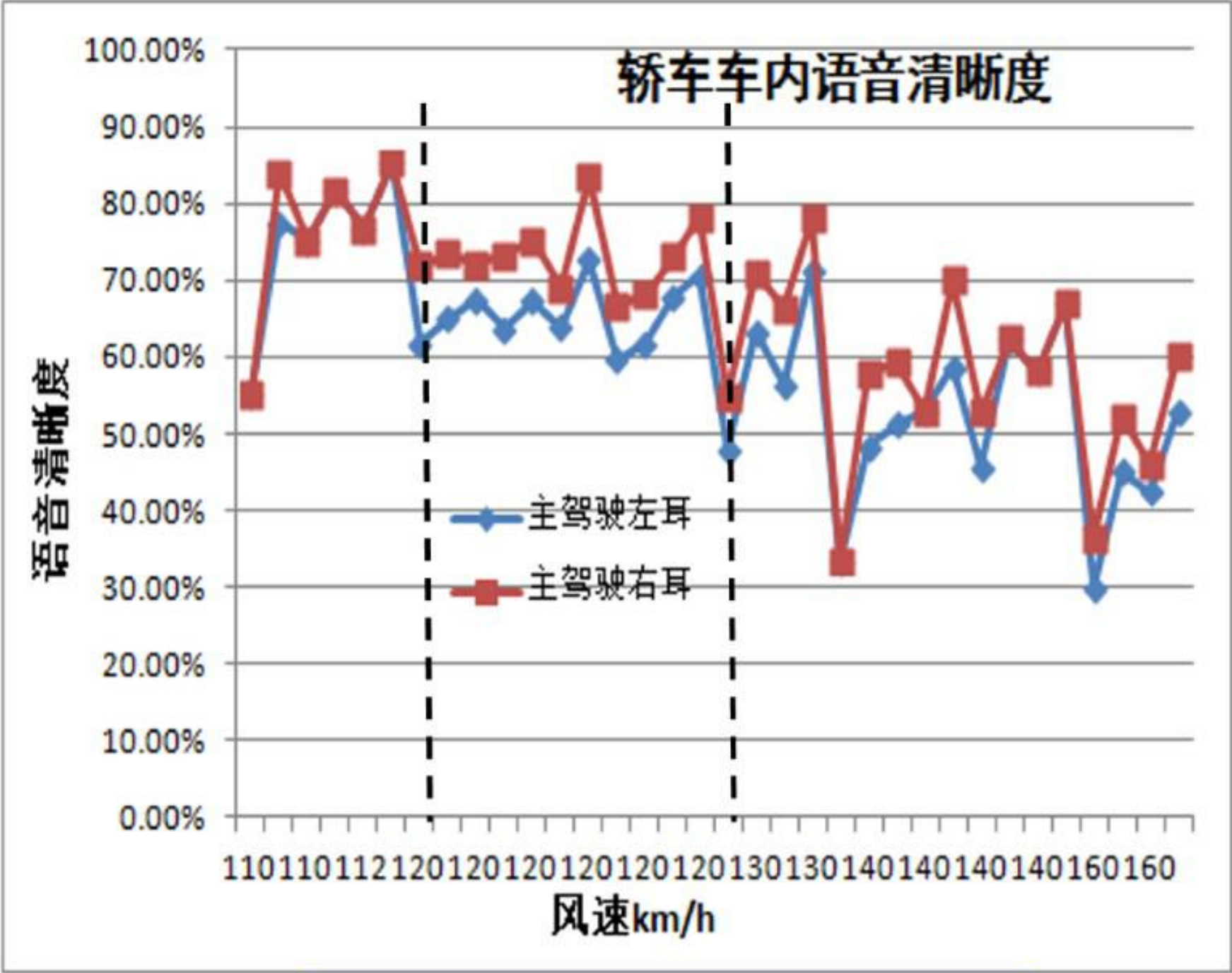
车速: 120km/h
好车 (左耳): 65dB(A) 左右
较差车 (左耳): > 68dB(A)



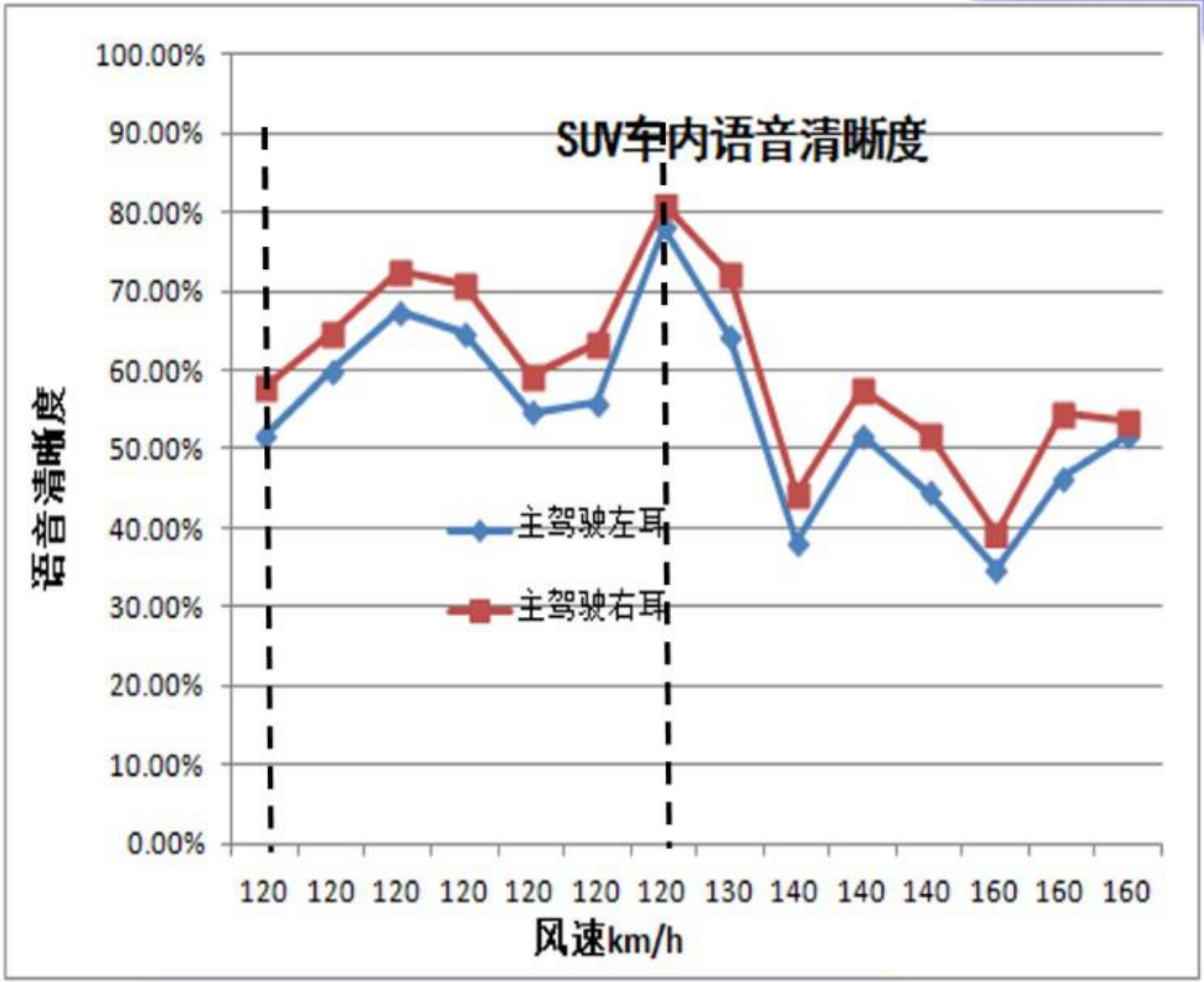
车速：120km/h
好车（左耳）：20宋左右
较差车（左耳）：24宋左右



车速：120km/h
好车（左耳）：20宋左右
较差车（左耳）：25宋左右



车速：120km/h
好车（左耳）：70%左右
较差车（左耳）：62%左右



车速：120km/h
好车（左耳）：68%左右
较差车（左耳）：58%左右

汽车标准

美国汽车工程师协会 (SAE):
汽车驾驶室噪声小客车应低于70dB (A)。

高速行驶时，若加上正常行驶时的发动机噪声、轮胎路面噪声，目前的车包括新开发的车，有可能会超此标准要求。

最佳语音干扰级dB

讲话者与听着之间的距离/m	声音正常	声音提高	声音很响	声音非常响
0.15	74	80	86	92
0.30	68	74	80	86
0.60	62	68	74	80
1.20	56	62	68	74
1.80	52	58	64	70
3.70	46	52	58	64

车速：120km/h，好车（左耳）：65dB (A) + Δ = dB

高速行驶时，目前的车内风噪水平+其它噪声较难进行正常声音交流

人对不同声强的感觉

主观感觉(dB)		声音
无法忍受	150	火箭、导弹发射
	140	喷气式飞机起飞
	130	螺旋桨飞机起飞
感到疼痛	120	球磨机工作
	110	电锯工作
很吵	100	拖拉机开动
	90	很嘈杂的马路
较吵	80	一般车辆行驶
较静	70	大声说话
	60	一般说话
安静	50	办公室
	40	图书馆阅览室
极静	30	卧室
	20	轻声耳语
	10	风吹落叶沙沙声
	0	刚刚引起听觉

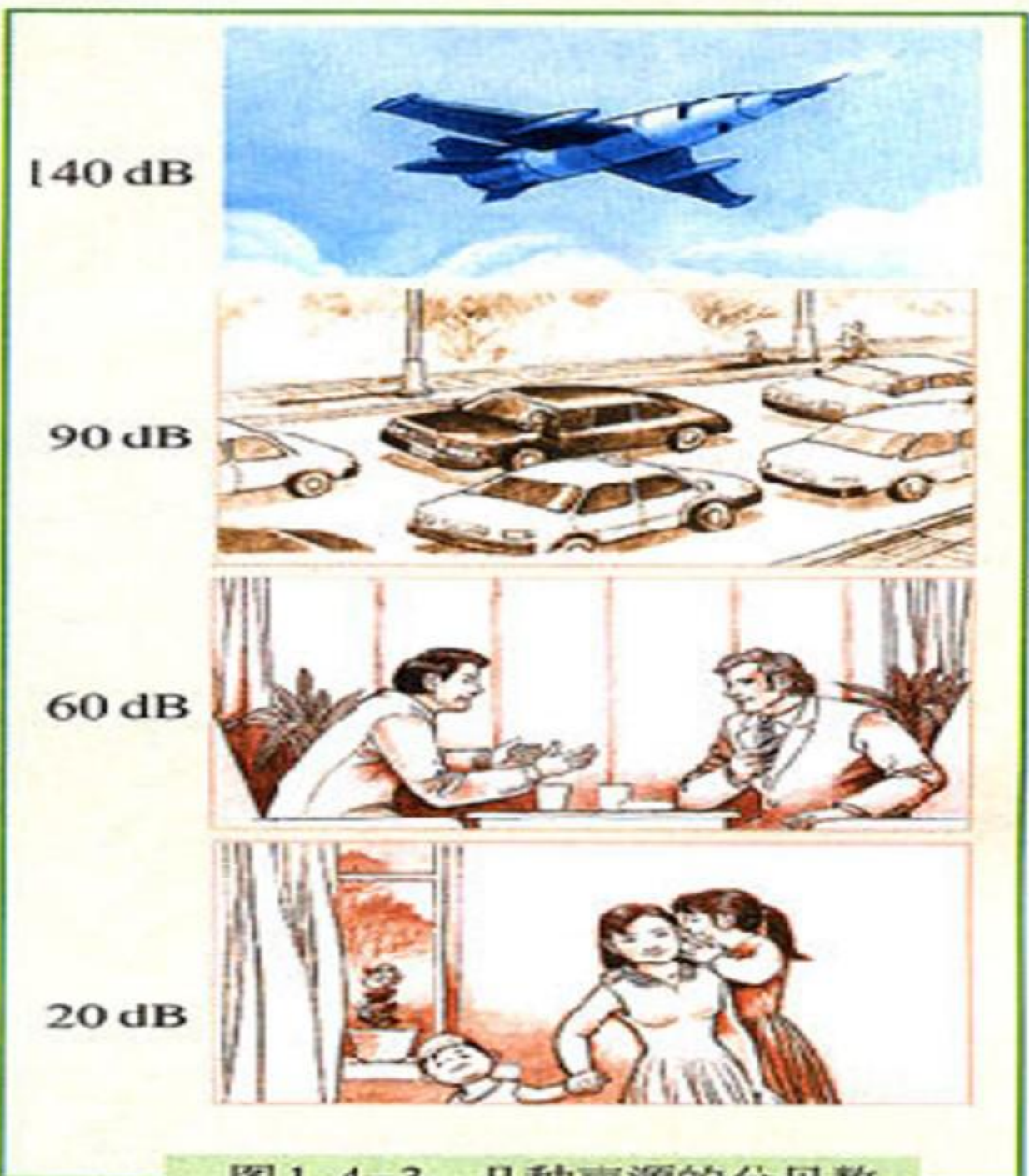
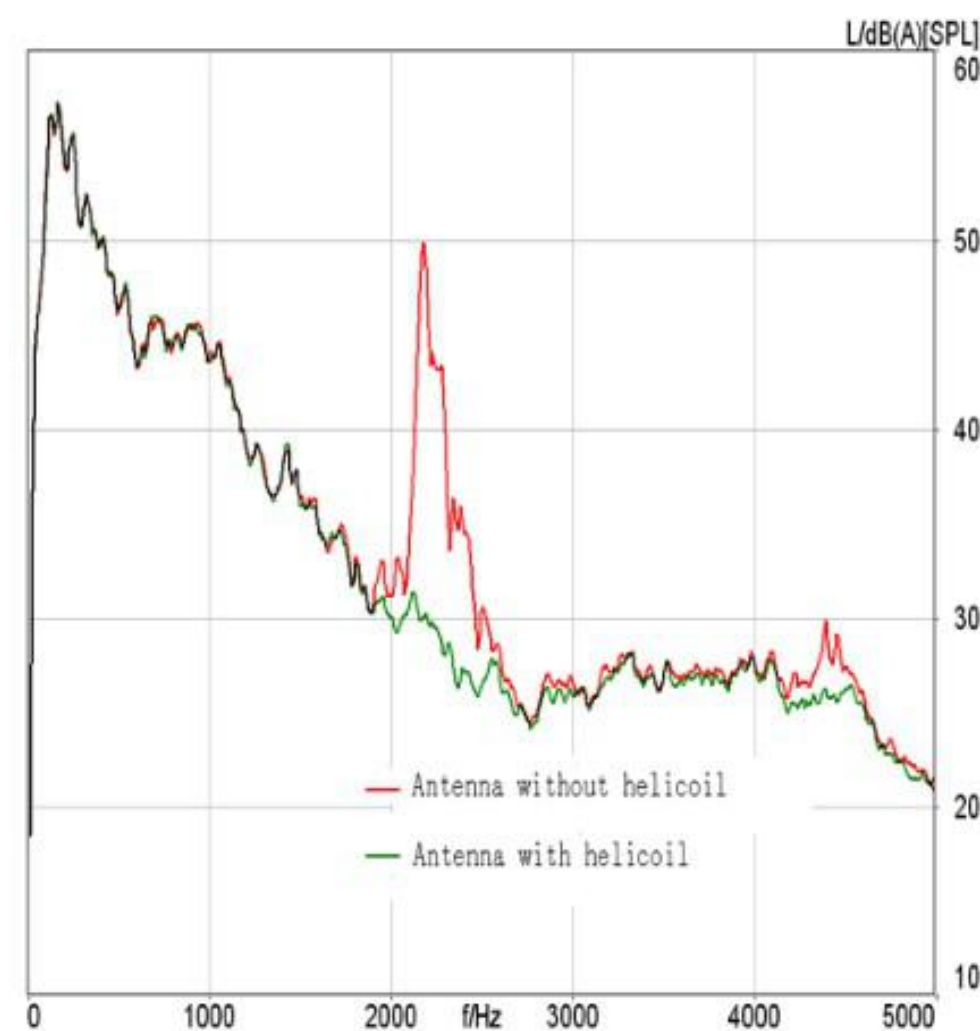
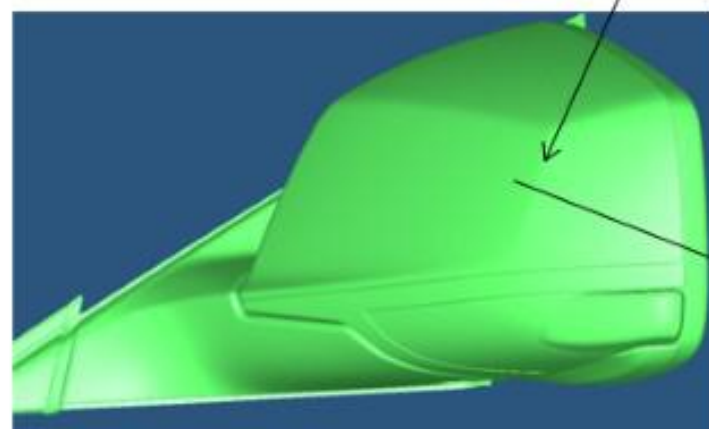
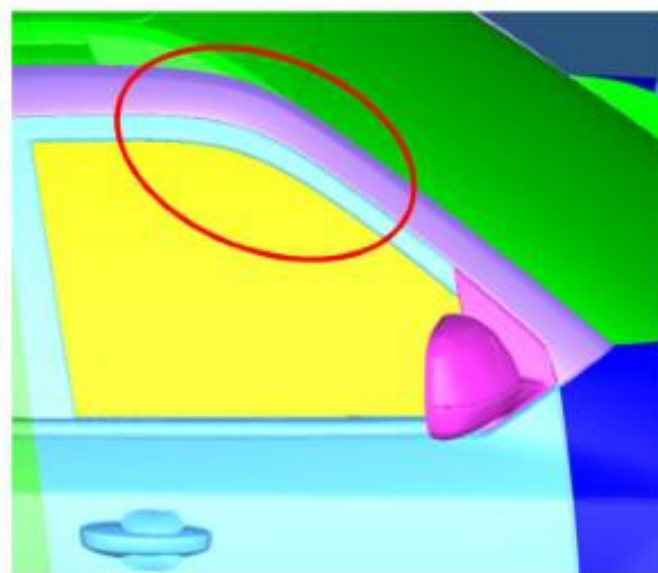


图 1.4-3 几种声源的分贝数

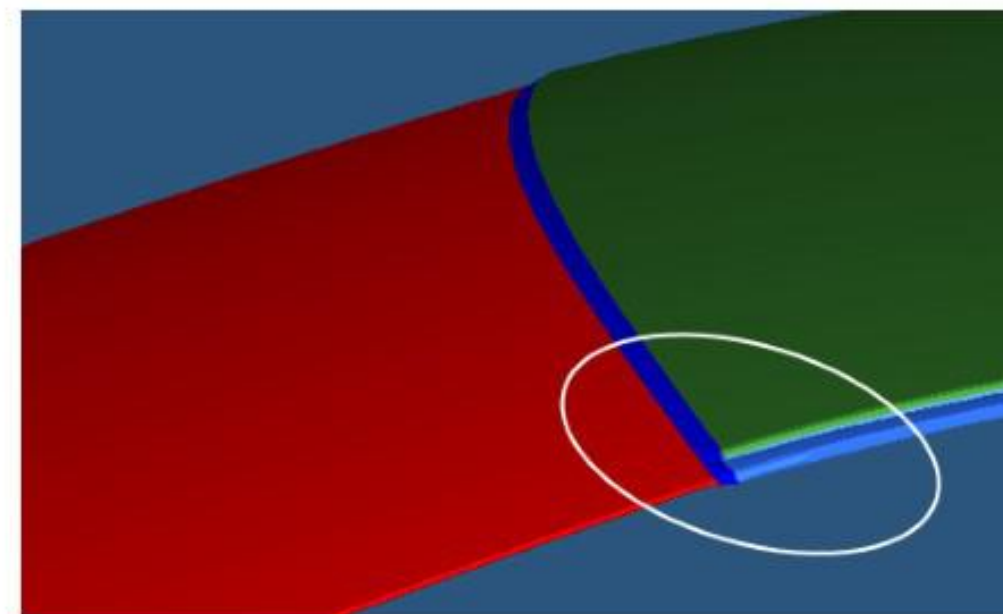
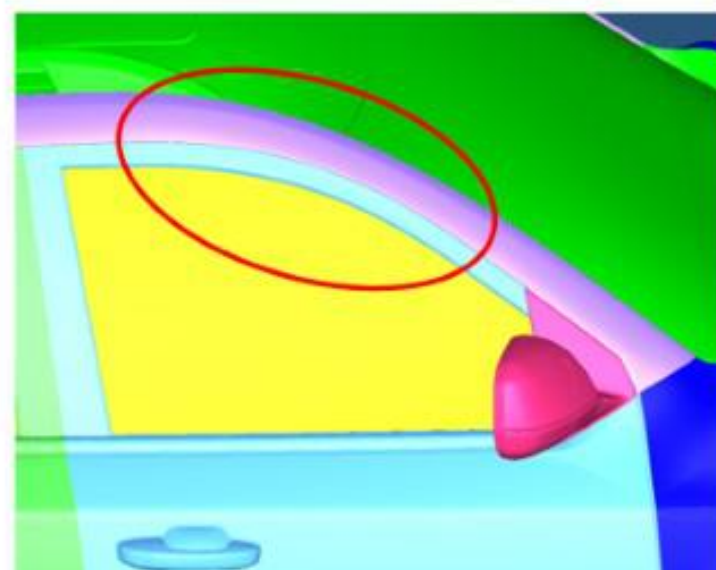
高速行驶时，目前的车内风噪水平+其它噪声，处于较吵水平

棱边造型，产生
峰值噪声

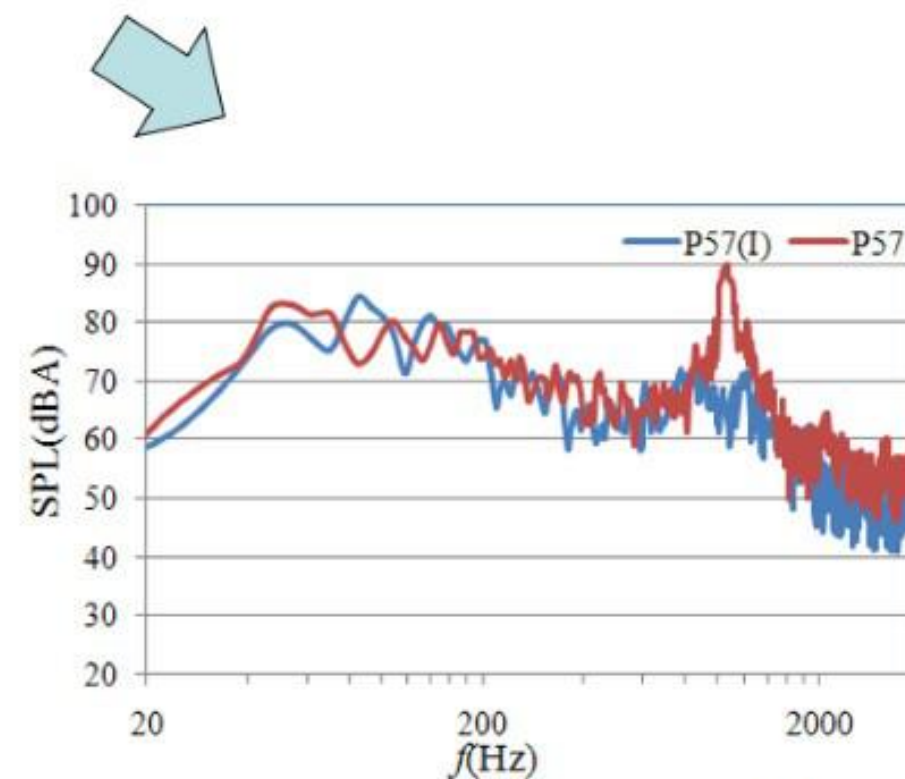




A柱区域曲率偏小，涡量较强，增加曲率，可降低涡强度，分离减少，降噪1dB左右



车顶密封条出现凸台设计，产生峰值噪声





后视镜安装件:
密封金属件变形
泡沫密封不完全

OSRV Mirror Patch Gasket
Seal Performance



Gap between patch sail & door



Glass run part quality

Patch foam misinstalled

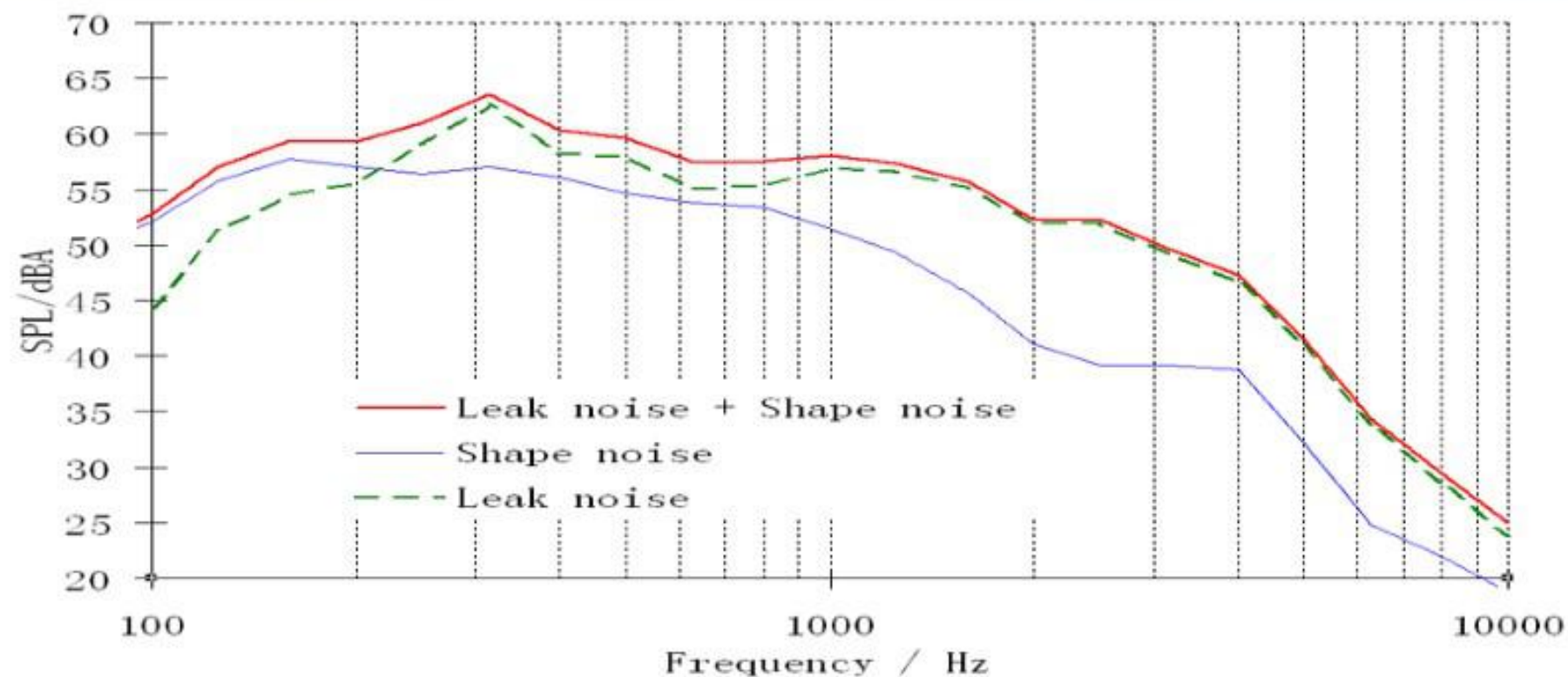
Mirror patch on interior with trim removed

