



本文阐述了模态试验的理论,通过缸体模态的有限元分析和模态测试,发现了缸体模态频率较低。通过对缸体局部模态进行优化,提高了模态频率,降低了缸体产生振动辐射噪声的风险,最终降低了发动机的噪声及振动,提升了发动机的声品质。

□ 安徽江淮汽车集团股份有限公司 李凯

## 基于模态提升发动机 NVH 优化研究

缸体是发动机的核心零部件,是发动机结构的基础。发动机众多零部件都直接或间接地和缸体连接,发动机工作时缸体和其他零部件将产生复杂的振动或耦合共振,进而产生复杂的噪声,即缸体强度的高低对发动机 NVH 及整车 NVH 的提升将产生重要的影响,所以确定缸体结构模态参数,特别是固有频率和振型对控制振动辐射噪声具有重要的意义。