密封条安装缺陷:
安装不紧
出现间断



Rr door fixed glass module
mismatch to door metal

由于密封系统
问题形成的泄
漏噪声对车内
总噪声的影响



车内风噪问题在设计到
生产的各阶段都会存
在，来源多而复杂

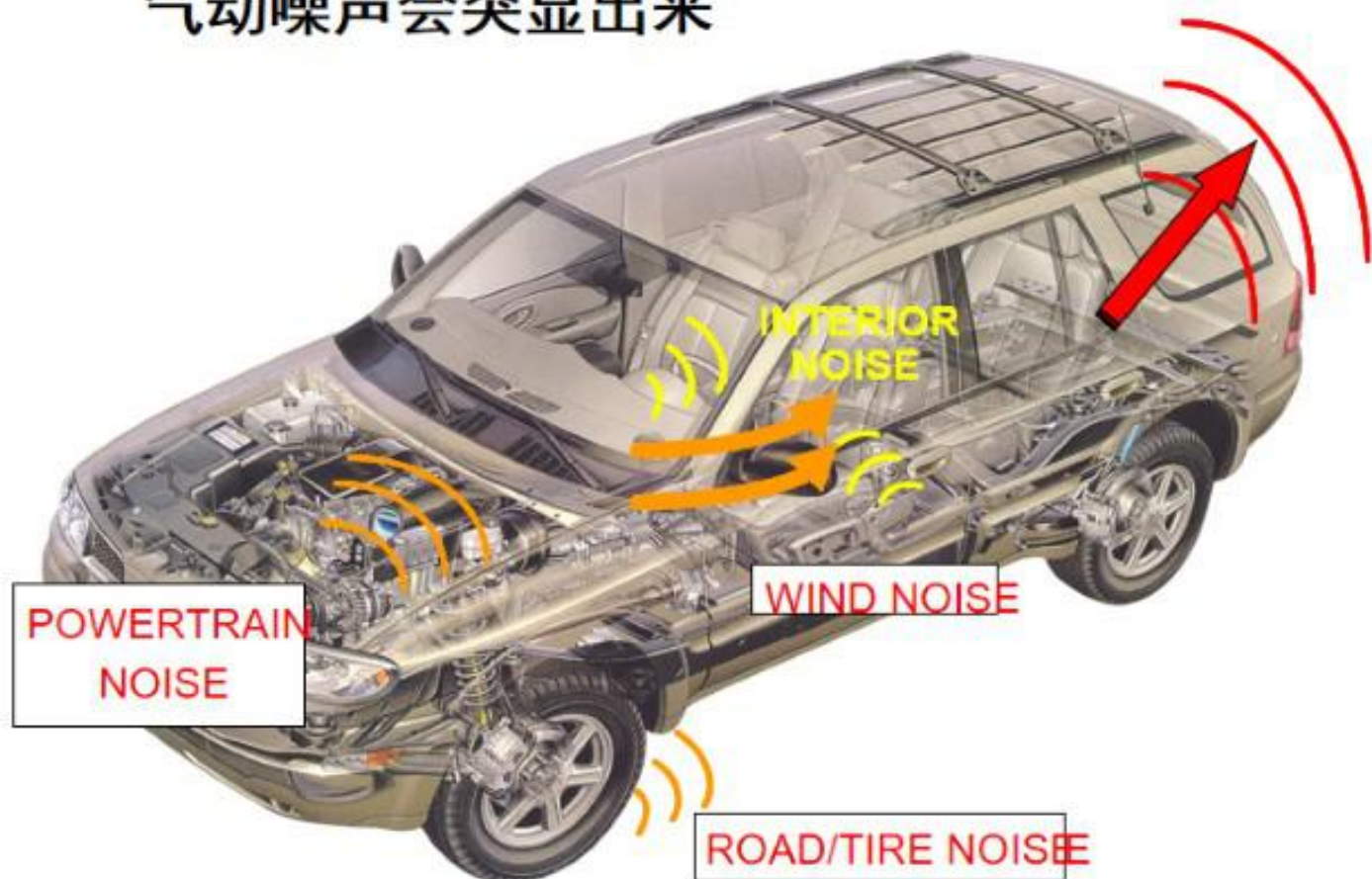
但有些
车风噪
水平优

说明通过设计和工艺
可以达到较好的水平

根源：物理现象特征+技术进步

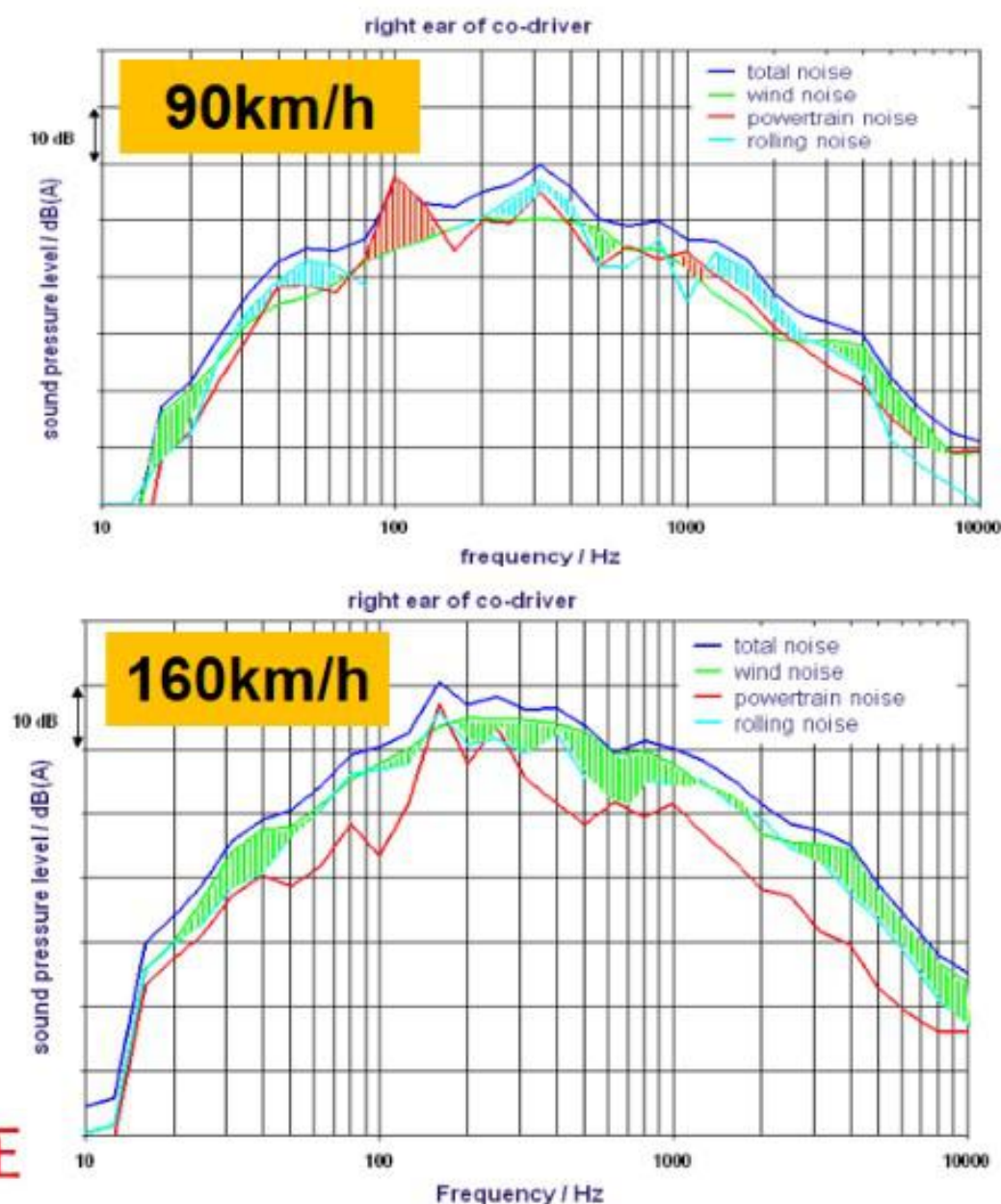
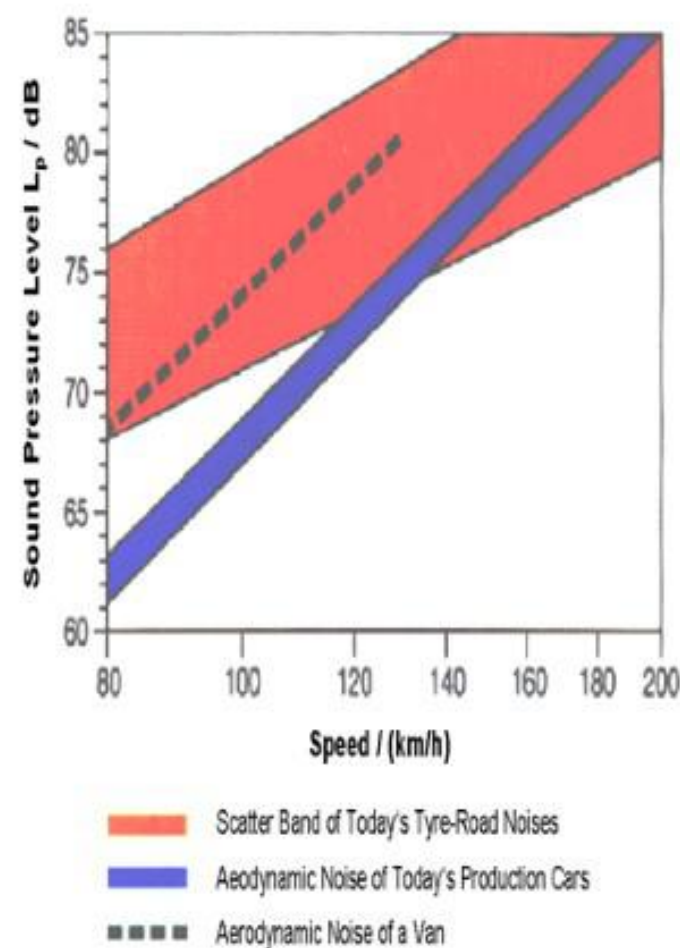
(1) 动力系统噪声和轮胎噪声得到一定的控制，

气动噪声会突显出来



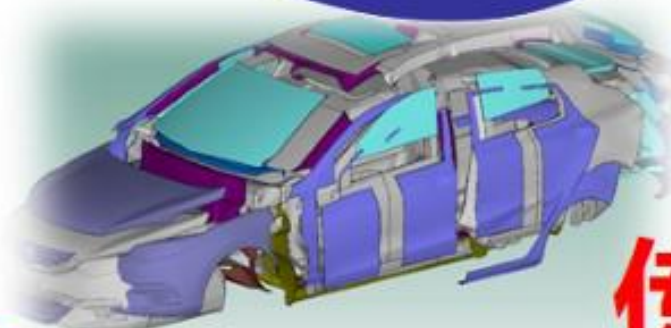
发动机噪声
传动系噪声
进排气噪声
轮胎路面噪声
气动噪声

(2) 车速不断提高，气动噪声增加
气动噪声能量约随车速的6次方增长，而其它噪声如轮胎路面噪声约随车速的3次方增长



约在100 km/h以上，风噪在车内外总噪声中占主导地位。

物理现象特征的作用方式



源：脉动和声

声源类别

Inherent Windrush Aerodynamic Sources

Flow over vehicle body surfaces and appendages:

- OSRV mirror后视镜
- Windshield wipers雨刷
- A-pillar offset A柱
- Glass STL 玻璃模件
- Grille 格栅
- Roof Racks 行李架
- Antennae 天线
- 车轮及轮罩
- 车底部



Exterior Surface Wind Noise Surface Items

Flow over vehicle exterior surface interfaces:

- Door cut lines 门边线
- Glass seals 玻璃密封边
- Moldings 特征线
- Appliques 装饰物
- OSRV Mirror patch 块间连接
- Mirror fold lines 折叠线

Door & Glass Weatherstrips Seal Items

Seal performance & sound transmission through seals

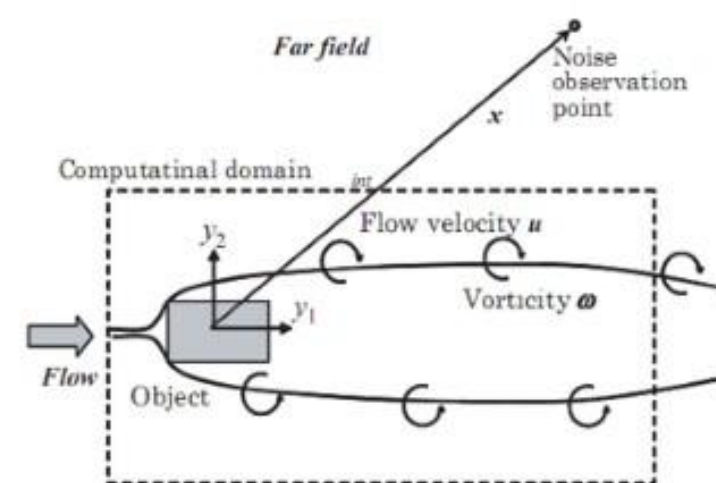
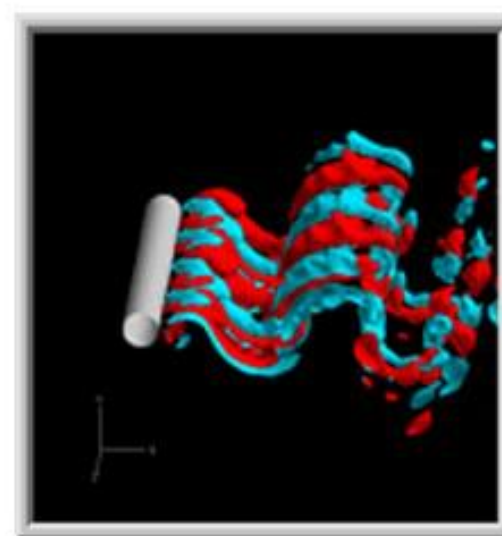
- Door seals 门密封
- Glass runs 窗密封
- Belt strips

脉动源类别： 分离及其再次冲击+湍流附面层

A、由于空气流过结构部件而的产生噪声

涡脱落：后视镜，天线，行李架

空腔噪声：轮腔、开启的窗

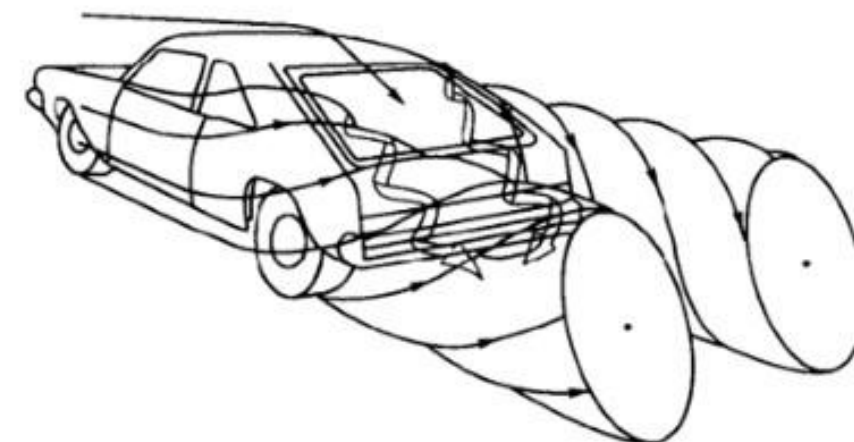
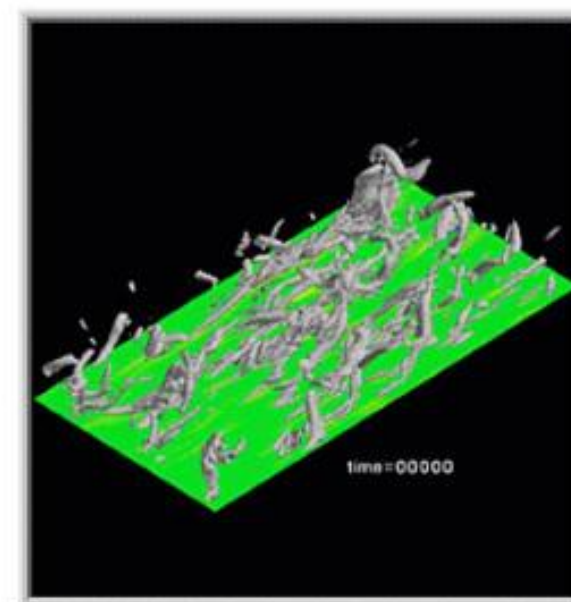
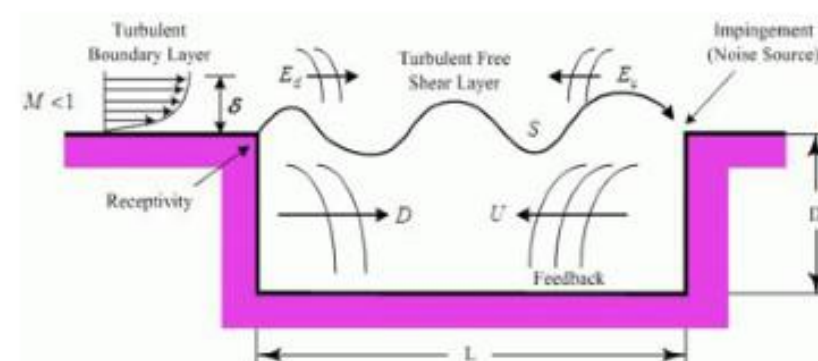


B、由湍流产生的噪声

湍流边界层：车体表面湍流边界层噪声源
主要是四极子声源

边界层分离： 车头

非定常尾流： 车尾



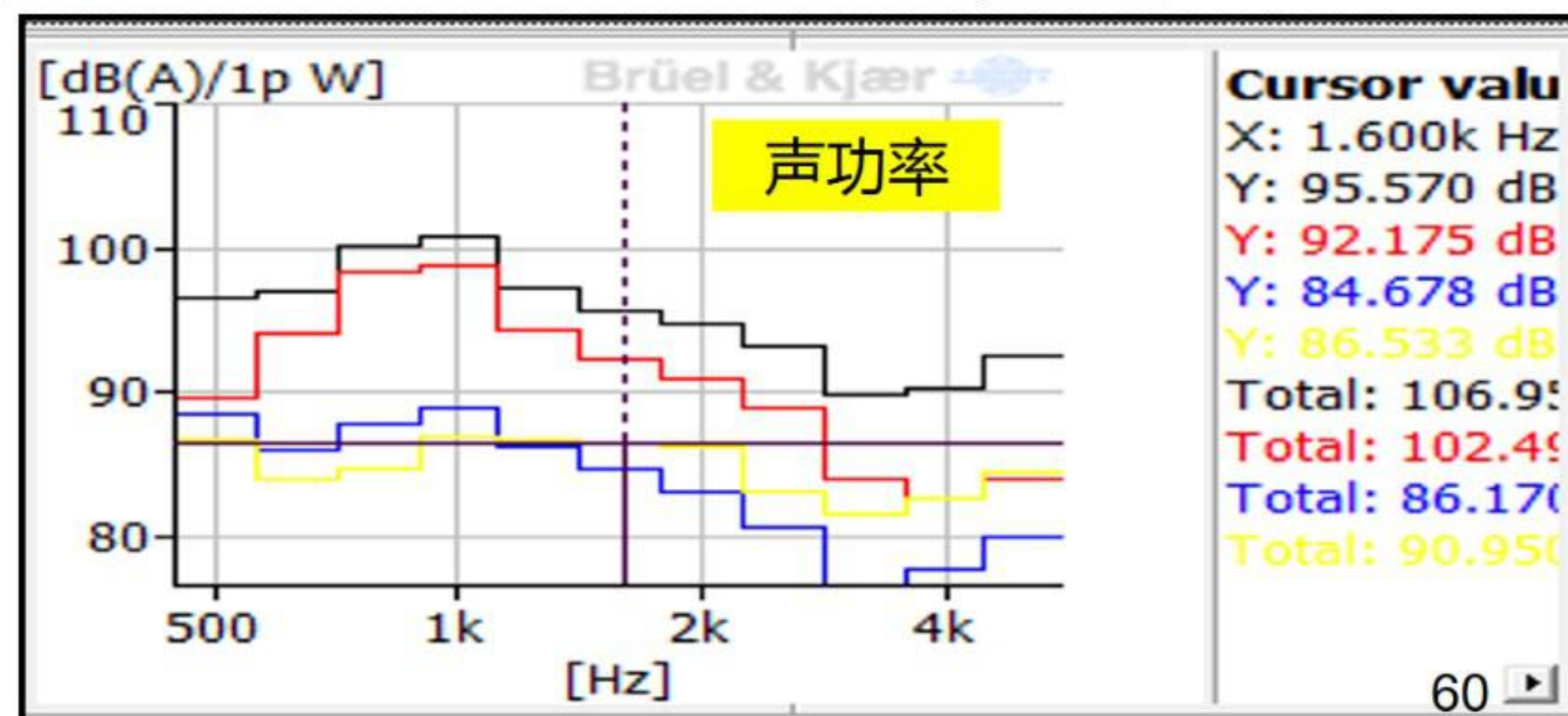
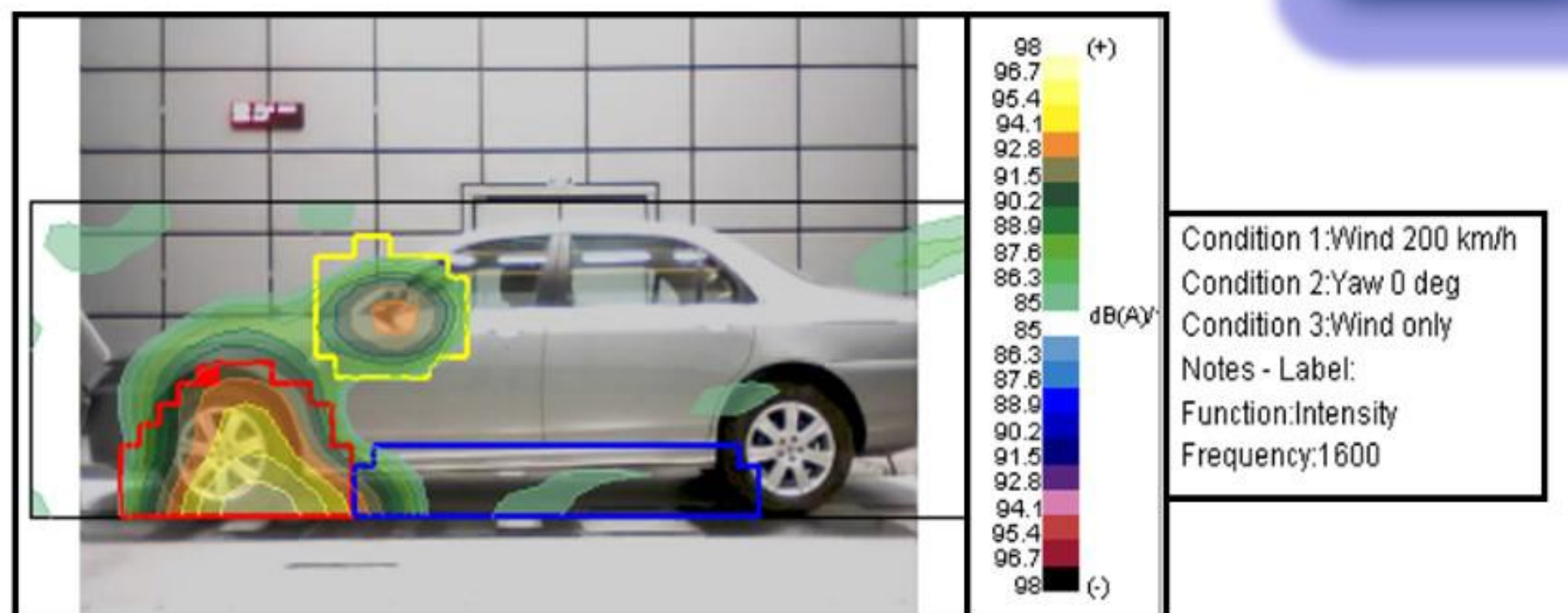
主要气动噪声源及其特性—风洞测量案例

(1) 轮胎、后视镜噪声、车底部噪声

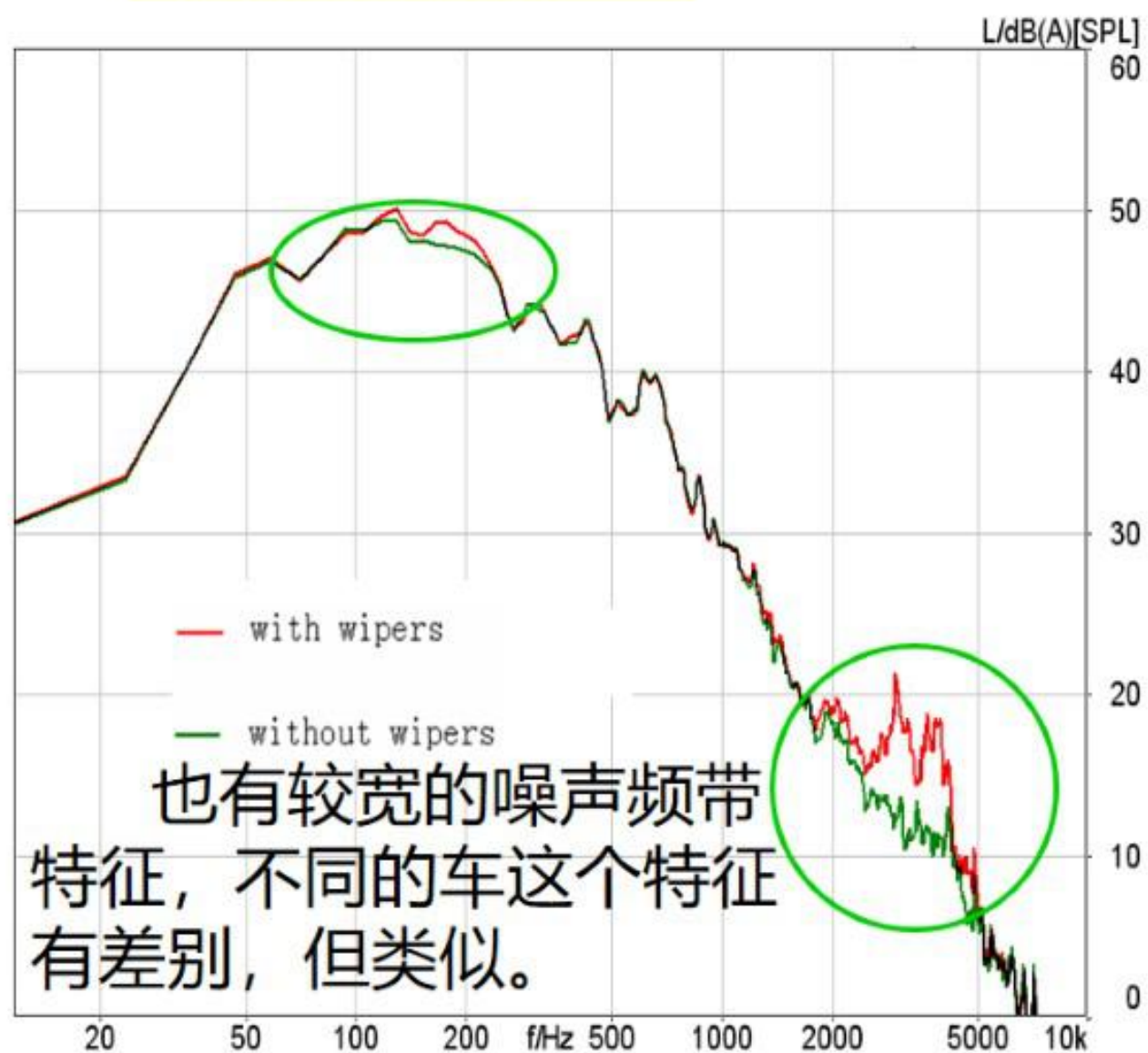
轮胎噪声是汽车的最大噪声源，频带很宽，以中低频噪声为主，它覆盖了其它噪声源；

后视镜是仅次于轮胎的噪声源，频带也较宽，低中高频都有；

车底部也是较大噪声源，频带也较宽，低中频为主；

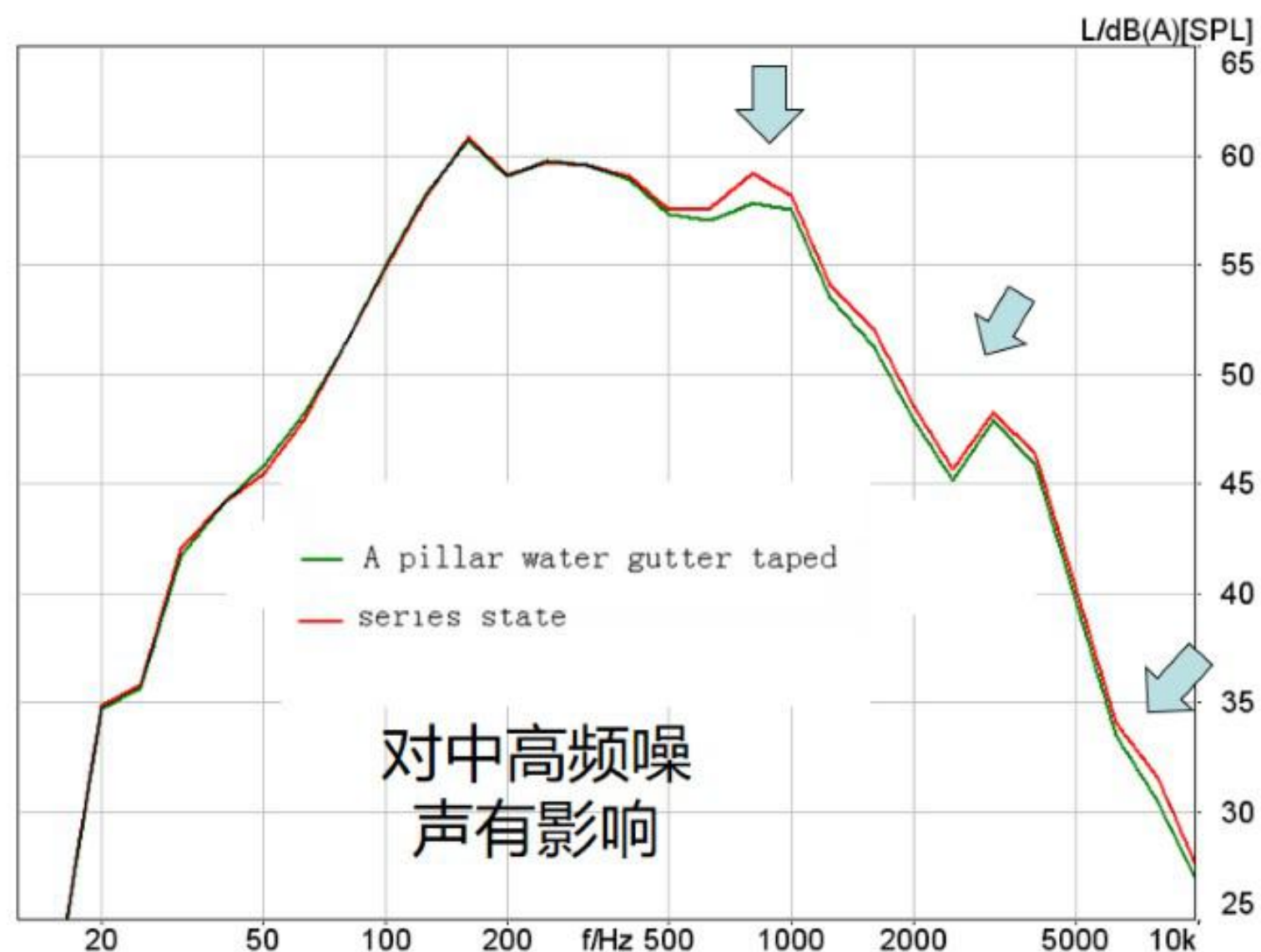


(2) 雨刮噪声



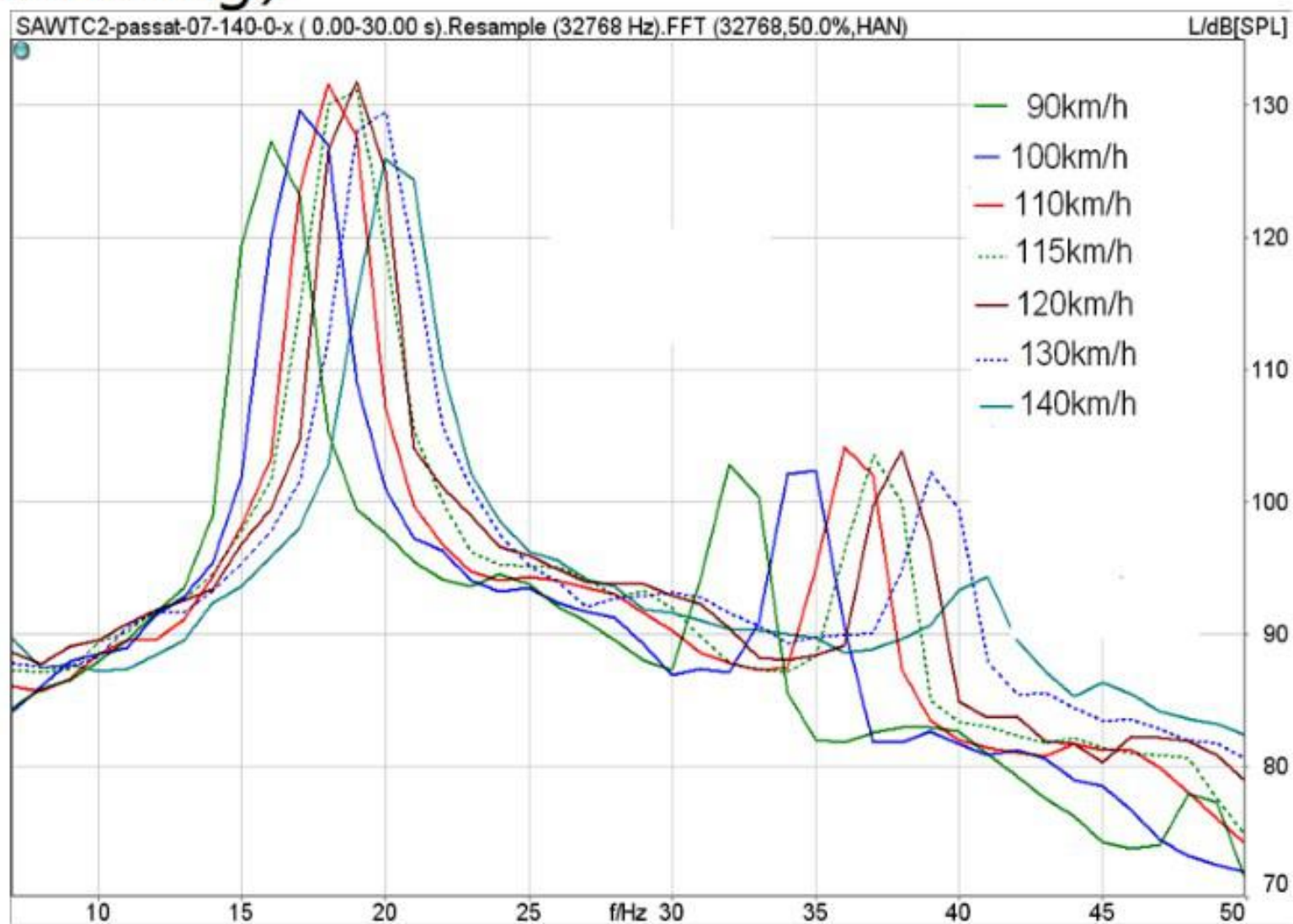
风速110km/h, 0度偏航角,
车内测量雨刮拆除前后的对比

(3) A柱水槽噪声



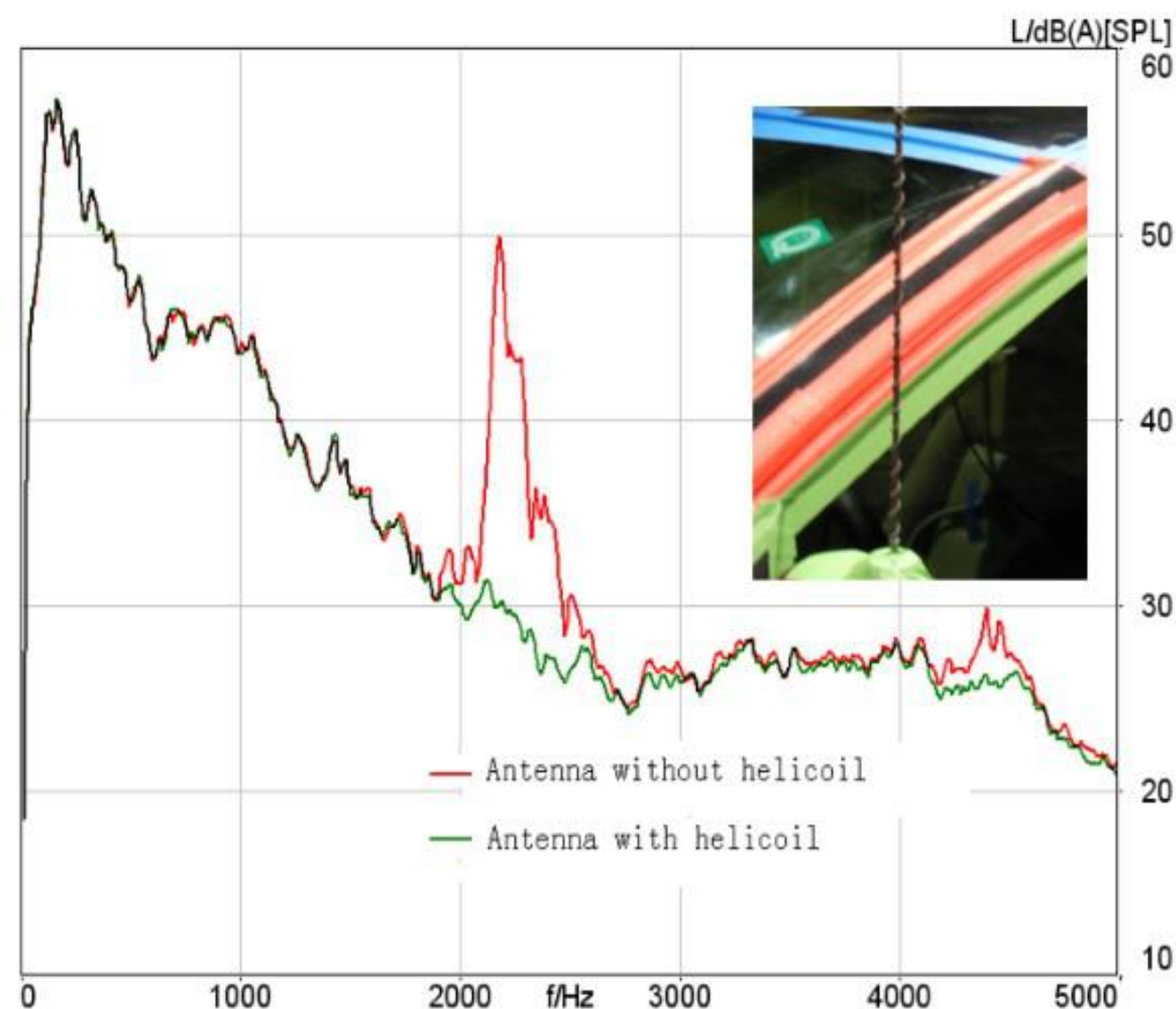
风速140km/h, 0度偏航角,
车内测量, A-柱水槽贴与不贴密封胶带的对比

(4) 侧窗或天窗开启产生的噪声—风振 (buffeting)



0度偏航角, 车内测量,
全开右后侧窗, 不同风速下的对比

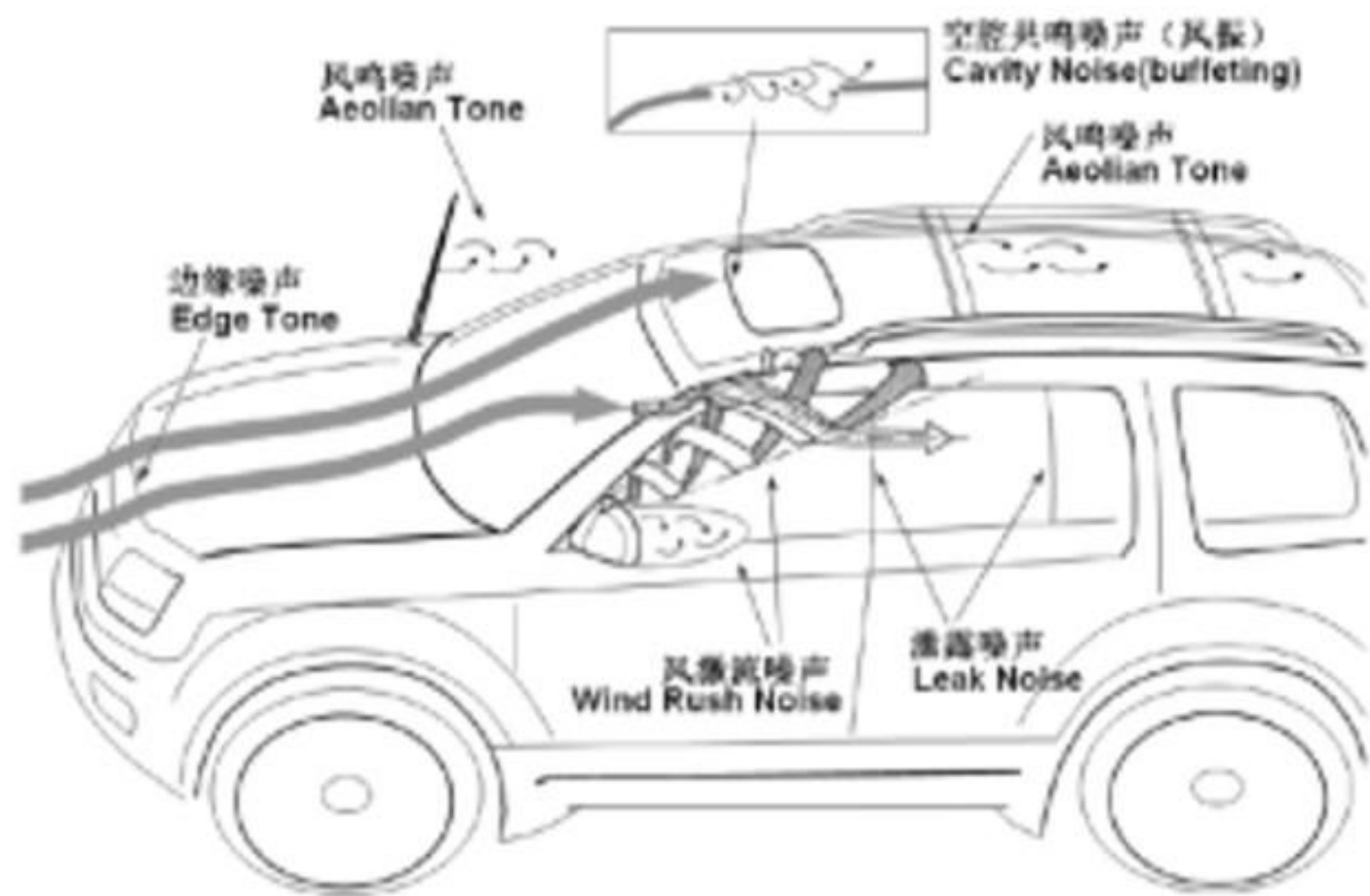
(5) 天线产生的噪声



风速140km/h, 0度偏航角, 车内测量,
天线加与不加扰流螺旋线的对比

气动噪声向车内外的传播

(1) 气动噪声向车内的传播



车表面空气脉动激
发车体结构振动

向车内辐
射噪声

车外空间各气动噪
声源形成的声场

向车内透
射噪声

门窗等密封位置吸
入噪声

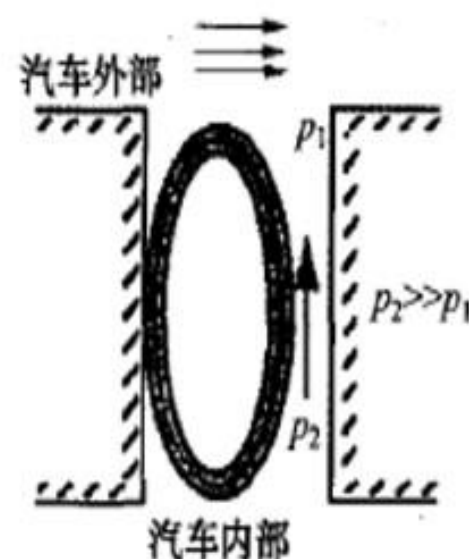
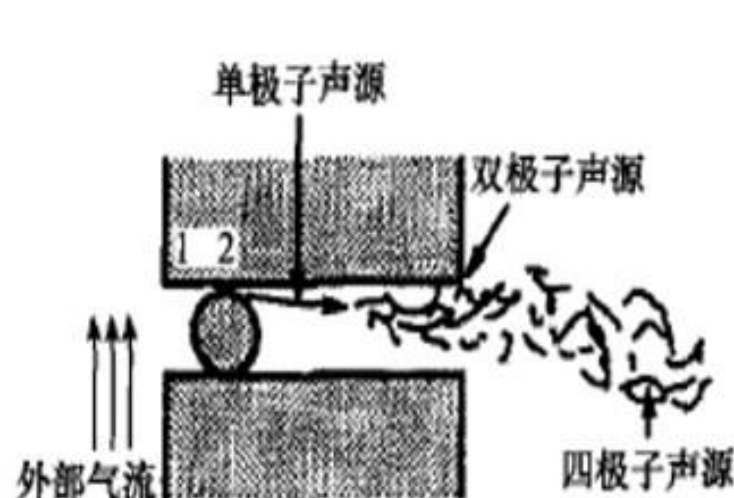
向车内透
射噪声

孔、缝隙等, 结构
变形形成间隙等

向车内透
射噪声

车身密封向车内的气动噪声传递

A. 车身外部由于湍流或者分离流形成的非稳态压力作用在车身密封和车身的配合缝隙处。

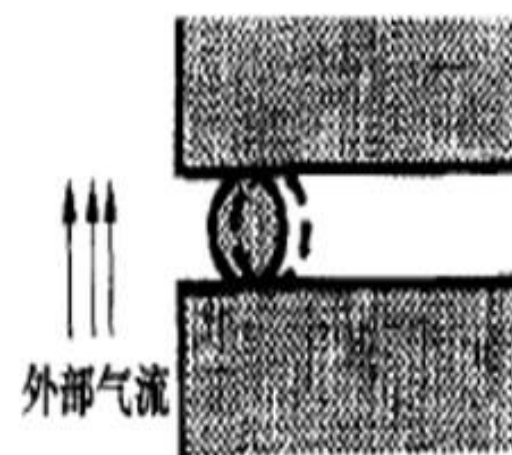


B. 车内的气流微团会在车体内外压差的作用下朝车外流动。微团的碰撞会增大车外流场的湍流度。

C. 车身外部的湍流噪声直接通过密封间隙传播到车内，而没有任何的传声损失。



D. 通常在车身面板之间的结合处或缝隙处会有狭小的空腔，产生空腔噪声。



F. 车外的气动噪声会通过密封系统的低阻抗而传播到车内。

A、B、C >> D、E、F

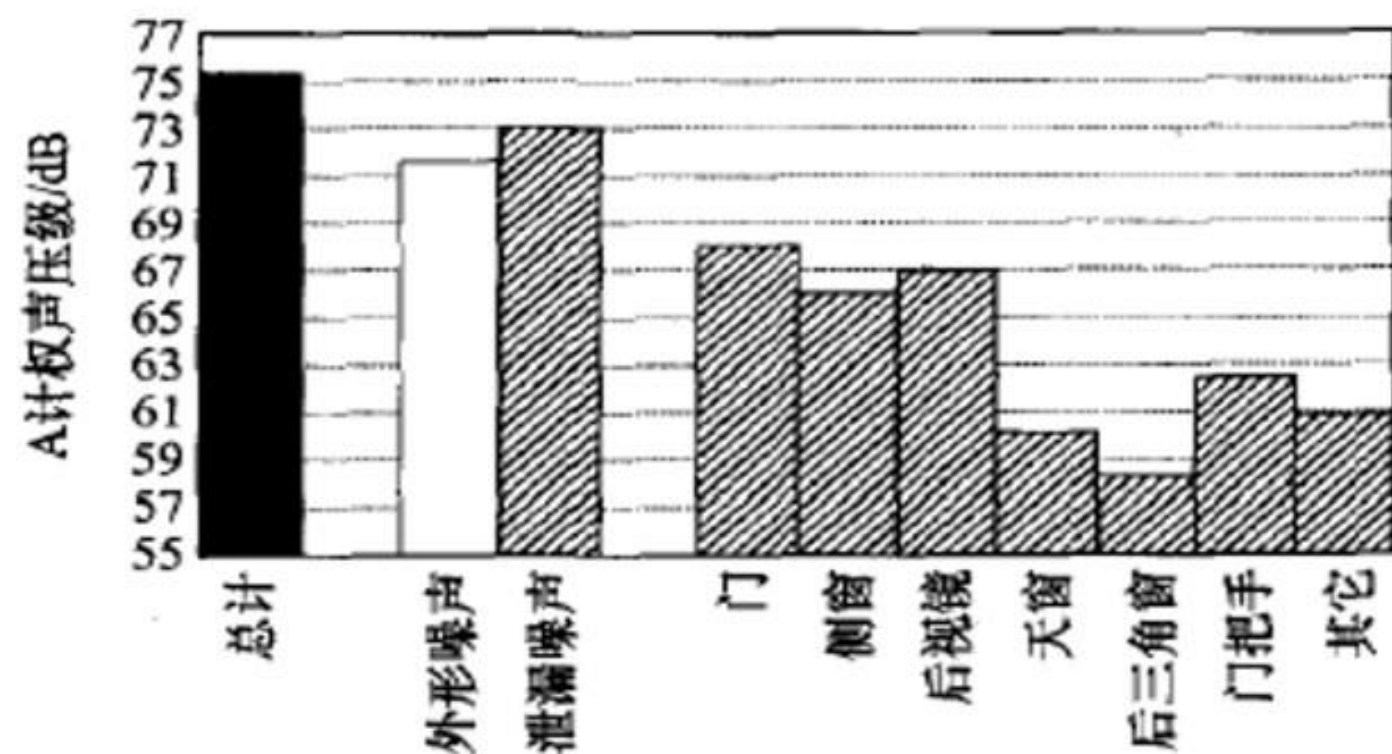


图7 车身各部件密封对车内泄漏噪声的贡献

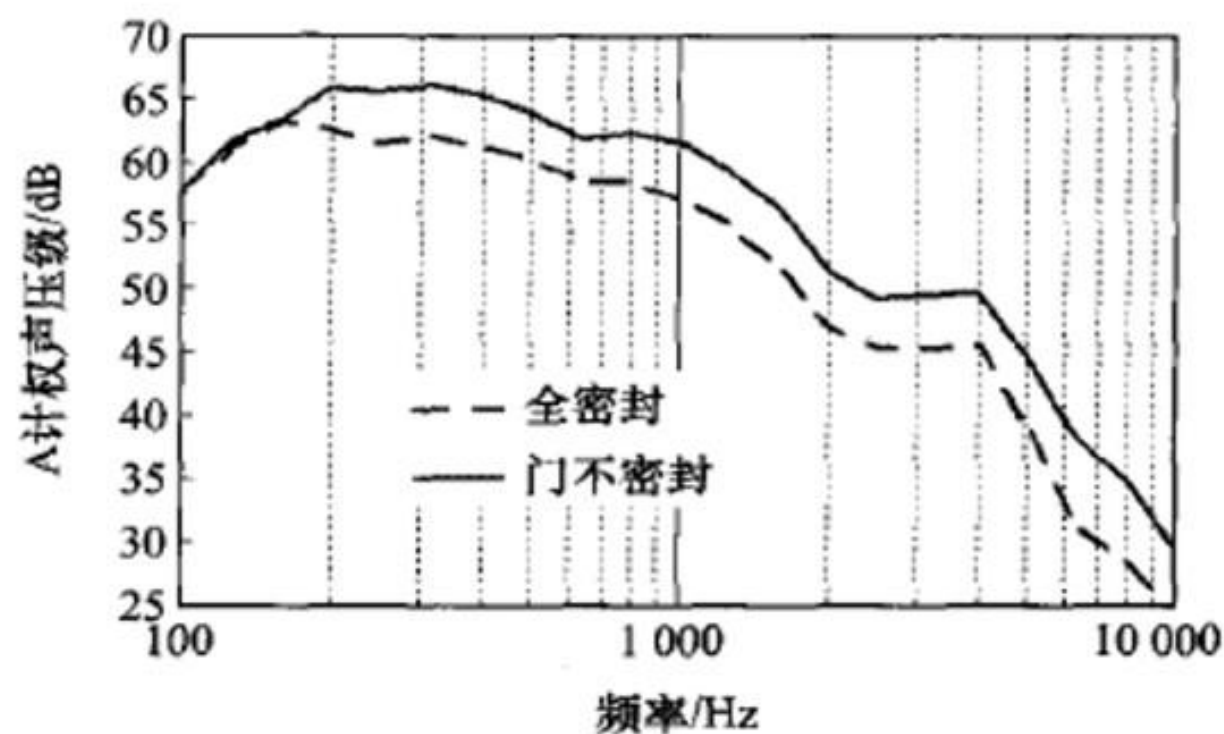


图8 车门密封对车内泄漏噪声贡献的特征频谱

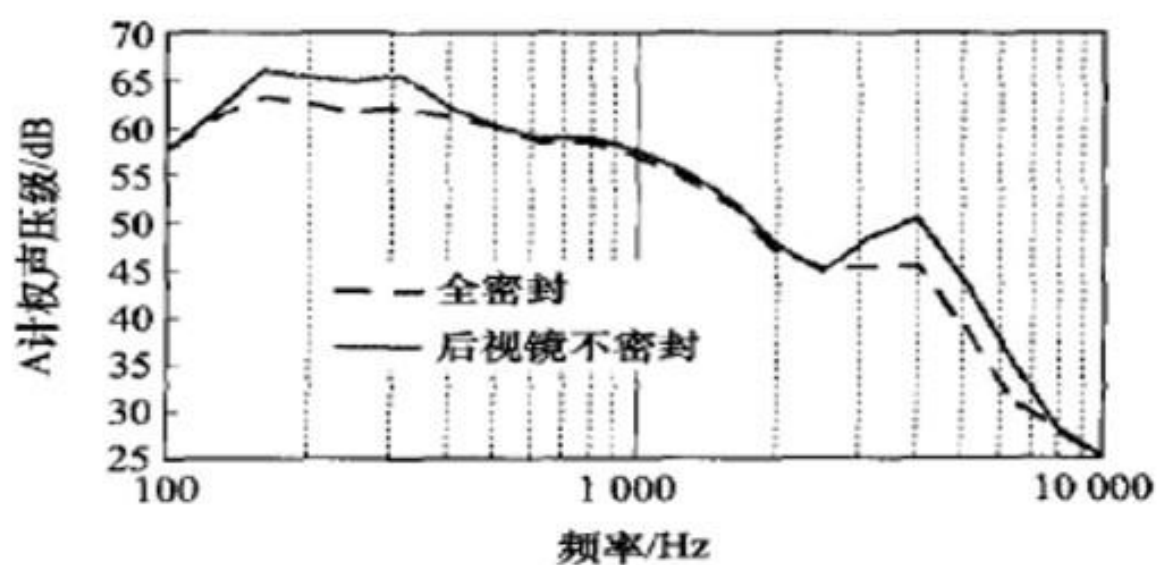


图9 后视镜密封对车内泄漏噪声贡献的特征频谱

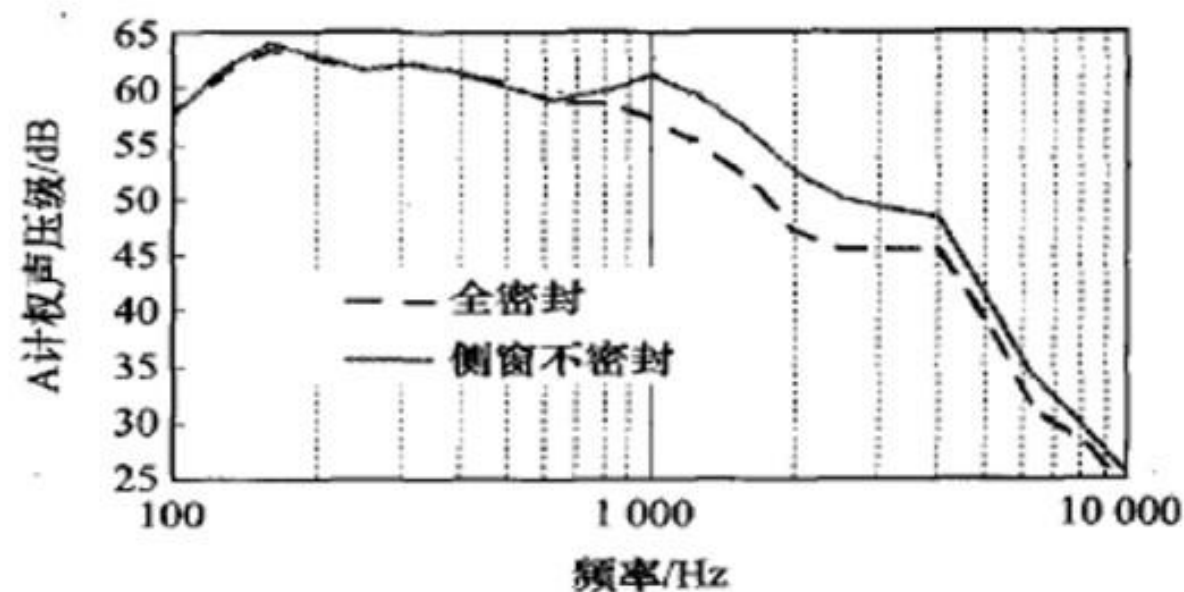
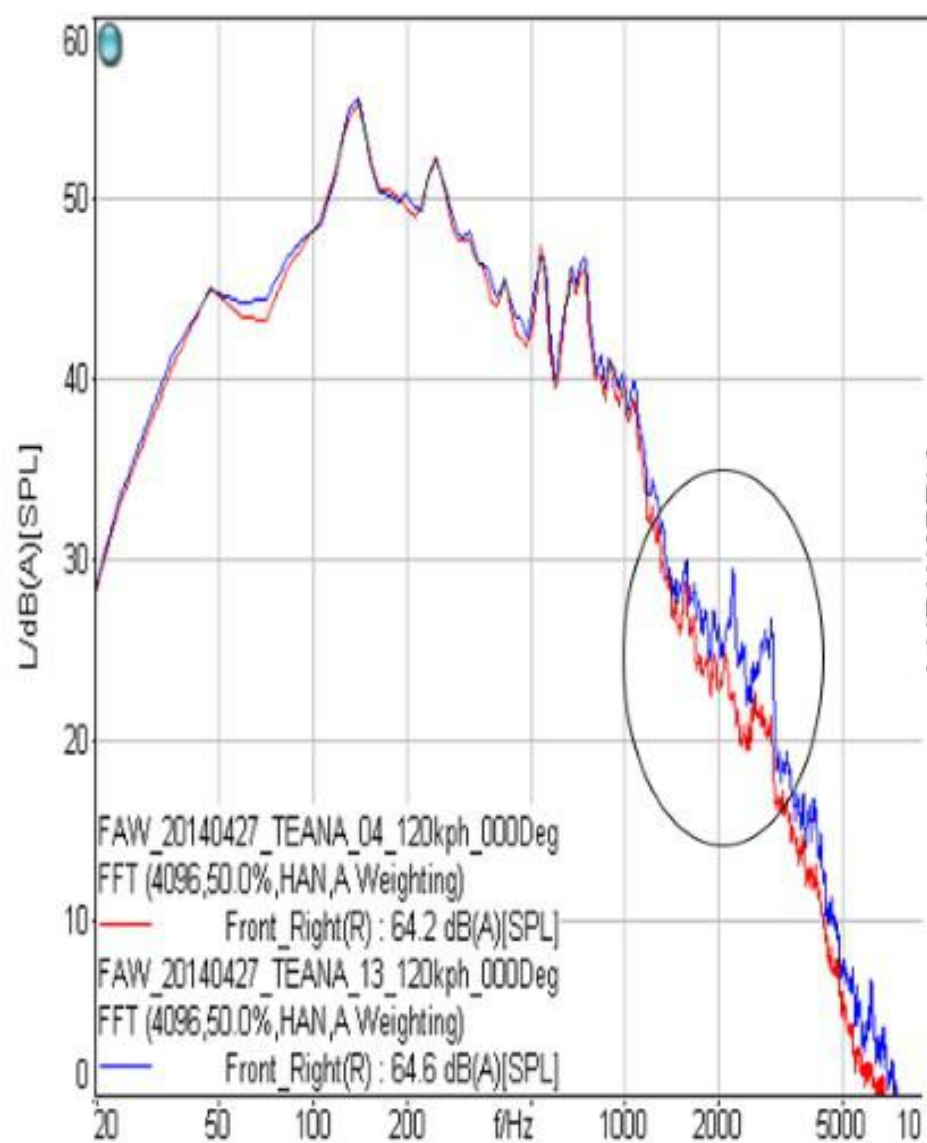


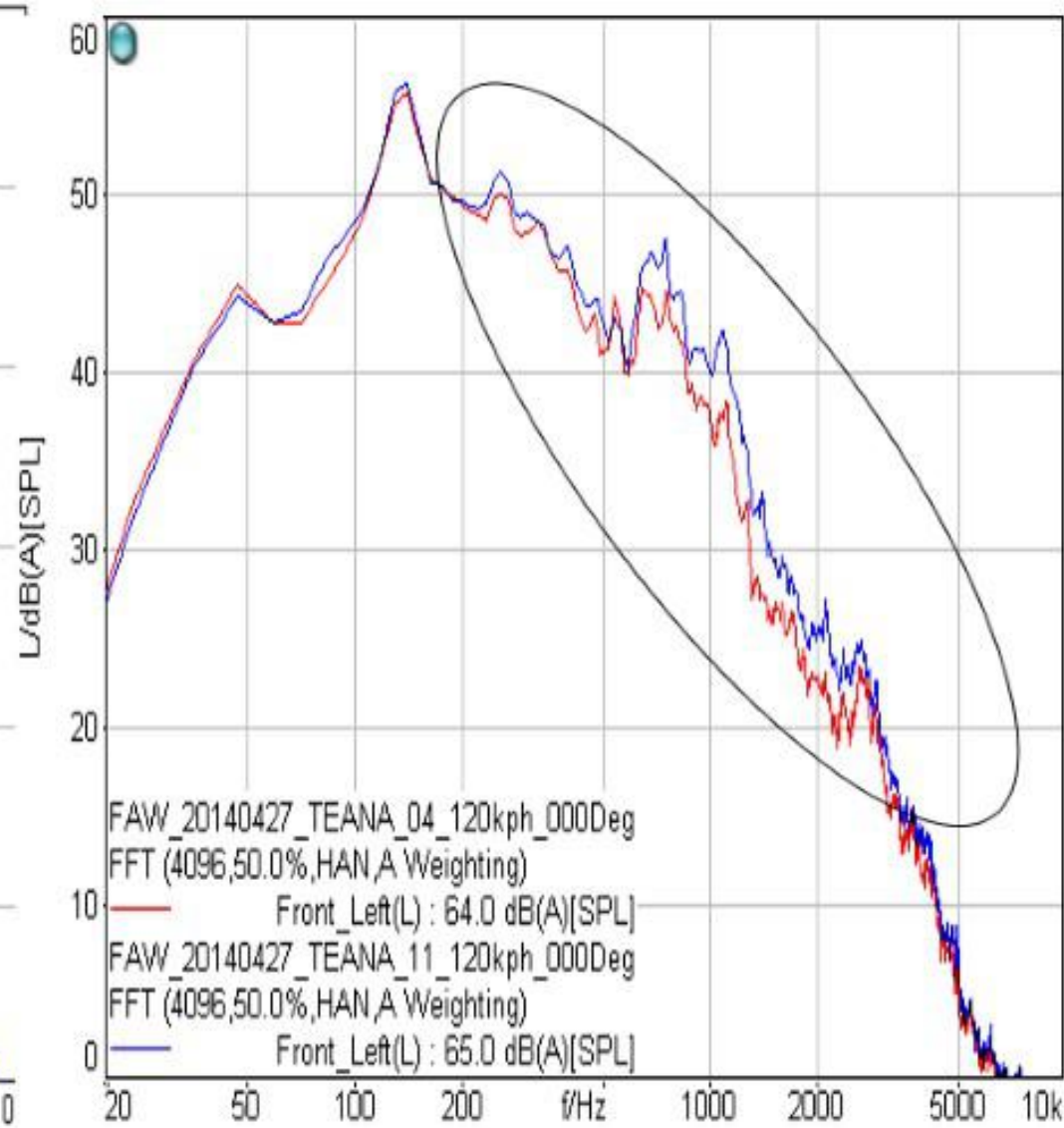
图10 侧窗密封对车内泄漏噪声贡献的特征频谱

测试结果举例：

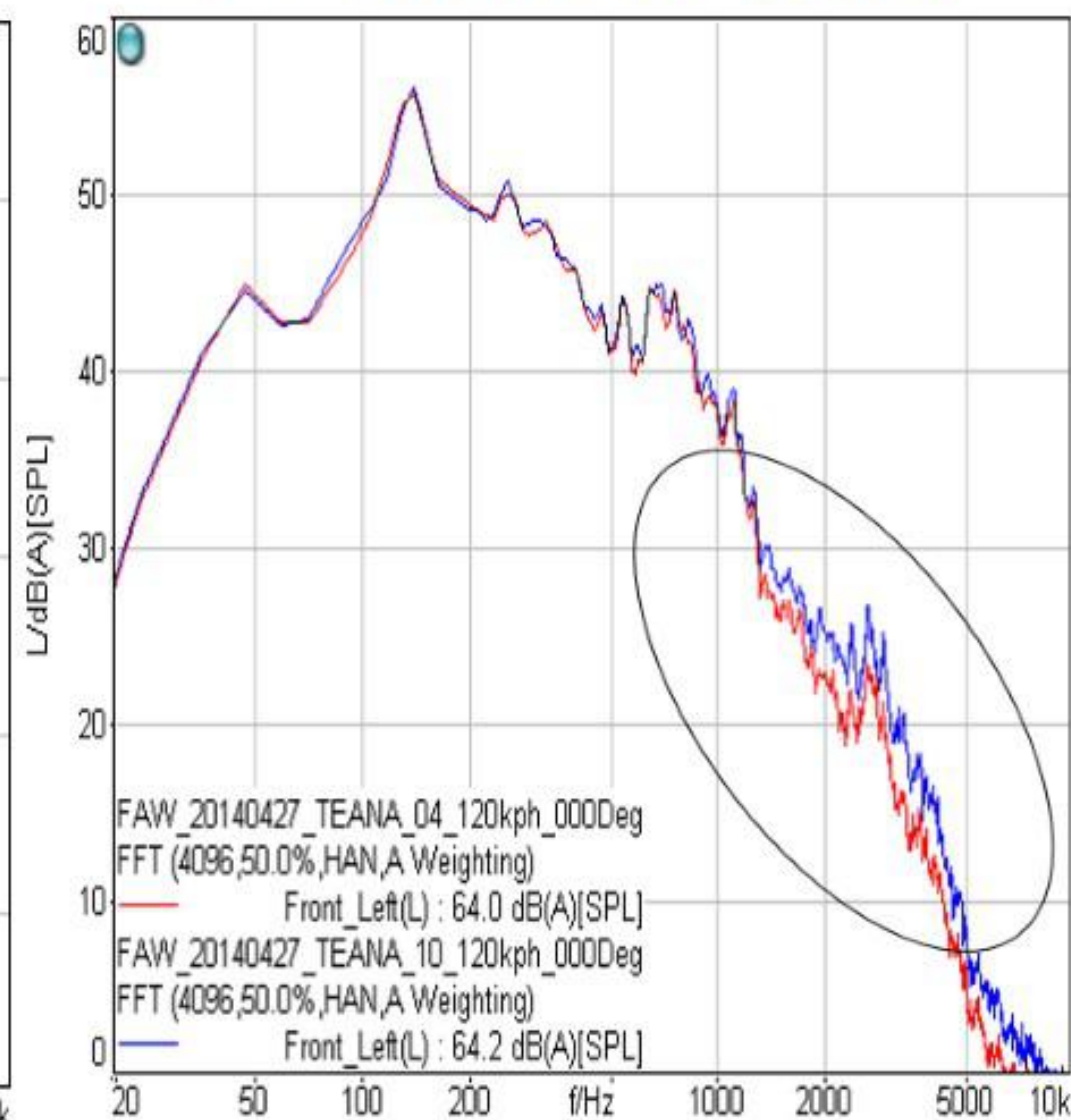
(1) 后视镜密封前后



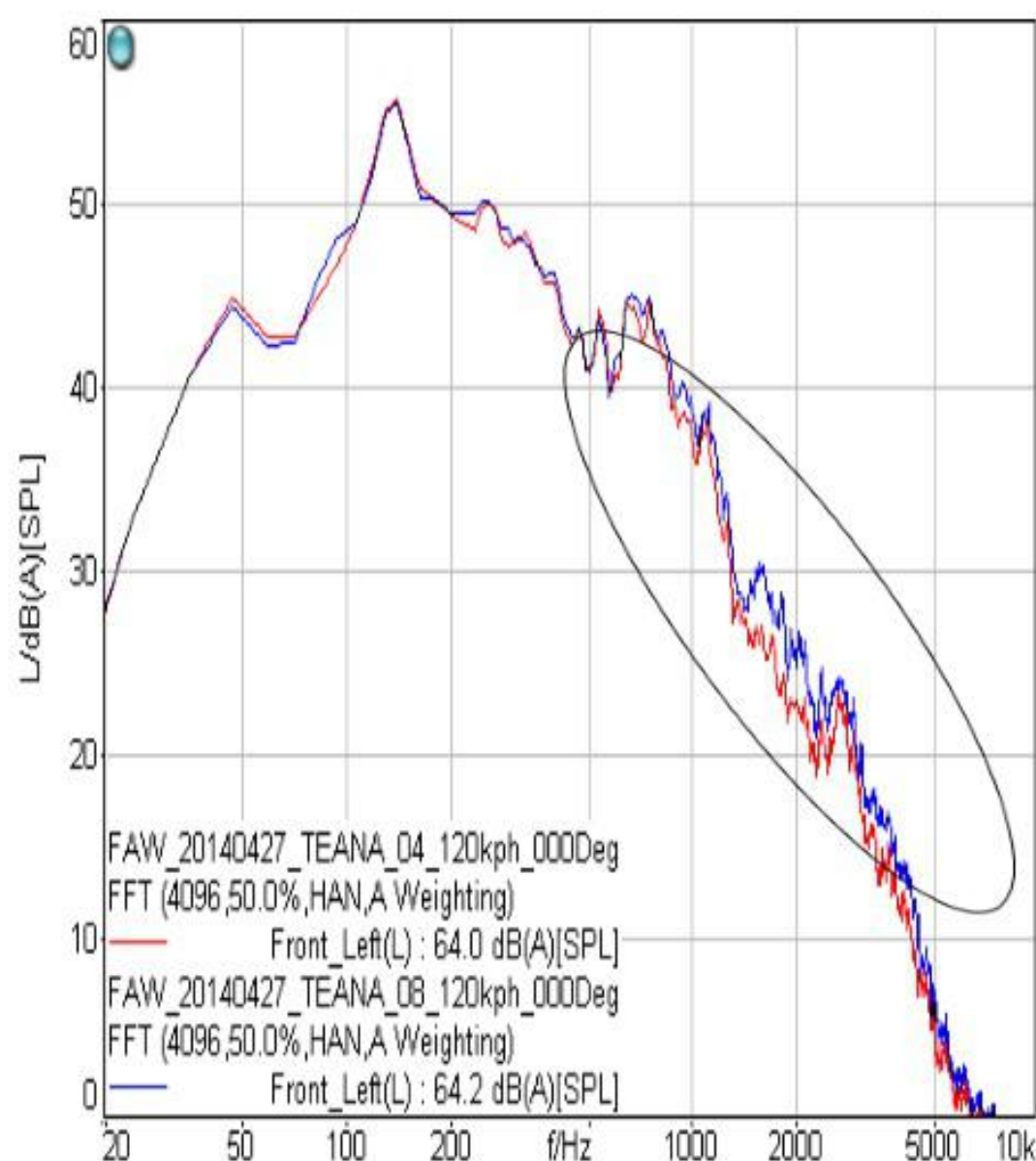
(2) 侧门外密封前后



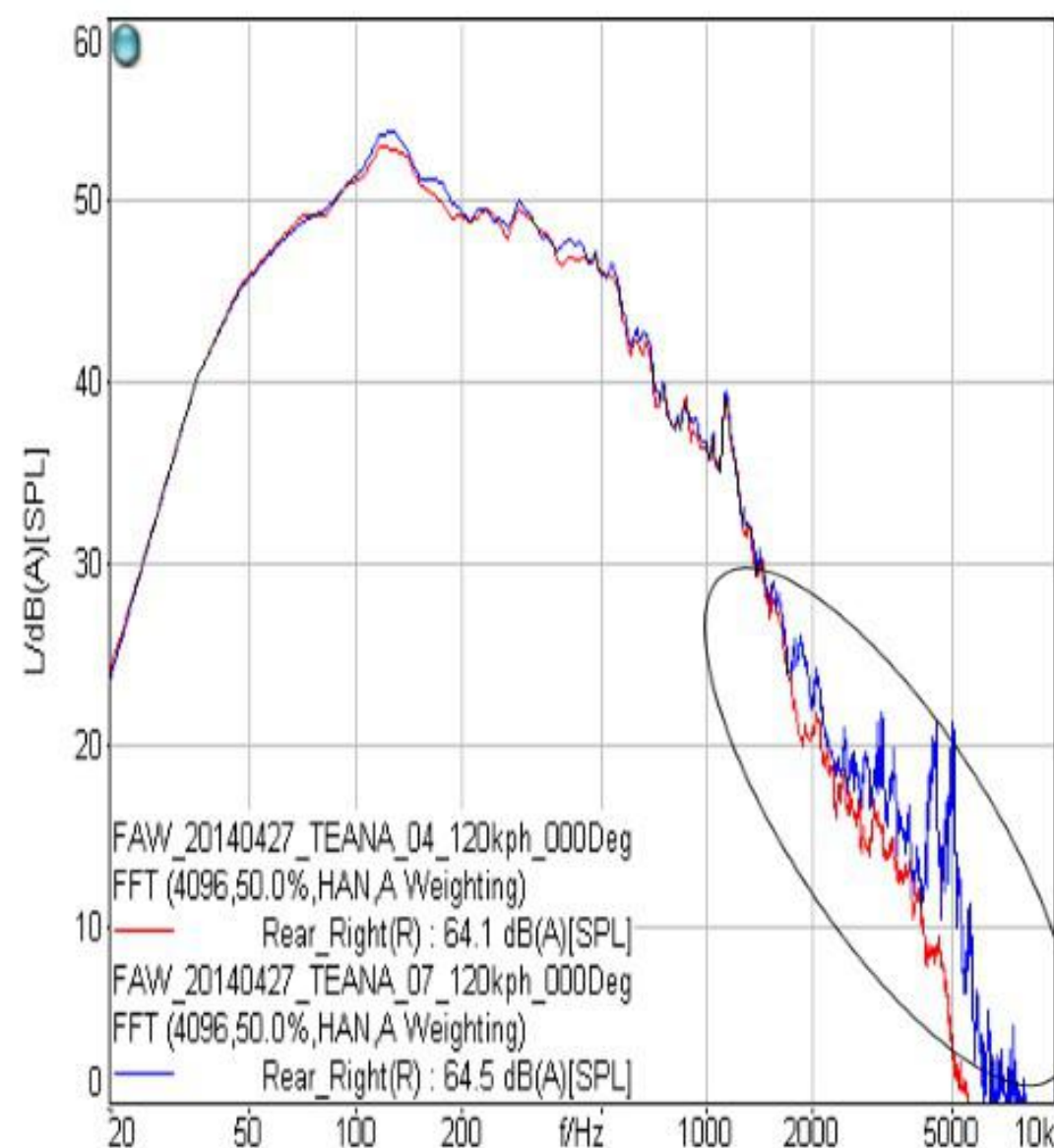
(3) 侧窗外密封前后



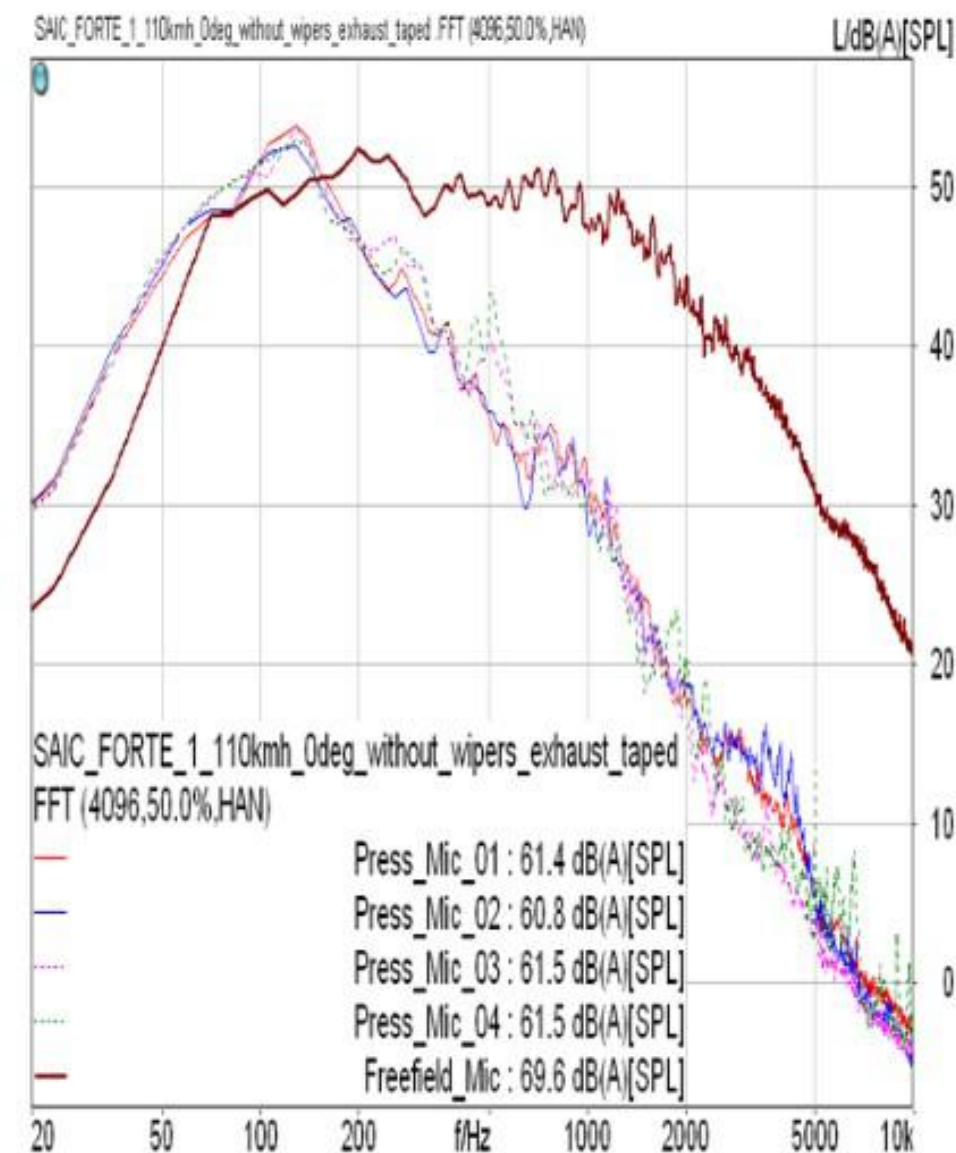
(4) 前后风挡密封前后



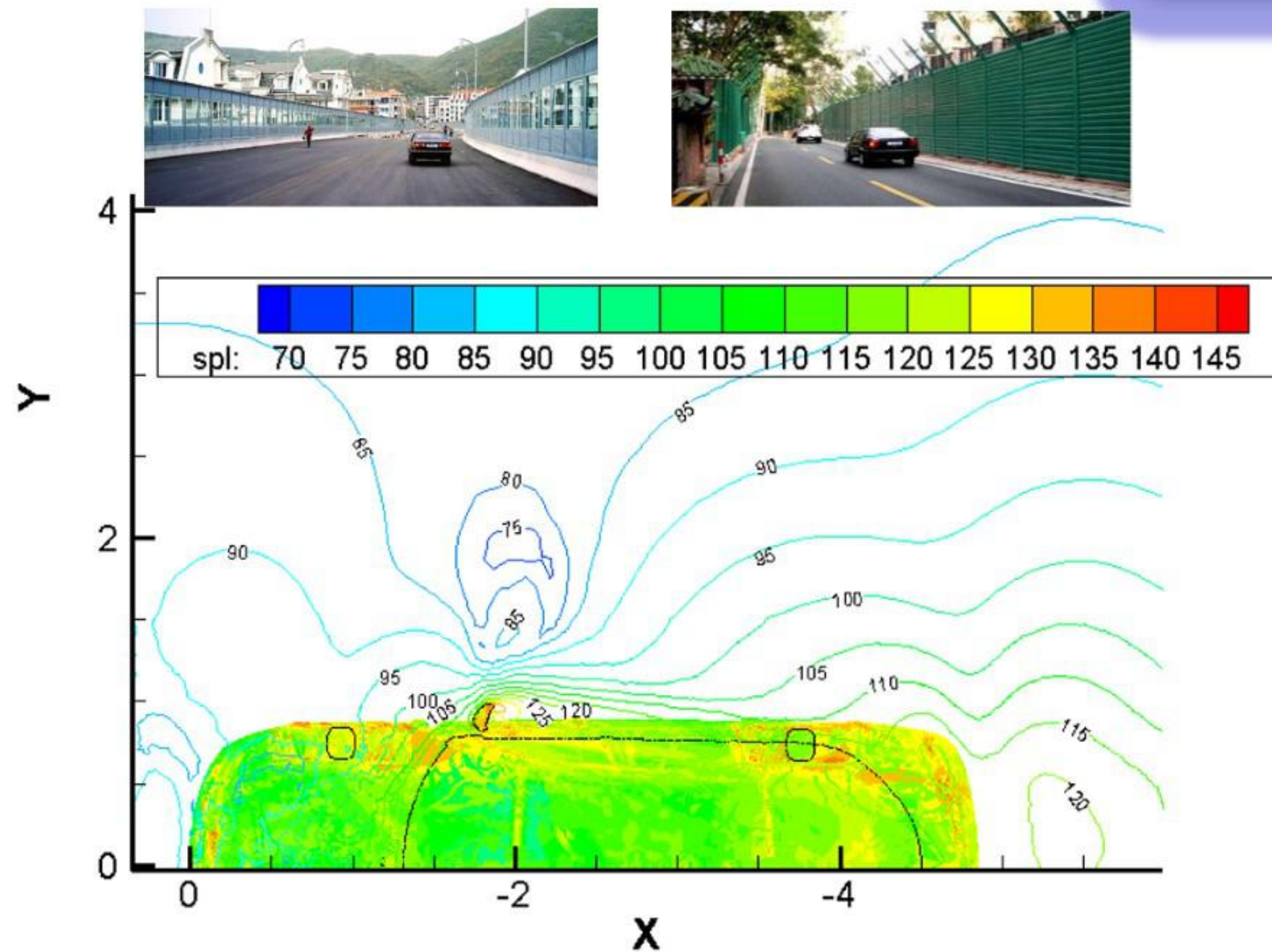
(5) 门把手挡密封前后



(6) 车内外不同位置噪声



(2) 气动噪声向车外的传播



介绍内容

- 一、什么是气动噪声
- 二、气动噪声源描述的理论基础
- 三、基于圆柱绕流的气动噪声问题分析
- 四、基于整车的气动噪声传播分析
- 五、汽车气动噪声问题及产生的原因
- 六、气动噪声研究方法的相互依赖性**
- 七、气动噪声控制
- 八、研发工作设想



气动噪声研究方法及其特点

理论分析方法（解析方法），数值计算方法，实验研究方法

1、理论分析方法

- 一些气动声学现象的机理还不很清楚，难以建立起相应的物理数学模型

- 虽然对有些声学现象可以建立物理数学模型，但是由这些模型得到的偏微分方程很难求解。

半经验方法：是在大量实验和实测基础上结合理论分析得到的半经验预测方法。

2、数值模拟方法：

两种方法：

- 计算流体力学+气动声学（声类比方法），近场：CFD模拟，远场：声类比方法模拟。

缺点：湍流模型不完善，小尺度湍流模拟更不准确，也受计算容量和速度限制，高频计算误差大。

- 将流场和声场统一，求解N-S方程模拟声的产生和传播。远场和高频计算都需要高的计算机容量和速度，目前难以满足。

3、实验方法

- 实测实验（路试）：较真实的结果，但受其它噪声源、实验环境影响，无法分辨车内气动噪声成分等。

- 风洞实验：环境可控，无外界环境影响，稳定、可重复等优点。

发现问题，解决问题
验证理论和仿真结果

理论方法还远不能解决气动声学的许多实际问题！

数值计算还不完善，
结果需要验证！

气动噪声研究的有效手段！

风噪风洞试验特点

技术方法	设备
车内声压测量	传声器 人工头
车表面脉动和 声压测量	表面传声器
外场和车内声 源识别测量	传声器阵列
开窗法	传感器+胶布 带



源及传播在车内的总特征体现，不能区分源和传播路径特征，更不能反应各个独立源和传播路径的特征



理论上可测量局部信息。但（1）测量的量包括流体脉动和声波动量，较难将两者分离；（2）逐点测量工作量太大，几乎不可能

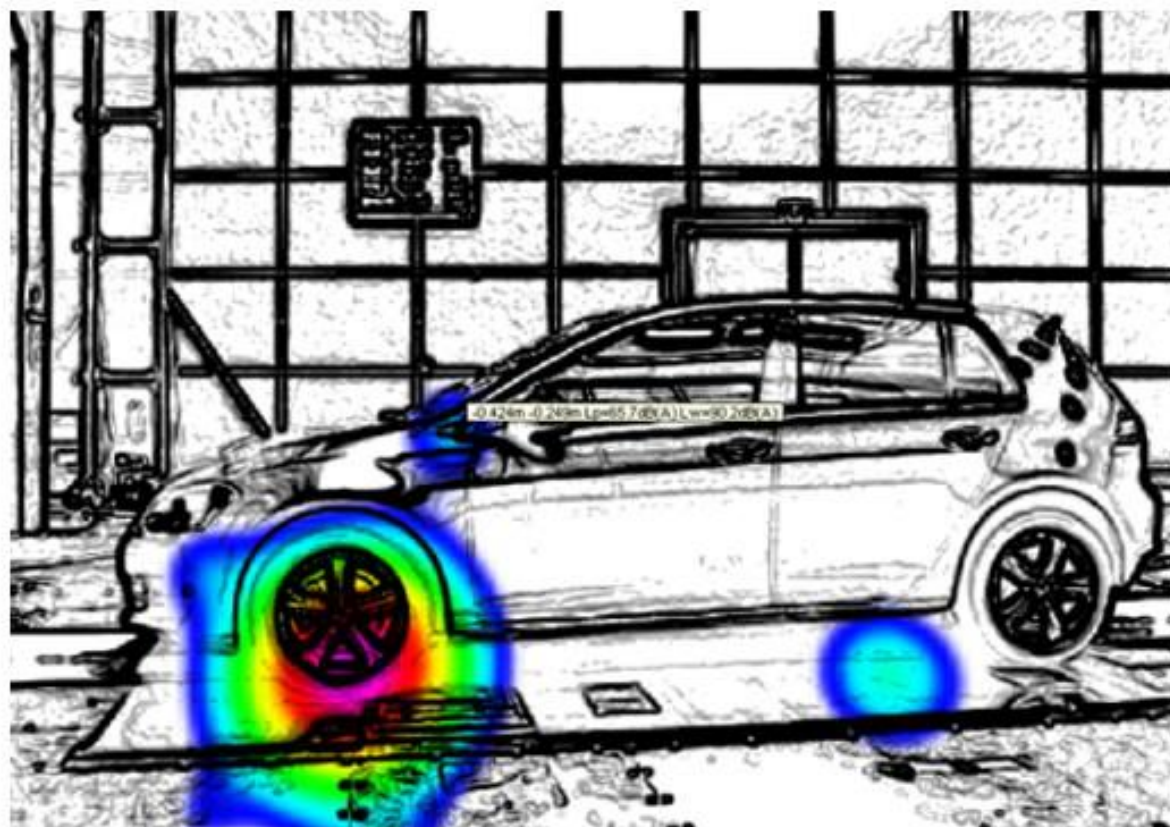


空间分辨率、频率分辨率等较低，难以得到源的细节信息



诊断密封信息，要测量局部信息工作量很大，只能给出相对差异，给不出绝对信息

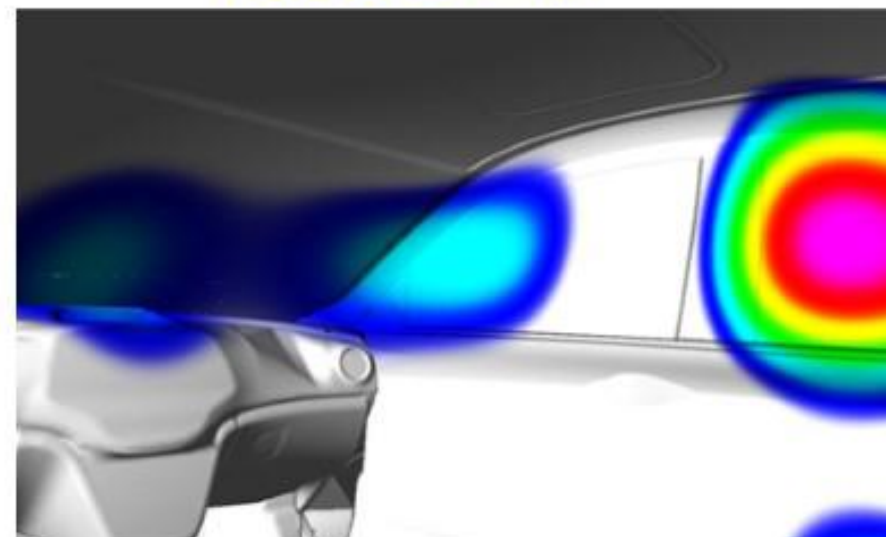
外场和车内声源识别测量



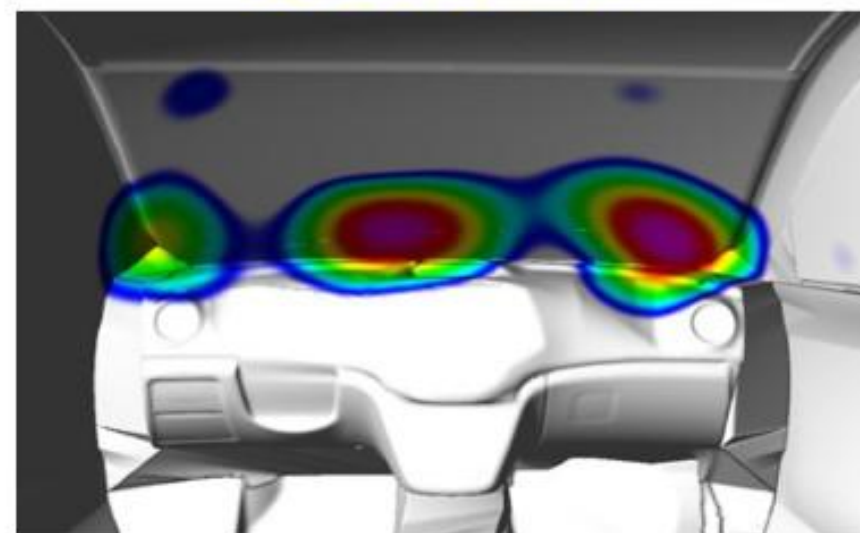
车外声源识别

给出一定声源位置，但空间分辨率低，对源的识别有一定的局限性

1800Hz左右



3500Hz左右



车内声源识别

风洞试验总结

优点

环境可控
数据可靠

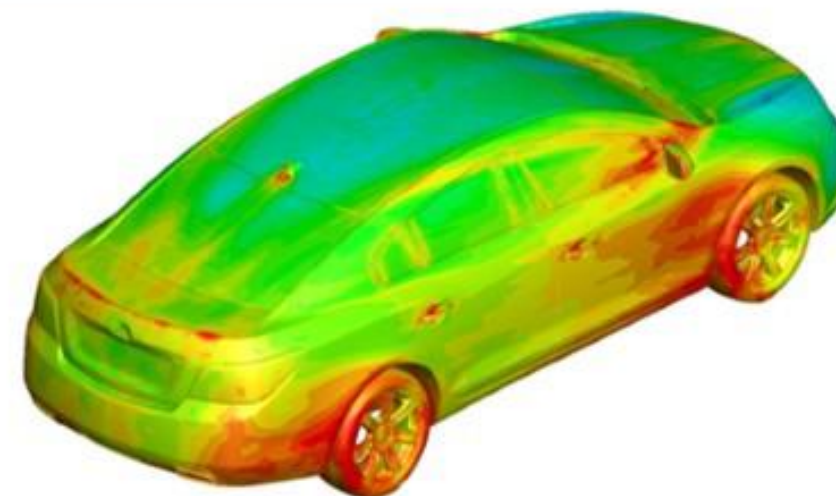
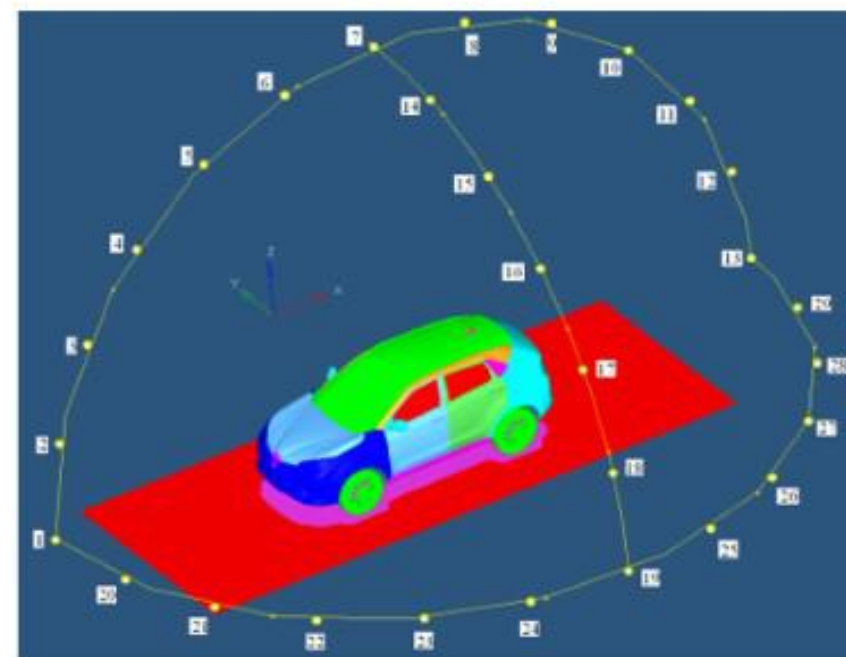
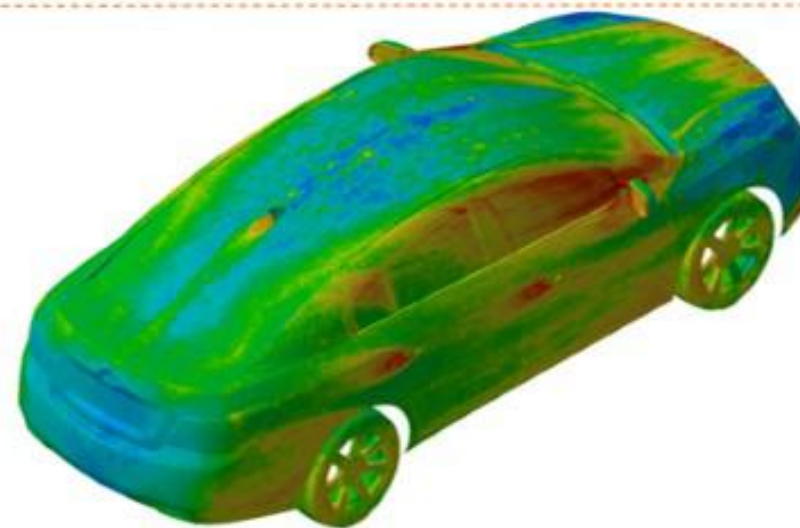
局限性

- 1、反映源和传播路径的总特征
- 2、不能区分源之间、传播路径之间独立特征
- 3、难以获得局部细节信息或者无法获取
- 4、获取的有些数据有限，如声泄露、声源识别

总之，难以了解细节和全面信息，对其的认识和改善不够。

数值仿真的特点

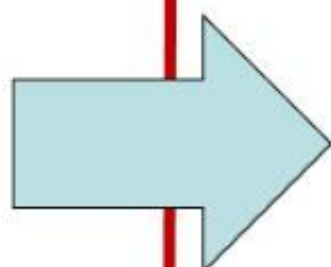
- 1、可以了解源及其声传播的所有特征
(利用气动、有限元方法、统计能量方法可实现)
- 2、计算的准确度受目前方法的限制, 也会随采用的方法、网格处理、研究人员的经验等变化。但目前给出一个趋势和方向基本上是可以的
- 3、有些模拟不能进行或误差太大, 如密封
- 4、在初步设计阶段、大问题诊断仿真有一定优势, 对细节小优化要根据具体问题确定
- 5、可以进行优化方向判断, 指导优化试验



理论方法的作用

通过试验可以发现许多现象和问题，也可以解释它们，但有些现象或问题出现解释不了……

仿真计算可以得到结果，这也仅是完成20%的工作，后续还有大量的分析工作……



流动理论

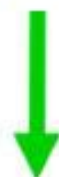
伯努利方程

边界层理论

流动与涡

……

由流动解释声



声学理论

一般形式的非齐次声学波动方程

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = \frac{\partial Q}{\partial t} - \nabla \cdot f_0 + \nabla \cdot \nabla T_{ij}$$

涡声方程

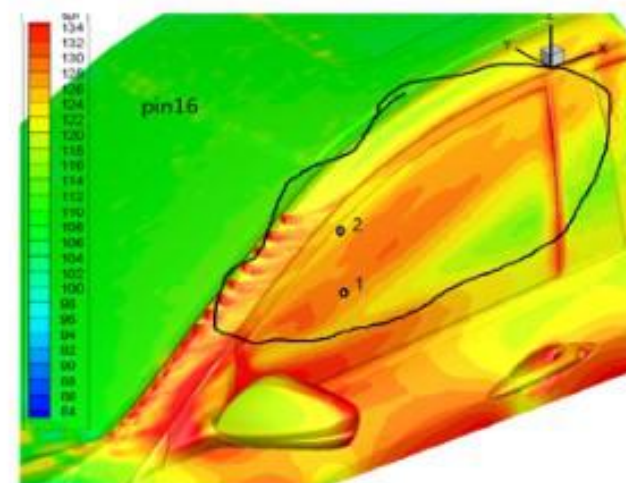
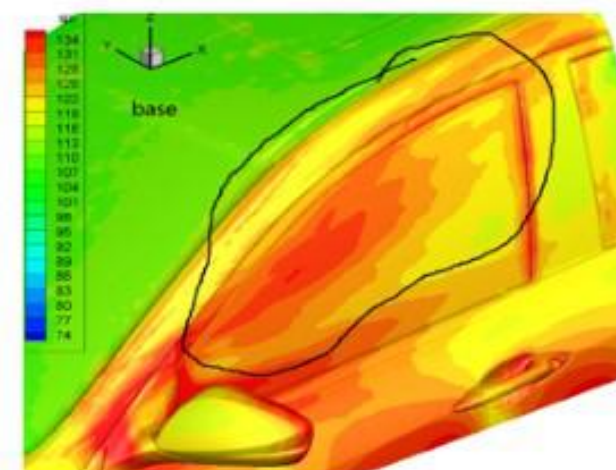
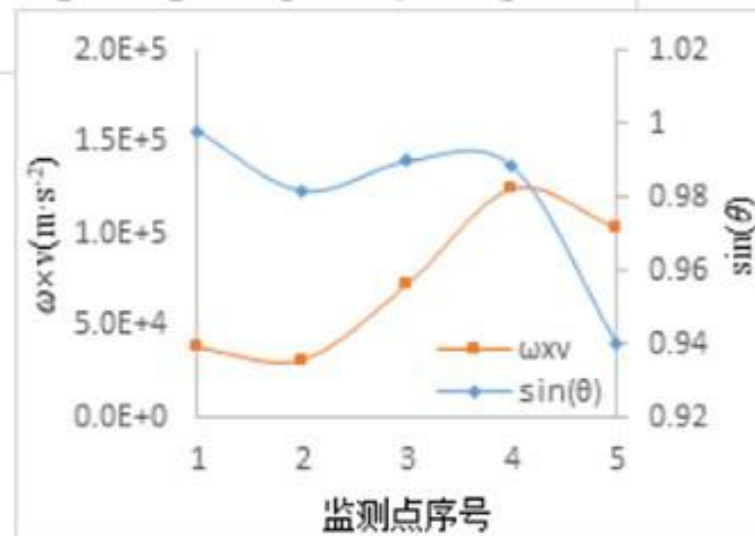
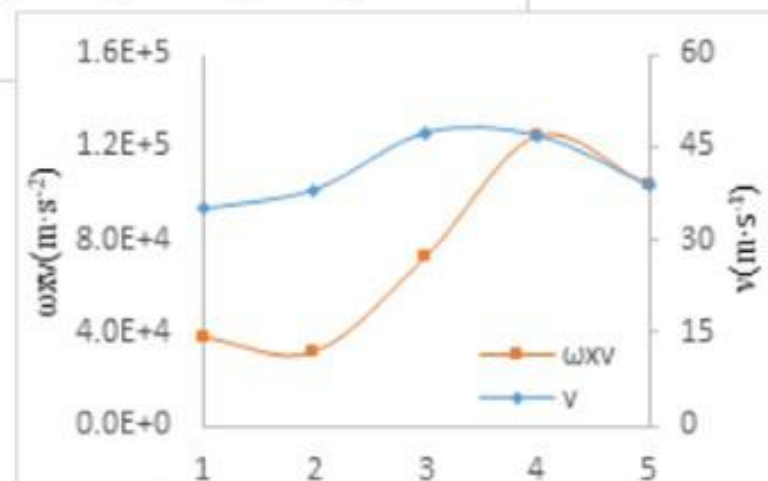
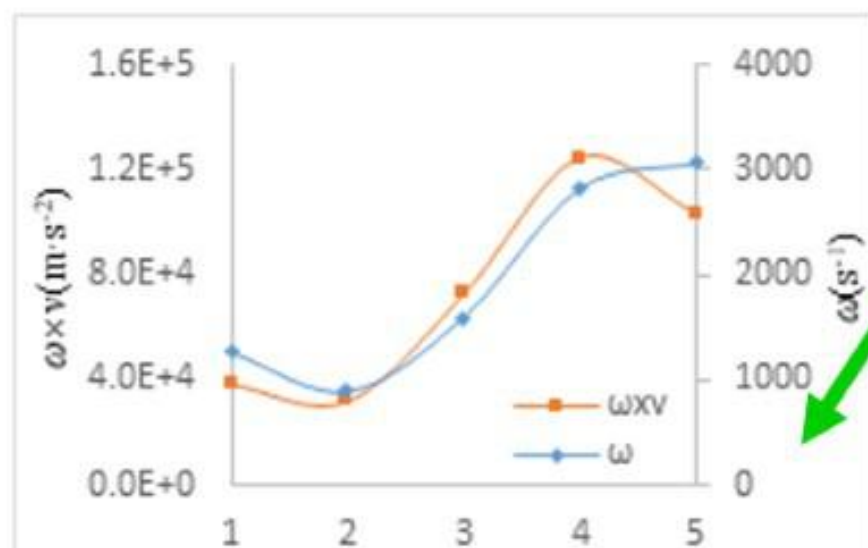
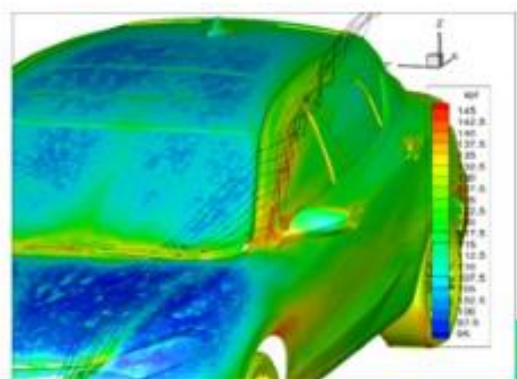
$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \rho = \underbrace{\nabla[\rho(\vec{\omega} \times \vec{u})]}_{\text{偶极子}} + \underbrace{\vec{u} \frac{\partial \rho}{\partial t} - \frac{u^2}{2} \nabla p}_{\text{单极子}} + \underbrace{\nabla(p - \rho c_0^2 + \rho \frac{u^2}{2})}_{\text{四极子}}$$

找声和流动的关系

不仅用常规的方法描述流动和声，如压力场、速度场、声压分布，还要根据理论寻找更有效的描述手段

理论方法的作用

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \rho = \underbrace{\nabla[\rho(\vec{\omega} \times \vec{u})]}_{\text{偶极子}} - \underbrace{\vec{u} \frac{\partial \rho}{\partial t} - \frac{u^2}{2} \nabla p}_{\text{单极子}} + \underbrace{\nabla(p - \rho c_0^2 + \rho \frac{u^2}{2})}_{\text{四极子}}$$



风噪风洞试验：从总体上对风噪进行评估和做一定的改善研究，但缺少细节信息；

风噪仿真：理论上可以了解任何信息，但准确度不高，可以给出较正确的趋势，最好用试验验证，仿真的结果可以指导试验；

试验中的现象和数据、仿真的结果分析，都要依赖理论方法指导。

要解决风噪问题试验、仿真和理论三手段要有机结合。

介绍内容

- 一、什么是气动噪声
- 二、气动噪声源描述的理论基础
- 三、基于圆柱绕流的气动噪声问题分析
- 四、基于整车的气动噪声传播分析
- 五、汽车气动噪声问题及产生的原因
- 六、气动噪声研究方法的相互依赖性
- 七、气动噪声控制**
- 八、研发工作设想



传播路径

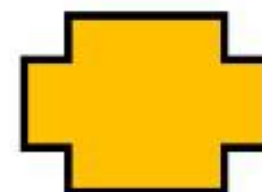
平滑处理

避免突出、沟槽

密封处理

结构隔声和 车内吸声

减振降噪 减小振动声辐射



主动控制

解决的核心问题

气动
噪声问题

外部气动
+ 噪声源

- 1、识别流动+噪声问题
- 2、提出控制措施...

CFD, CAA

- 1、薄弱传递路径识别
- 2、隔声部件加强和合理整车布置...

SEA

- 1、车内外压差分布分析
- 2、密封位置非稳定流动特性分析
- 3、设计和制造中的孔隙和制造精度...

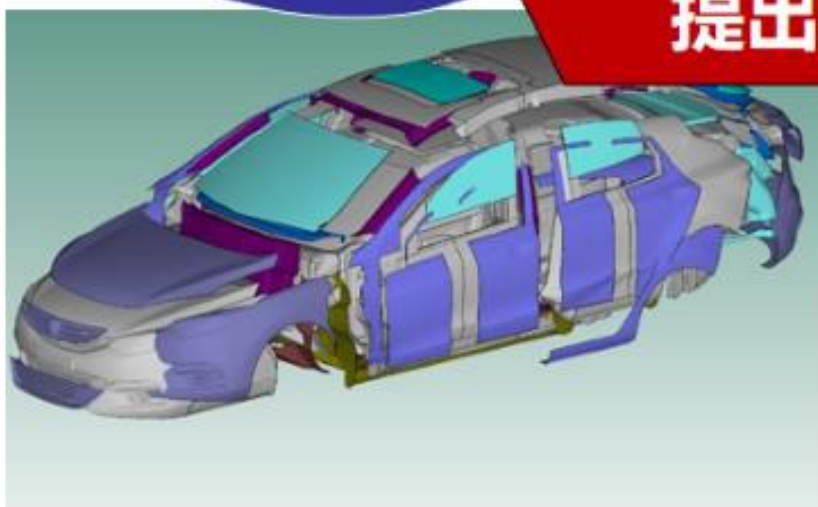
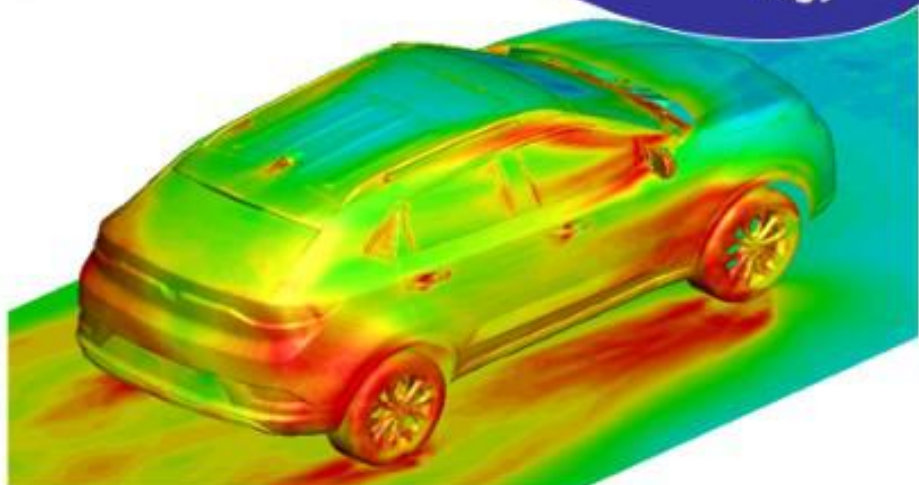
CFD
风洞试验

车身结构
传递

难点：
识别流动和噪声问题/建立分析方法
提出有效控制措施/建立理论或技术方法

车体密封
或空隙

80 83 86 89 92 95 98 101 104 107 110



(1) 噪声源控制

A柱的优化设计

- A柱的圆角半径要尽量大，和车窗间避免大的台阶，从而降低流动速度和分离流动的湍流强度

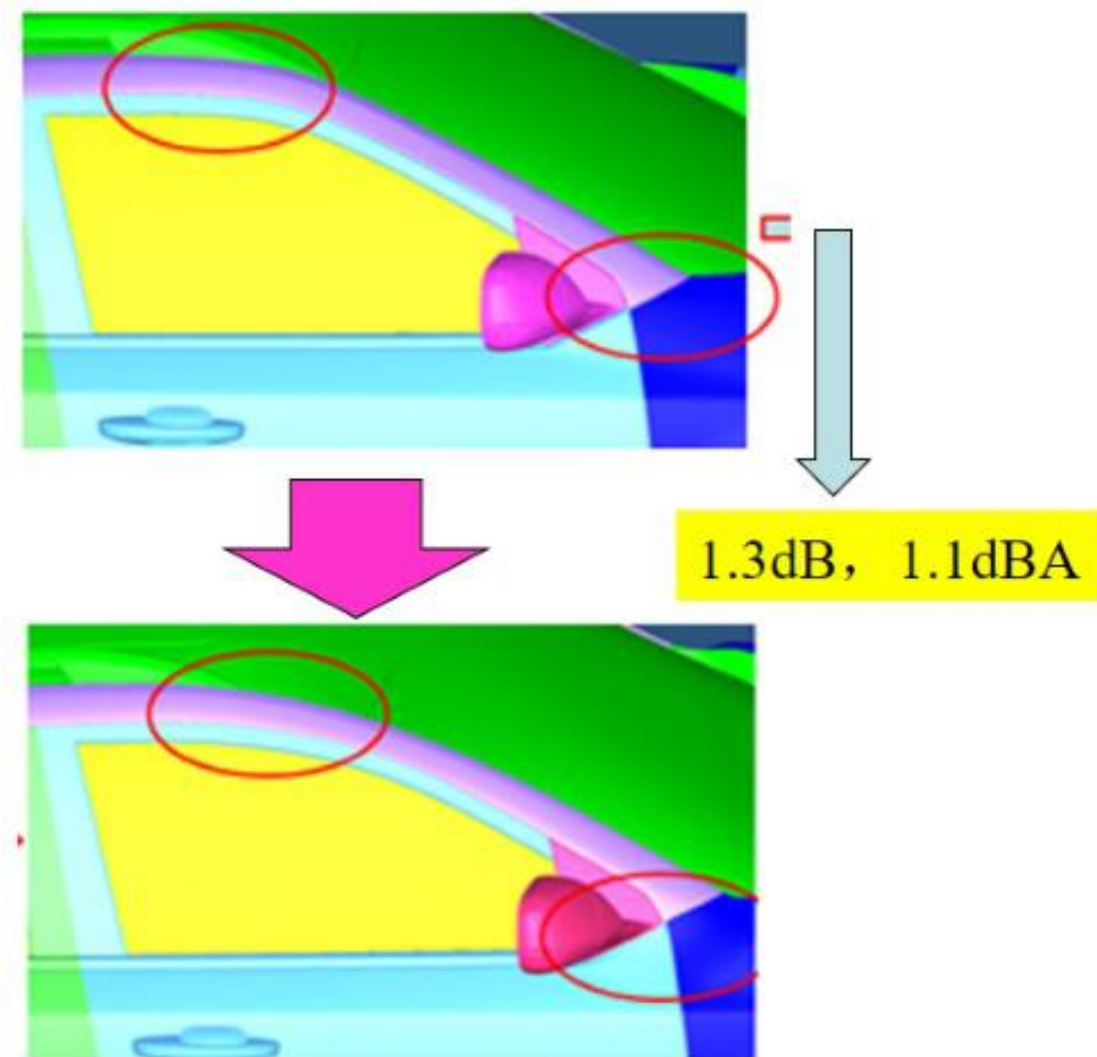


悍马

小角度倾斜的A柱产生的声压级比大角度要低得多



马直达2



后视镜优化设计

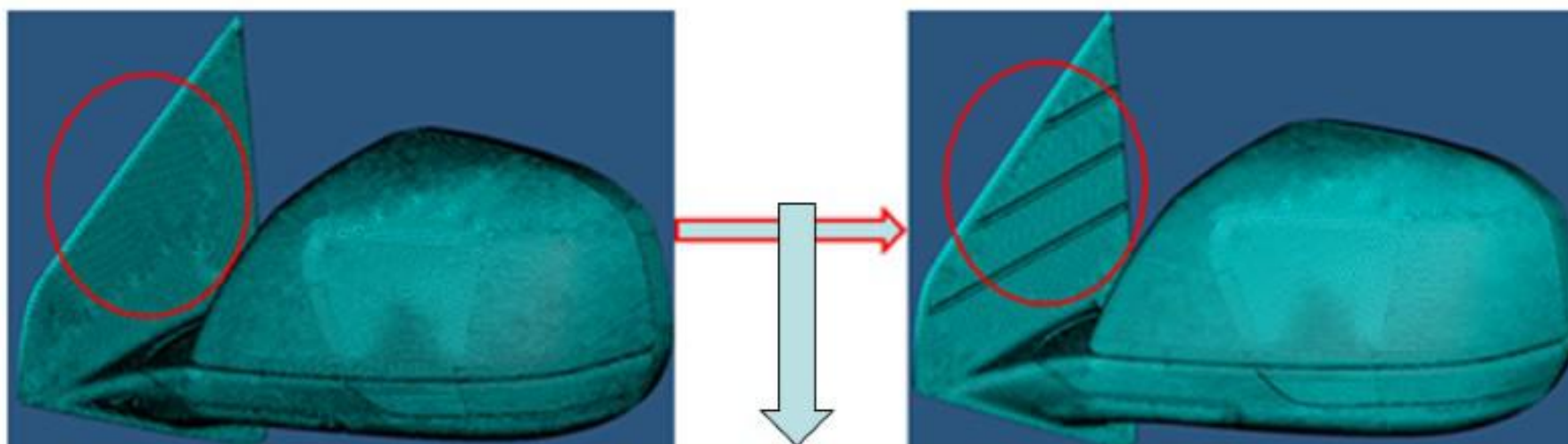
外后视镜是高速流场中的钝体，风噪声水平较高

外后视镜形状需要仔细设计，避开脉动压力能量峰值，使风噪声最小化

- ❑ 转折处的圆角半径设置为3~5mm
- ❑ 避免开孔与开缝
- ❑ 可折叠式的后视镜的折叠缝隙需要密封
- ❑ 后视镜与车身的连接也需要密封



附加件



1.0dB, 0.6dBA



天线-附加件

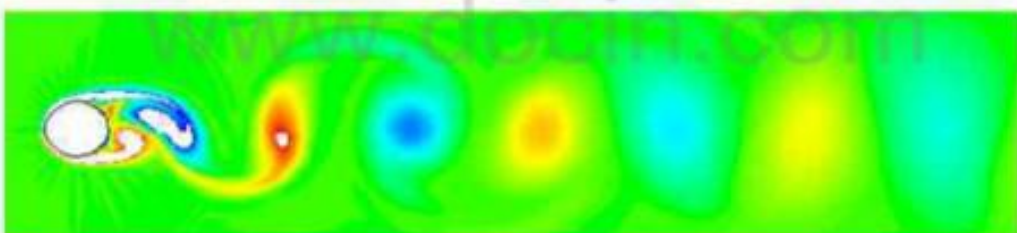
忽略锥度，把天线看成简单圆柱体形状

噪声源由于周期性的卡门涡

卡门涡为偶极子声源

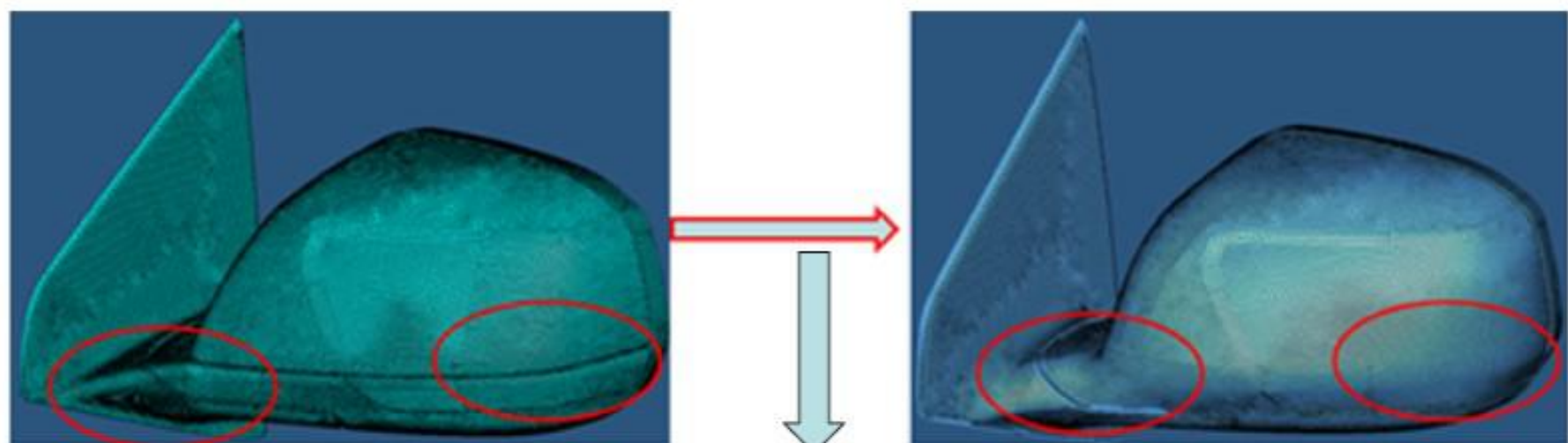
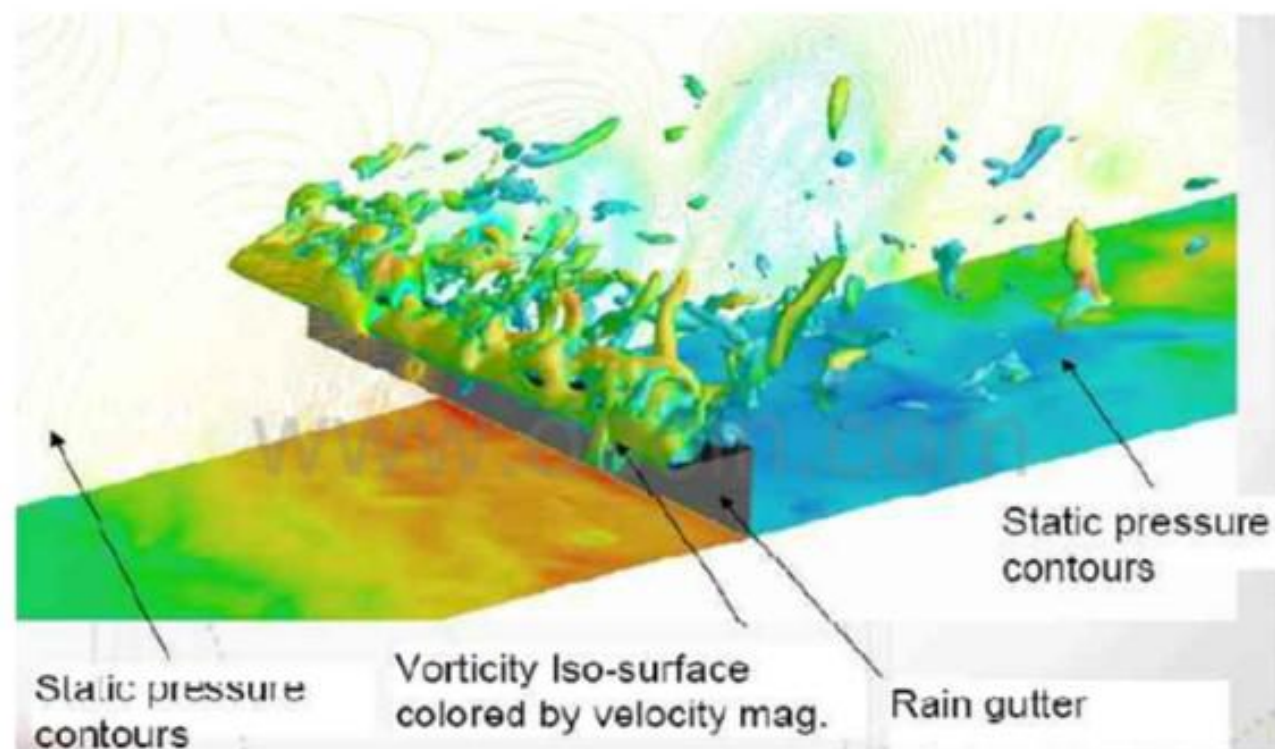
降低天线风噪声的方法是：

干扰圆柱绕流，标准方法是将天线上缠绕螺线



突出和沟槽

暴露的雨水槽周围流态



0.5dB, 0.9dBA

雨刷设计

(1) 将雨刷藏在发动机盖后缘下方



雨刷工作室一般不考虑其噪声，它会被雨水冲击噪声和轮胎湿路面噪声覆盖。

(2) 雨刷低气动噪声设计

优化雨刷片的形状有利于增强高速稳定性以及降低气动噪声。例如一汽奔腾和福特的雨刷形状较为接近，而现代的雨刷有更强的流线型。



超级静音 进口胶条

两只
包邮
¥36



车顶行李架

不承载行李时，行李架的横向杆件会产生强烈的卡门涡
而添加螺线会影响使用功能

行李架属于造型部件，外观也很重要，设计时尽量降低
Karman涡的强度

将横向杆件截面设计成翼形是否有效？



天窗风振—加扰流器



三、车辆气动噪声控制

(2) 传播路径--密封处理

主要因素：

(1)**部件刚度** 当汽车高速行驶时，车身表面局部地方会出现负压，而推动部件(如门框)向外变形，使门框和车身之间形成缝隙。

(2)**密封件变形** 流过车身表面的内外压差会引起密封件变形增加。

(3)**密封位置** 不同密封位置对应的车身外部的压力与流动特性也不同，对于负压较大和有湍流的区域，如靠近后视镜、A柱和B柱等区域应严格密封，靠近乘客耳旁的位置由于风噪传递路径短也应严格控制。

(4)**密封件形状与密封方法** 密封件不同的截面形状、厚度和与车身部件的接触形式会不同程度地影响密封件压缩量的确定。

(5)**密封材料特性** 如振动, 随时间的老化性等。

□ 车身与车门之间的缝隙是空腔噪声声源——密封



门密封
窗密封
ABC柱密封
后视镜密封
门把手密封

。 。 。 。 。

□ 侧窗系统

- 需要三个密封边缘——侧窗外侧、内侧和边界
- 侧窗玻璃厚度不要太薄，4mm较好
- C柱附近常有固定的车窗同样要考虑密封

1. 基于涡声理论的低风噪设计方法

理论基础:

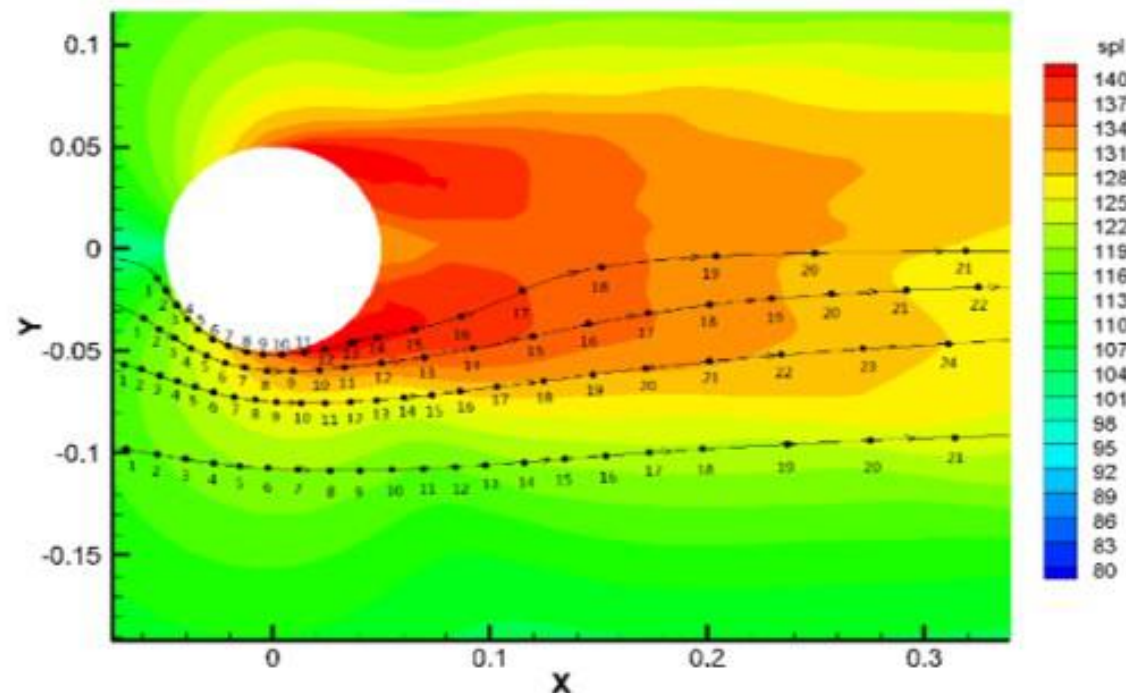
$$\left\{ \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \nabla^2 \right\} B = \text{div}(\omega \times v)$$

声传播项

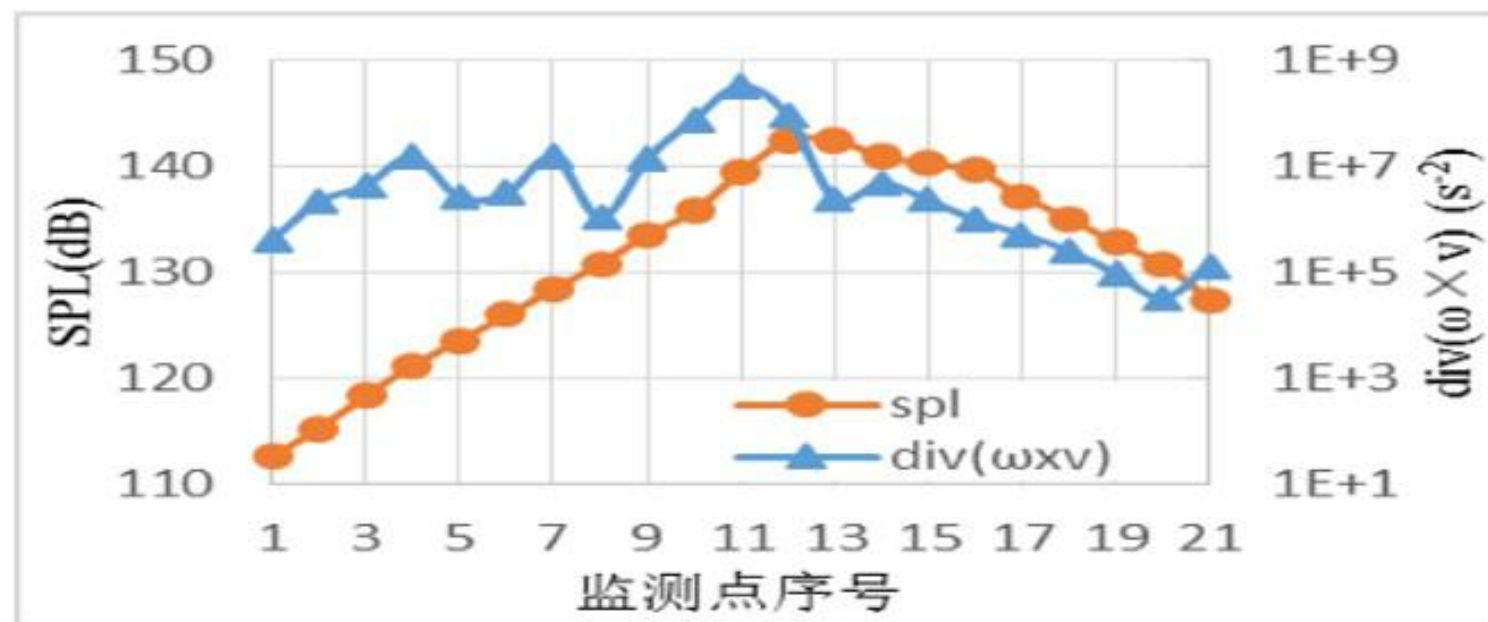
声源项

涡声方程

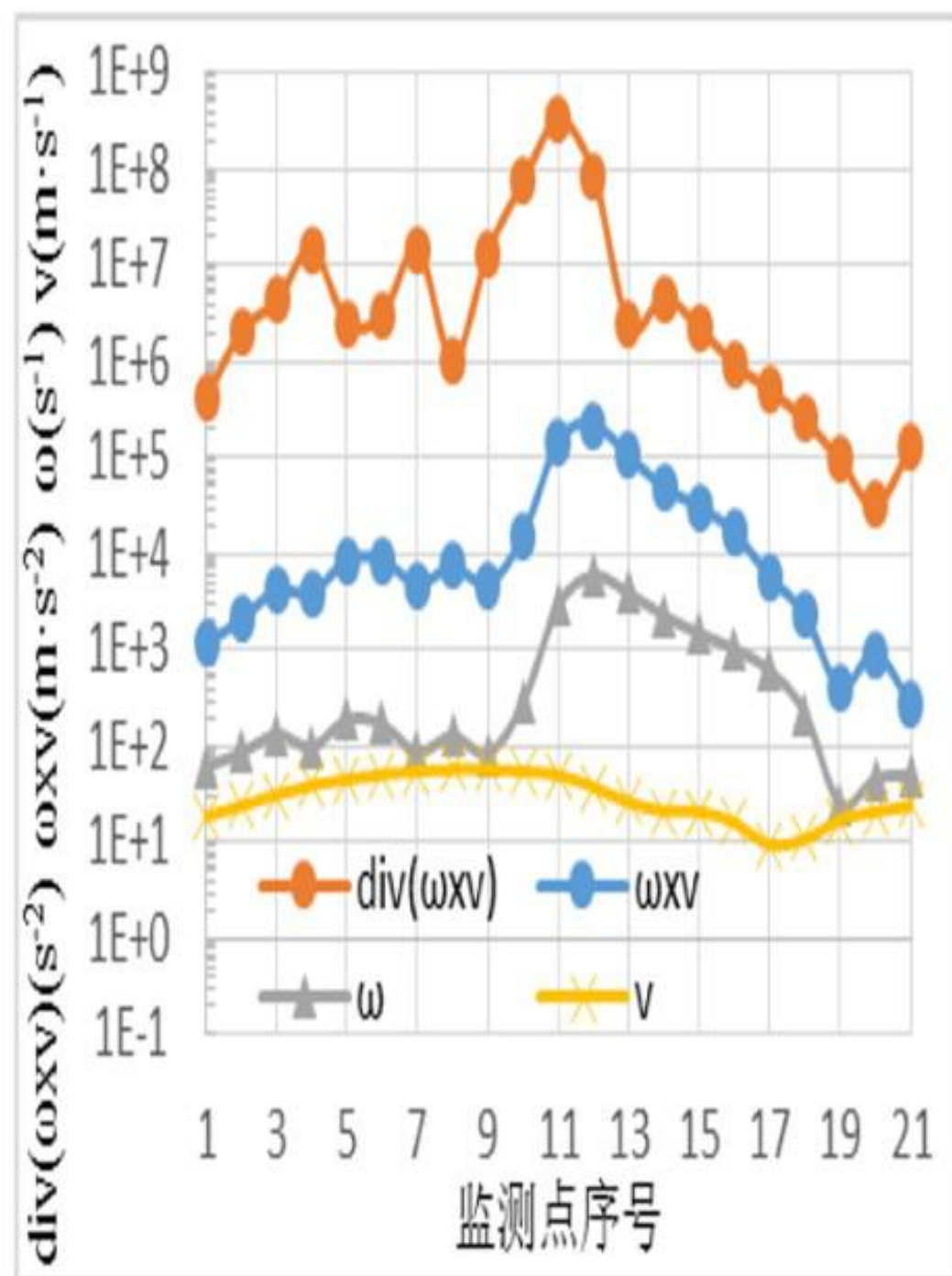
声与气动参数之间的关系研究:



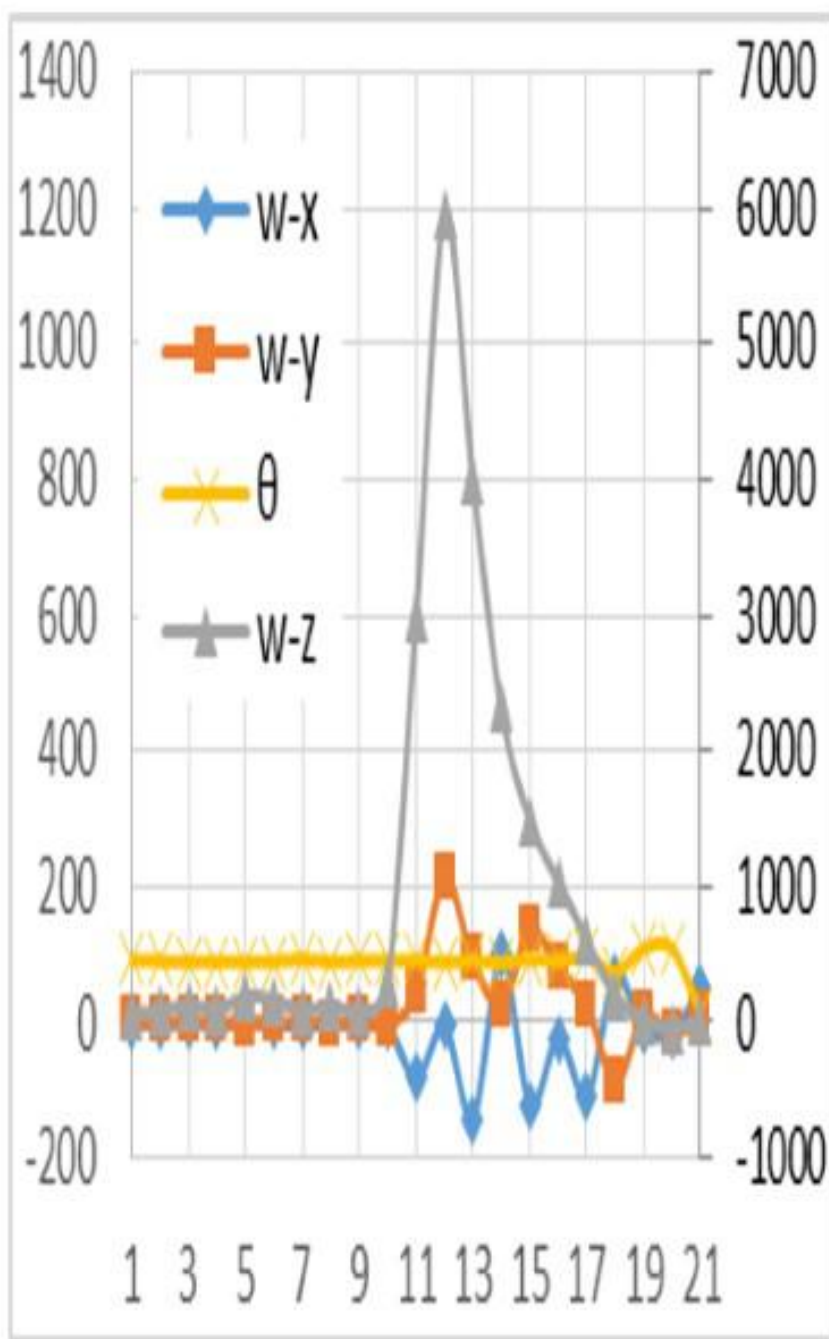
(1) $\text{div}(\omega \times v)$ 和SPL的关系



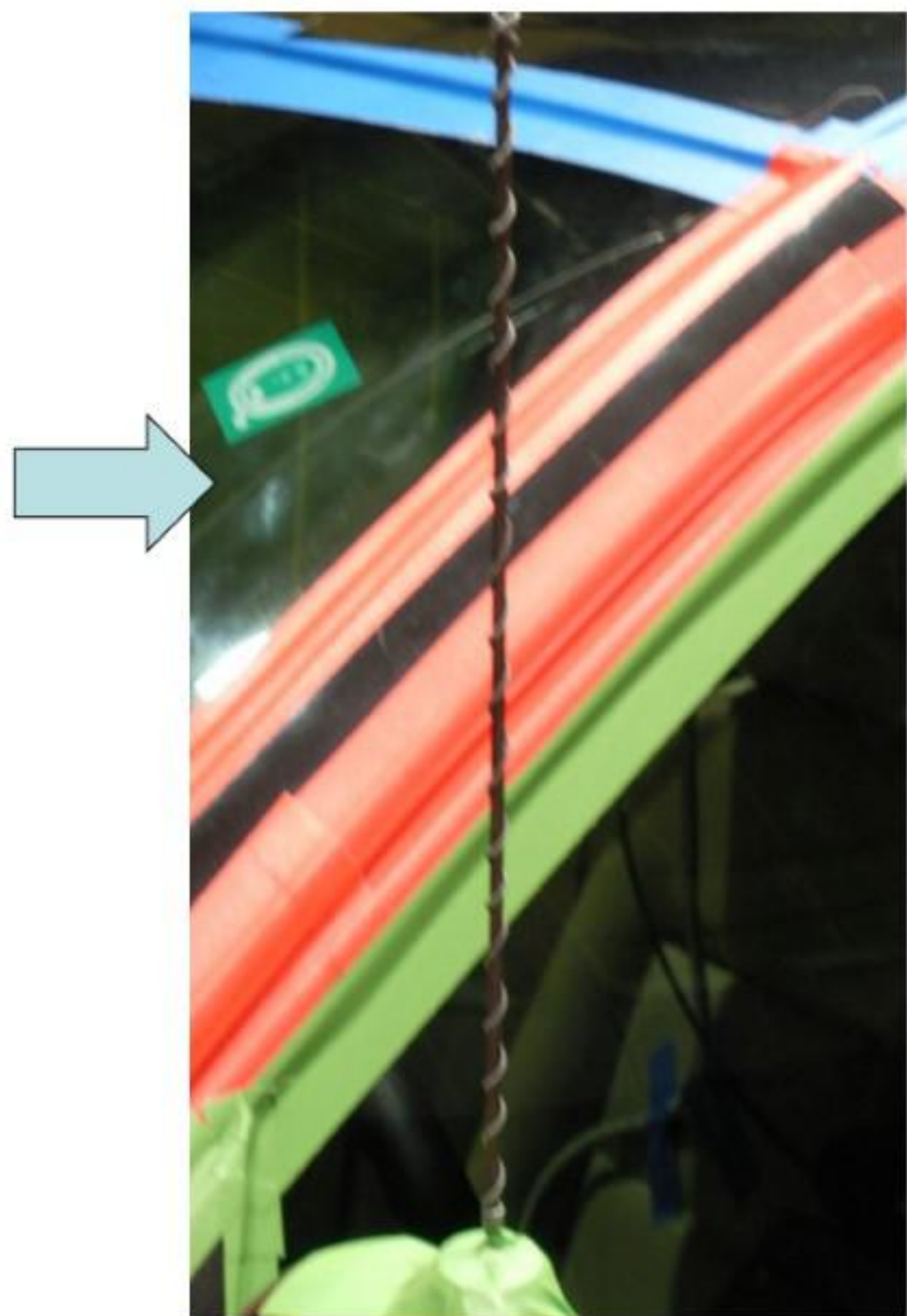
(2) $\text{div}(\omega \times v)$ 和其它气动参量的关系



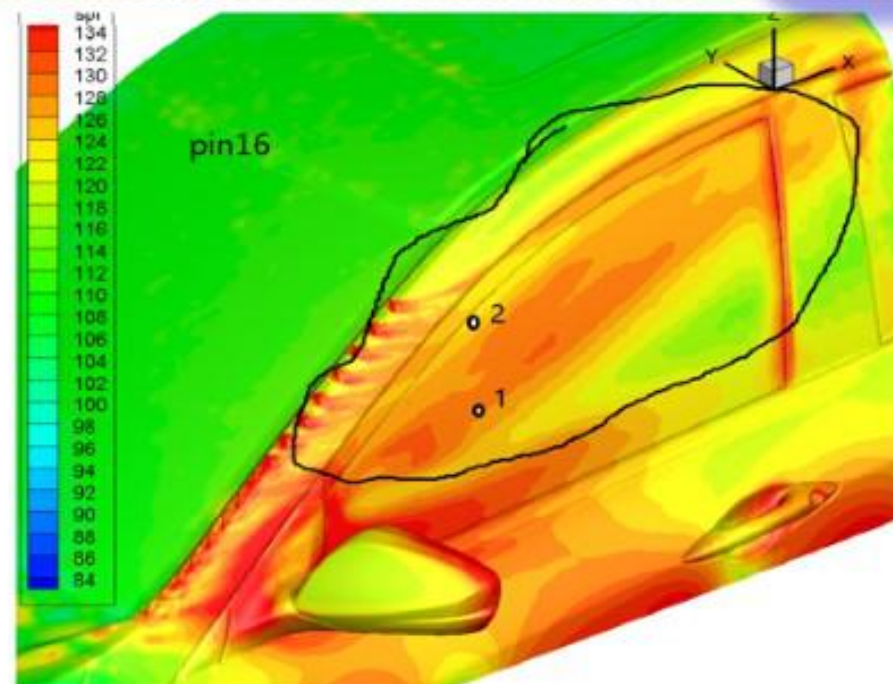
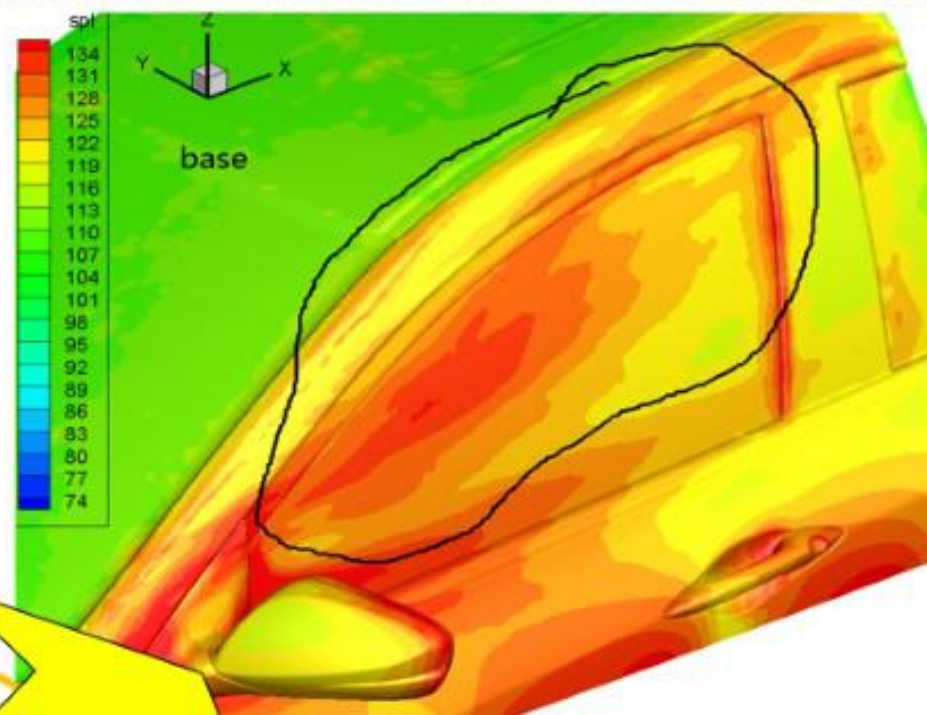
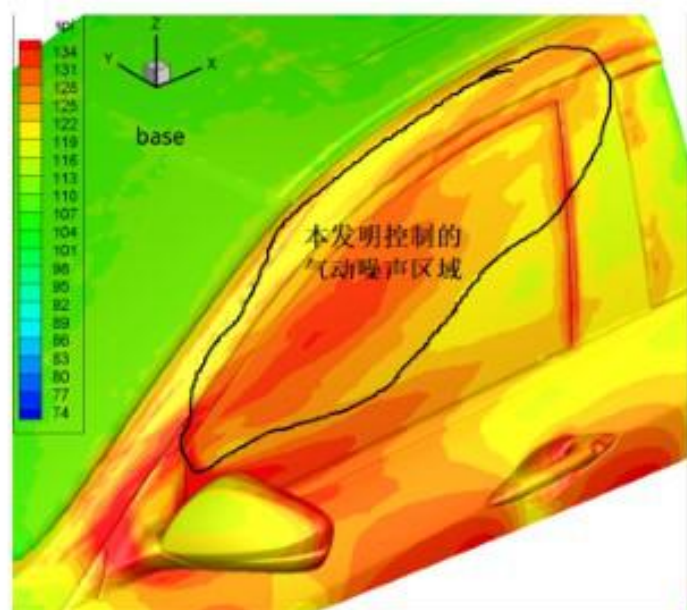
(3) ω 分量的贡献量分析



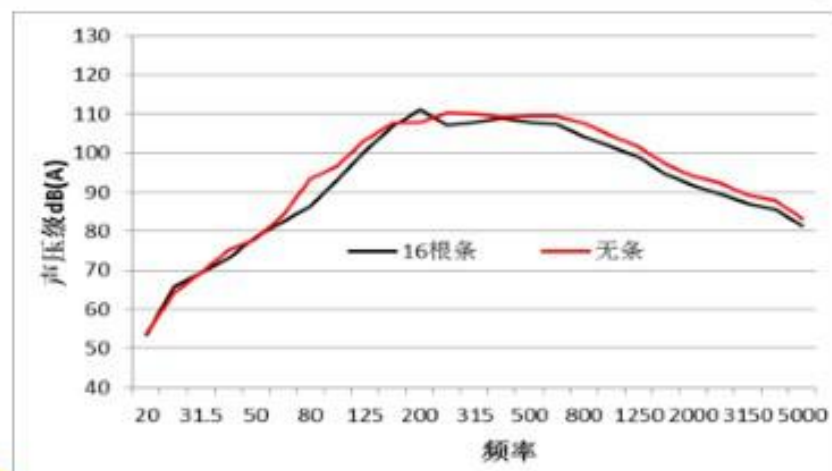
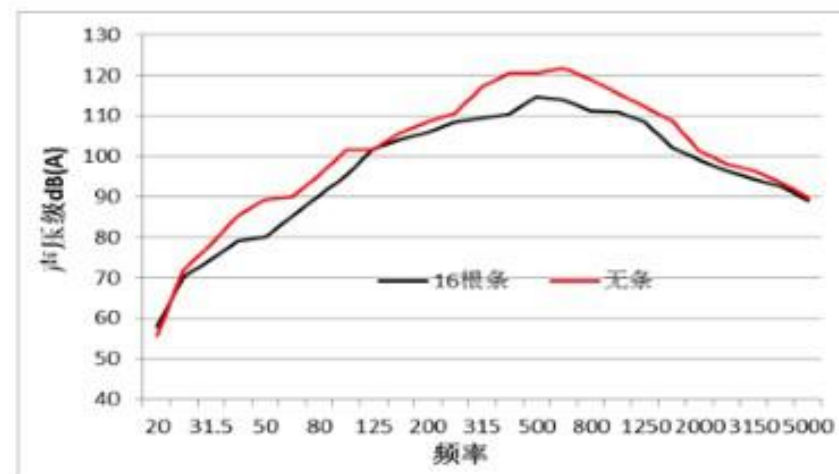
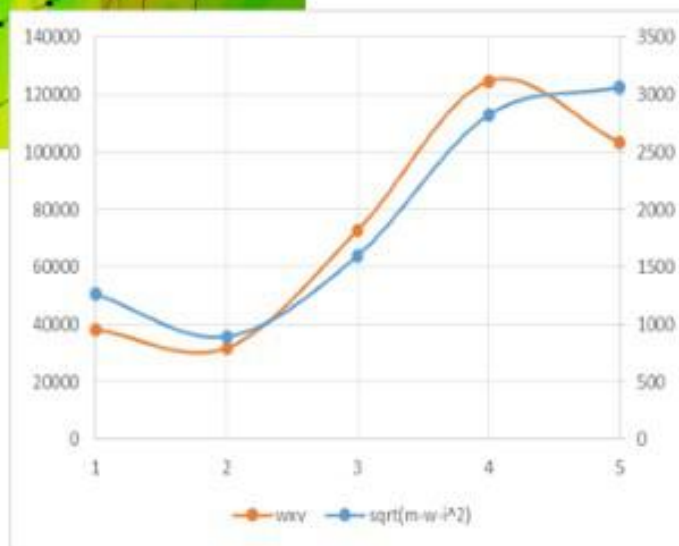
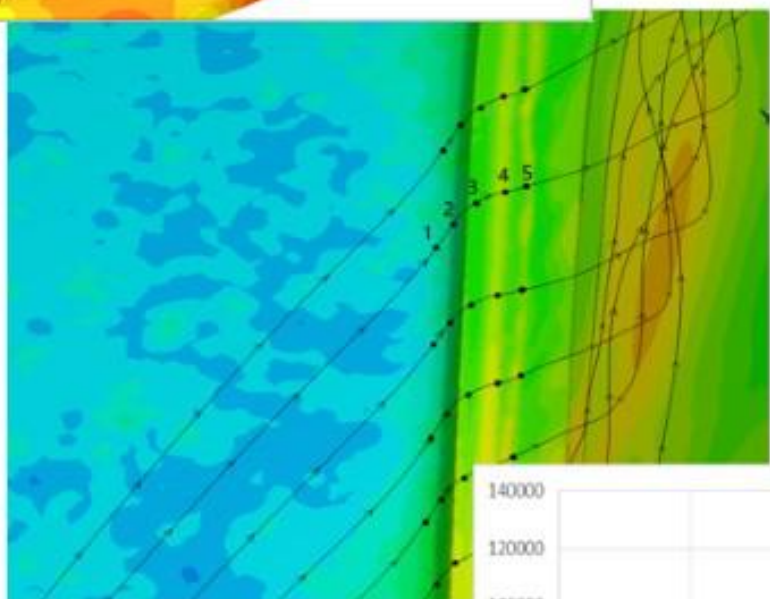
为什么螺旋线能降低天线气动噪声？



在某车A柱上的应用



表面压力脉动的降低



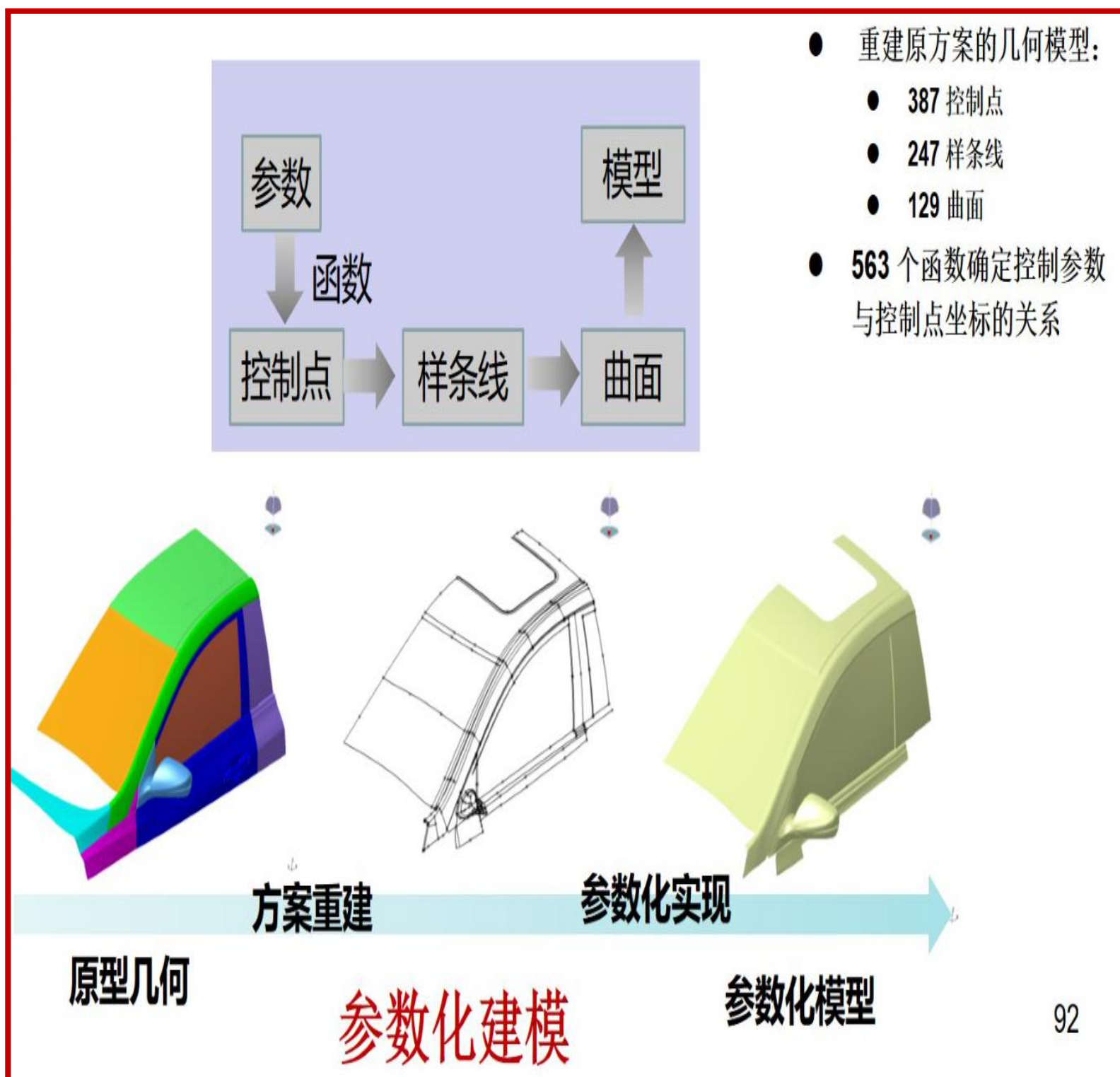
2. 基于参数化设计和遗传算法的低风噪设计方法



特点:

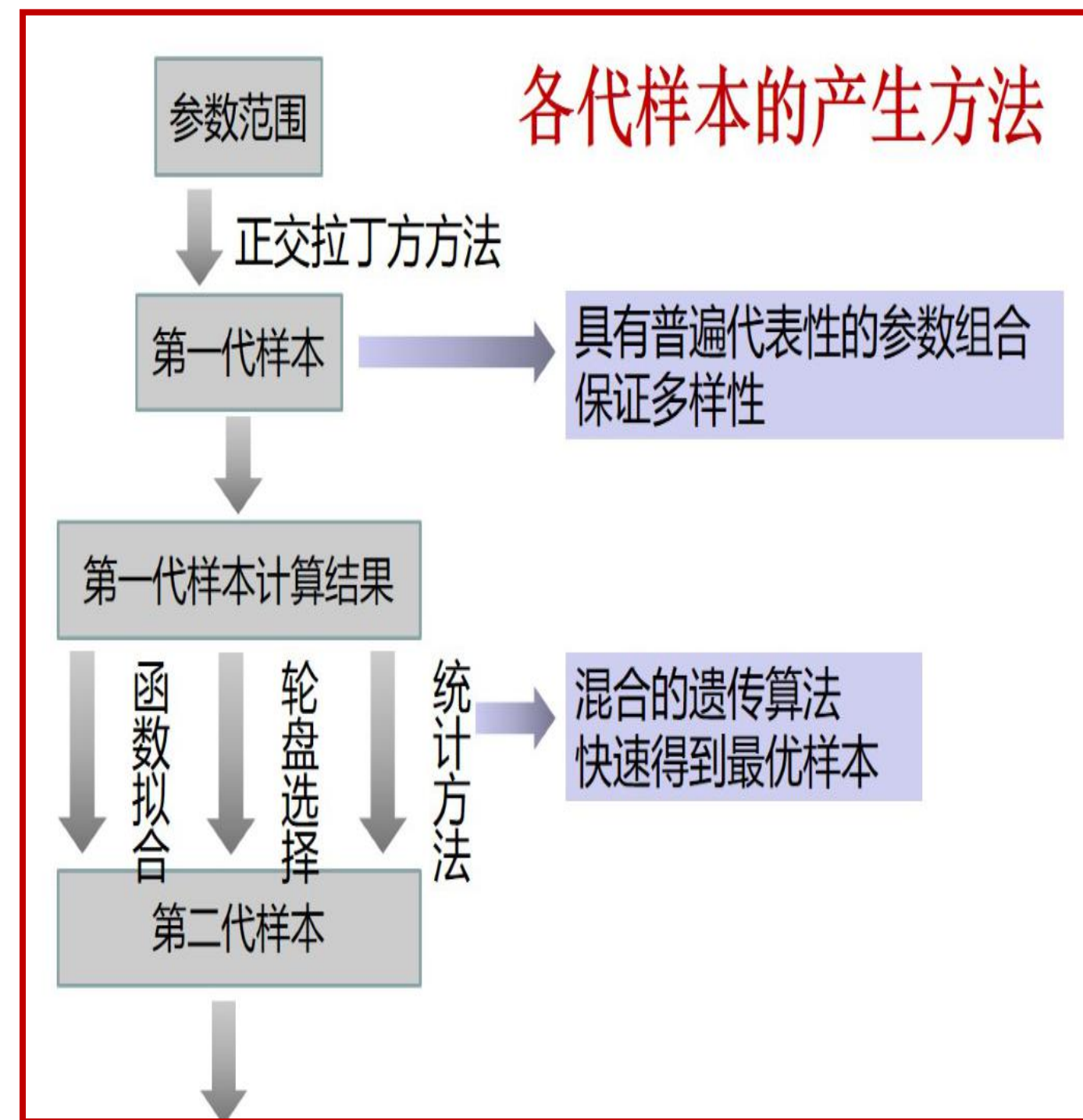
- 将其它领域方法应用于气动噪声，目前还没在文献中看到；
- 目前局部优化研究较多，此方法实现全局优化，效率更高。

参数化设计方法



92

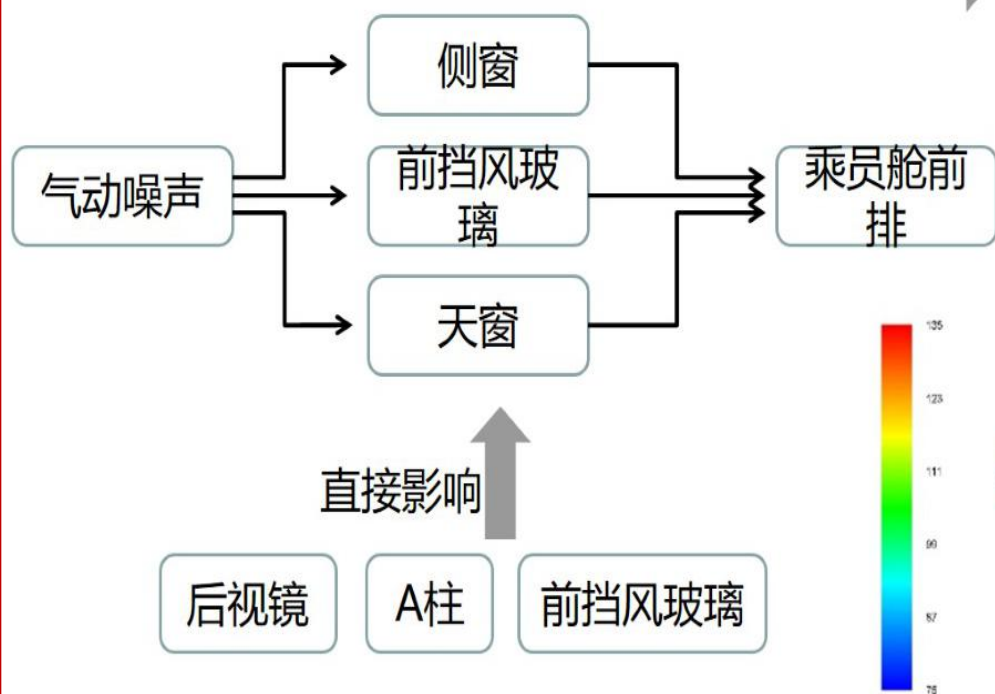
混合遗传算法



风噪控制方法探索

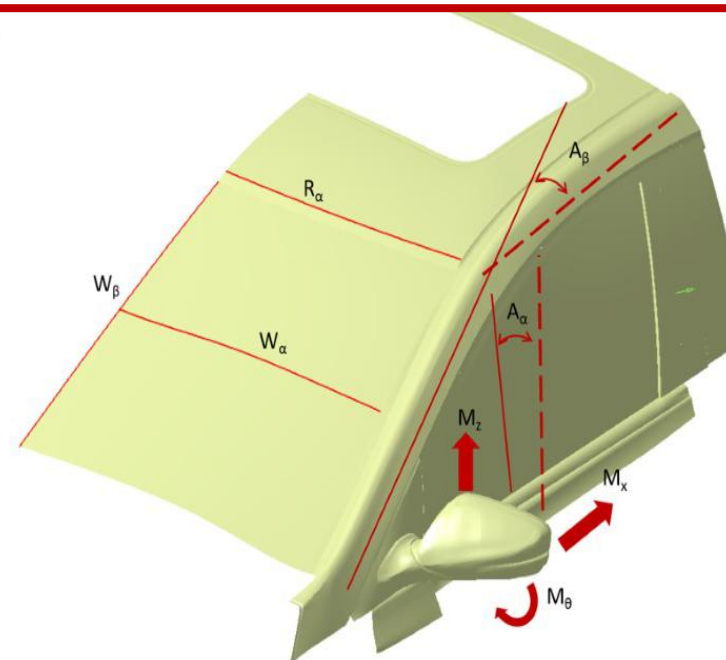
气动噪声控制

气动噪声主要传递路径



优化参数

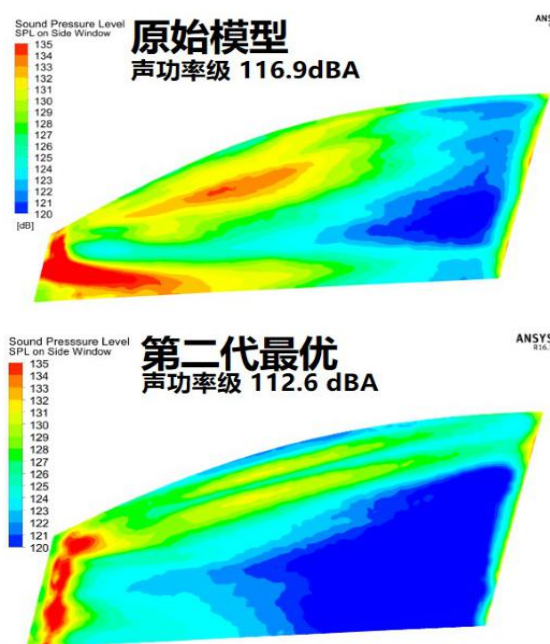
参数	定义	范围
M_x	后视镜在 x 轴方向上的平移距离	0 ~ 100 mm
M_z	后视镜在 z 轴方向上的平移距离	-50 ~ 25 mm
M_θ	后视镜绕自身轴线的旋转角度	-8 ~ 6 deg
A_α	A 柱与垂直面的夹角	13 ~ 22 deg
A_β	A 柱与车顶横梁的夹角	22.5 ~ 25.5 deg
W_α	前挡风玻璃水平曲率半径	3340 ~ 3957 mm
W_β	前挡风玻璃垂直曲率半径	2905 ~ 9595 mm
R_α	车顶前缘曲率半径	1960 ~ 2340 mm



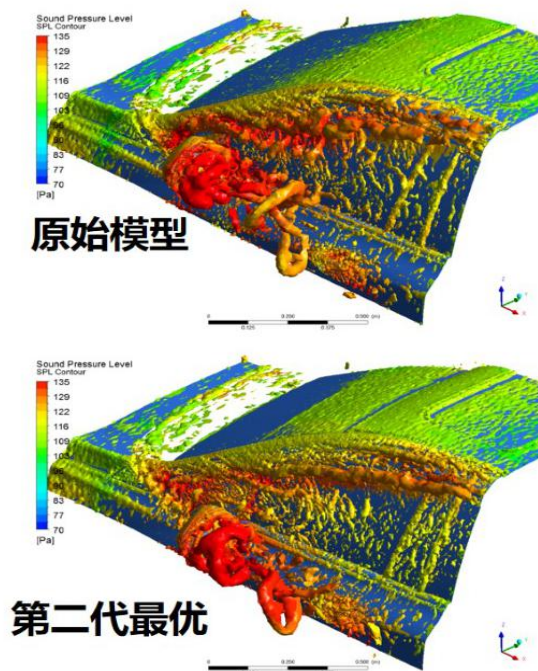
参数化优化方法

侧窗表面声功率

近似计算



流场结构



经过两代优化结果

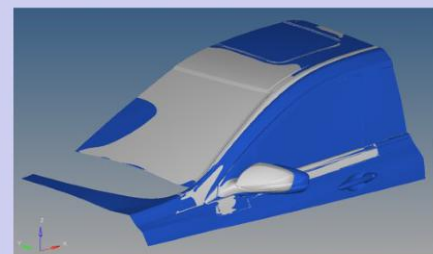
Sample	Left side window (dBA)	Windshield (dBA)	Sunglass (dBA)	Total sound power level (dBA)	Difference (dBA)
Original	116.9	94.0	90.1	109.5	--
# 21	112.6	93.2	87.6	105.9	-3.6
# 22	112.1	95.0	91.1	106.4	-3.1
# 23	116.6	95.4	89.6	109.3	-0.2
# 24	113.2	93.8	92.6	107.3	-2.2
# 25	115.1	93.5	89.7	108.0	-1.4
# 26	112.4	96.4	91.2	106.8	-2.7
# 27	115.6	94.3	89.1	108.4	-1.1
# 28	116.2	94.0	91.4	109.2	-0.2

- 最优降低 3.6 dBA
- 平均降低 1.8 dBA

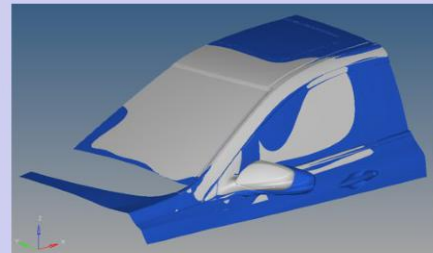
改型的趋势:

- 后视镜向后、向下偏移。
- 车顶前缘、前挡风玻璃、A柱向内收。

第一代最优与原始模型对比

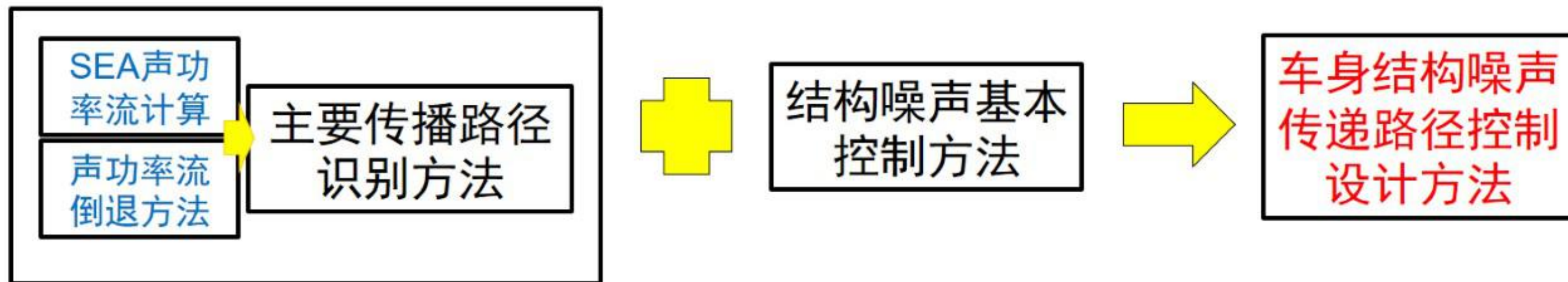


第二代最优与原始模型对比



(灰色为原型、蓝色为改型)

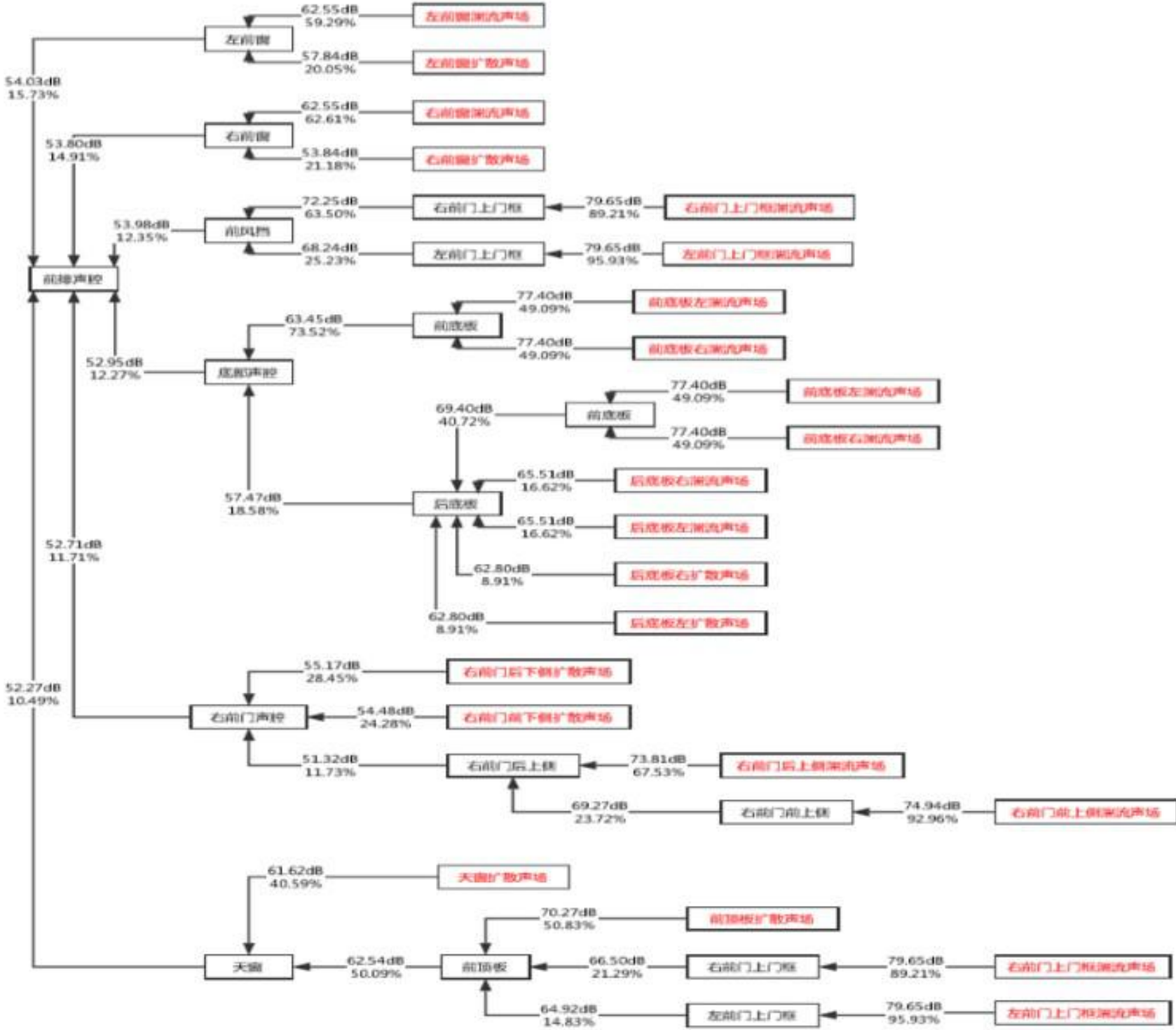
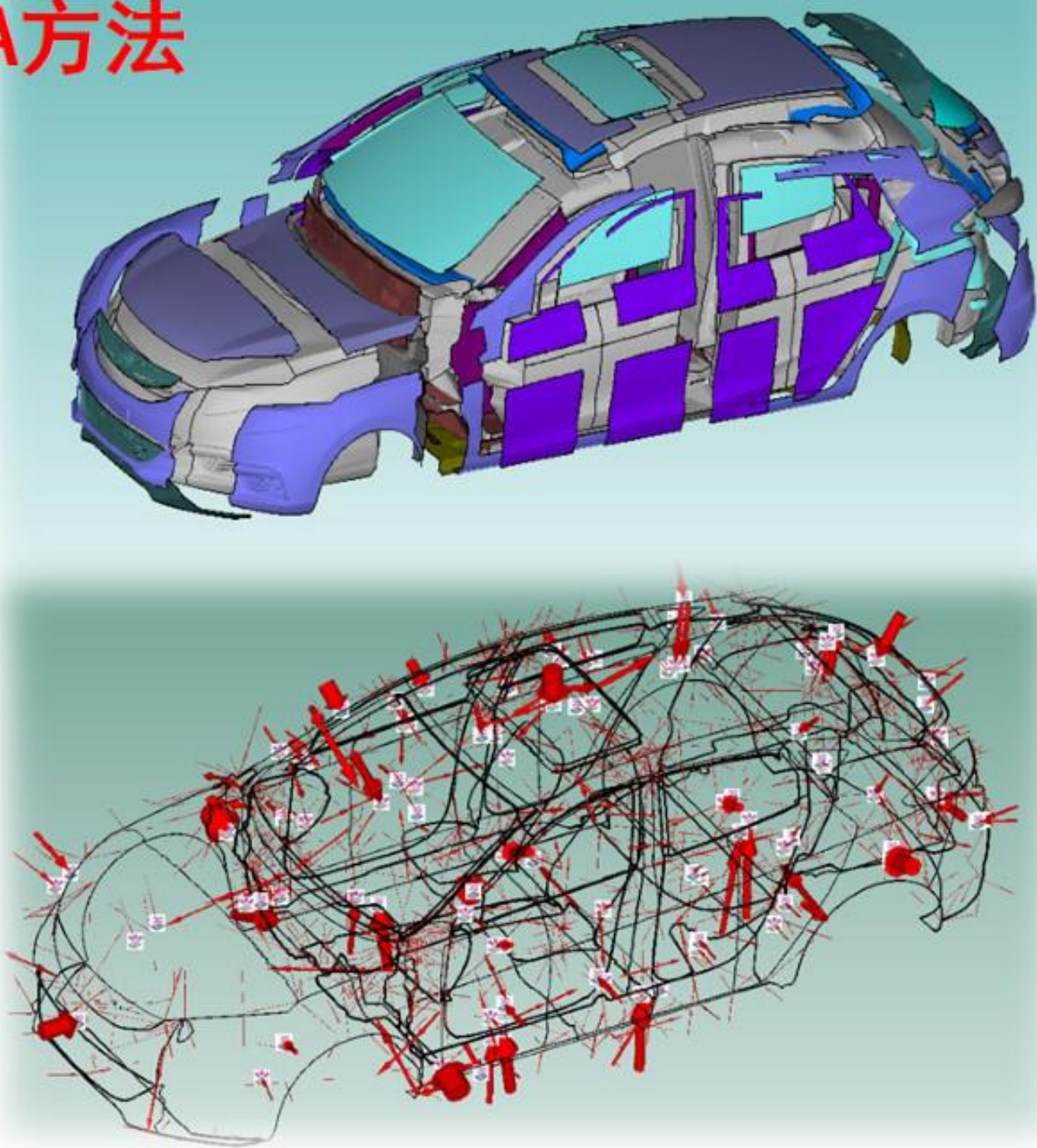
3. 车身结构的气动噪声传递路径控制设计方法



特点:

- 建立了依据功率流的主要传播路径分析方法，结合综合噪声控制方法形成了气动噪声的综合控制方法。

SEA方法



优化控制措施

序号	名称	采取的措施说明
1	吸声综合措施	a) 座椅/地毯/顶棚采用高吸声值，车门内饰铺设面积增加到100%
2	车门及车门上框架隔声综合	a) 车门及车门上框架材料均采用1mm钢板，内填50kg/m³的纤维层
3	吸声隔声综合	a) 车门及车门上框架材料均采用1mm钢板，内填50kg/m³的纤维层 b) 座椅/地毯/顶棚采用高吸声值，车门内饰铺设面积增加到100%
4	吸声阻尼综合	a) 座椅/地毯/顶棚采用高吸声值，车门内饰铺设面积增加到100% b) 侧窗及前挡阻尼采用阻尼高值
5	吸声隔声均值阻尼综合	a) 车门及车门上框架材料均采用1mm钢板，内填50kg/m³的纤维层 b) 座椅/地毯/顶棚采用高吸声值，车门内饰铺设面积增加到100% c) 侧窗及前挡阻尼采用阻尼中值
6	吸声隔声高阻尼综合	a) 车门及车门上框架材料均采用1mm钢板，内填50kg/m³的纤维层 b) 座椅/地毯/顶棚采用高吸声值，车门内饰铺设面积增加到100% c) 侧窗及前挡阻尼采用阻尼高值

降噪效果

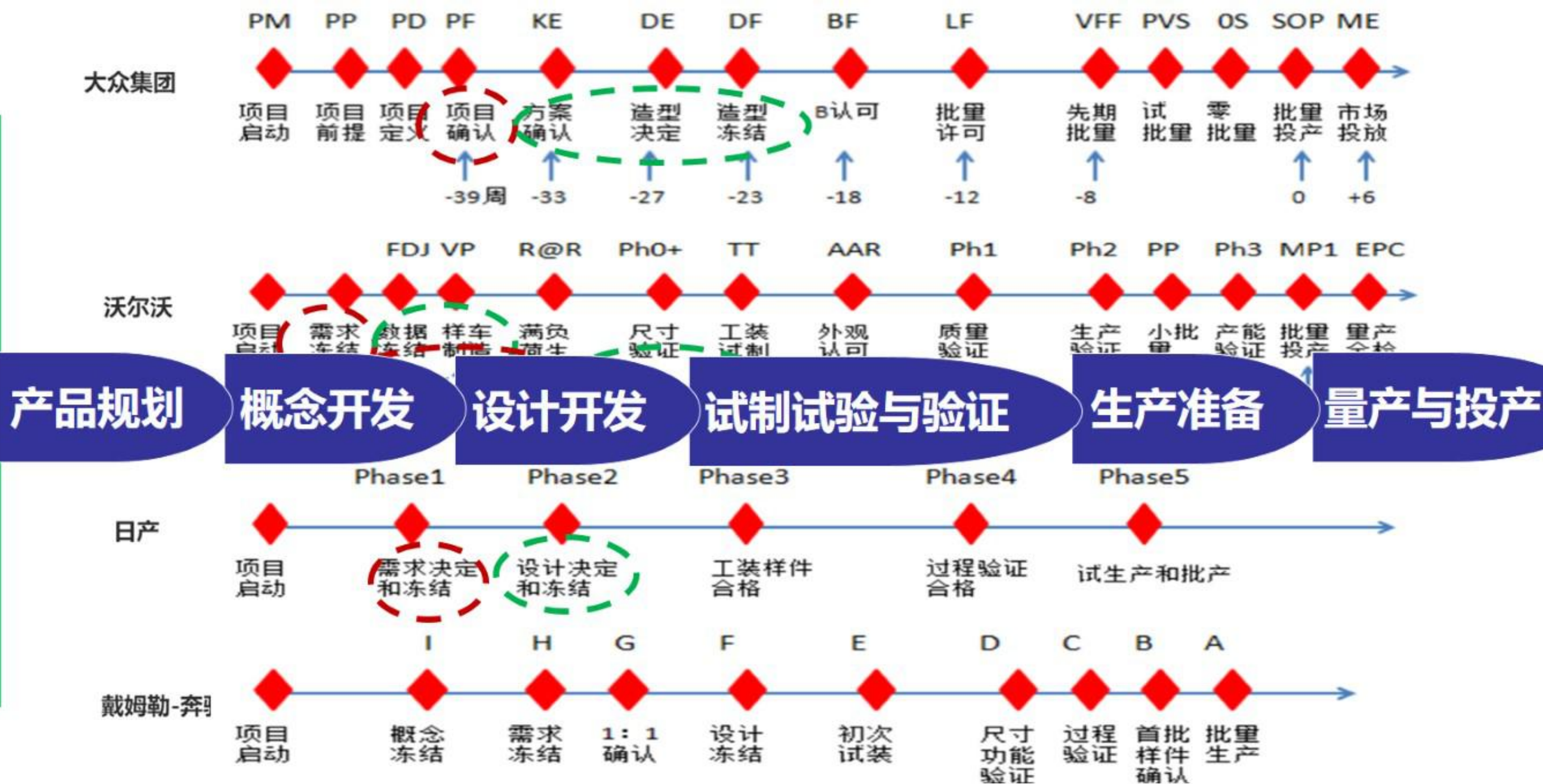
总噪声级降 噪量	吸声综合	车门及车门上框 架隔声综合	吸声隔声综 合	吸声高阻尼 综合	吸声隔声均 值阻尼综合	吸声隔声高阻 尼综合
前排	1.8	1.4	3.0	2.4	3.3	3.8
后排	1.4	1.6	3.0	2.1	3.5	3.8

介绍内容

- 一、什么是气动噪声
- 二、气动噪声源描述的理论基础
- 三、基于圆柱绕流的气动噪声问题分析
- 四、基于整车的气动噪声传播分析
- 五、汽车气动噪声问题及产生的原因
- 六、气动噪声研究方法的相互依赖性
- 七、气动噪声控制
- 八、研发工作设想



各大主机厂整车开发流程



设计开发的核心阶段

风噪工作介入

方法/手段

达到的目的

方案策划阶段

市场调研/可行性论证
/产品目标/目标大纲

竞品车风噪
性能调研

噪声水平
/声泄露
/声源特性

风洞测试



确定设计目标
/设计参考

概念设计

- 1、总体布置草图
- 2、造型设计

设计草图/设计效果图)
深入设计 (精选几款)

1:5或1:3油泥模型
(3~5个或更多)

1:1油泥模型 (2~3个)

1:1油泥模型风洞试验
+评审确定1个

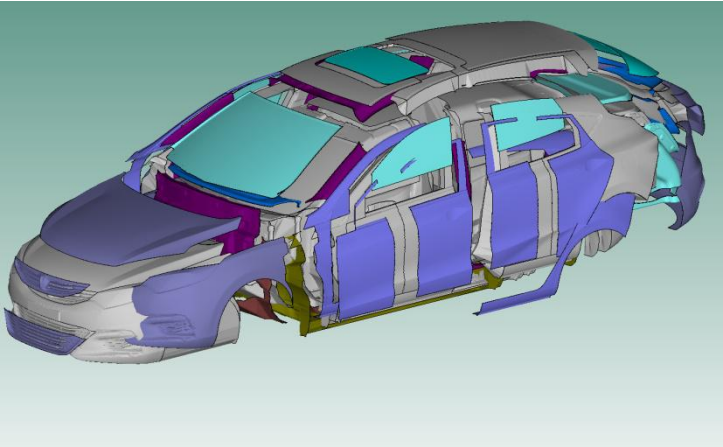
CAA-外形风噪问题计算

CAA-外形风噪问题计算
FEA-SEA车内风噪水平评估
(采用已有车内结构)

可以开展部件噪声评价

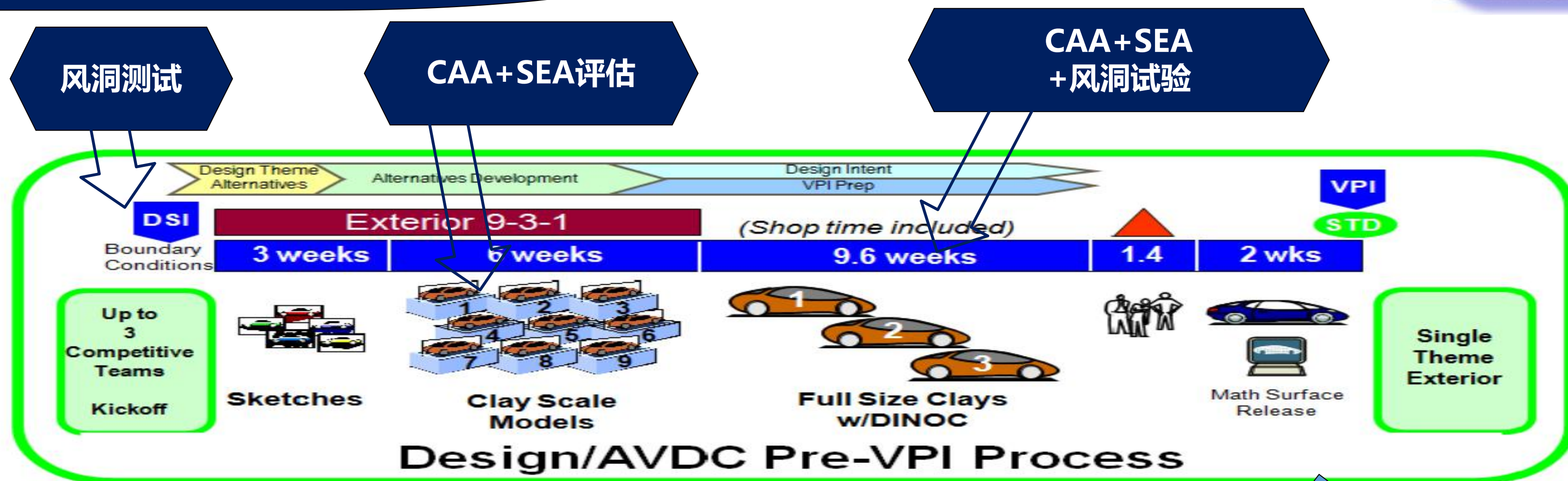
噪声问题评估, 为
决策提供依据

评价车内噪声水平, 为
决策和设计提供依据

设计开发的核心阶段	风噪工作介入	方法/手段	达到的目的
工程设计阶段 1、总布置设计 2、车身造型数据生成 3、发动机工程设计 4、白车身工程设计 5、底盘工程设计 6、内外饰工程设计 7、点起工程设计	车结构、零部件初步形成 风噪水平评估/传播路径评估 ↓ 设计定型 风噪水平评估	CAA+SEA+FEA  CAA+SEA+FEA	风噪水平评估/检测设计问题, 提供优化依据 风噪水平评估
样车试制阶段	试制工艺 样车试验与验证	试制工艺控制 风洞测试/路试	风噪水平评估/检测设计问题, 局部改善
投产启动阶段			

风噪进入整车开发阶段设想

气动噪声
研究





同济大学 · 上海地面交通工具风洞中心

TONGJI UNIVERSITY · SHANGHAI AUTOMOTIVE WIND TUNNEL CENTER

谢谢大家 Thank you very much!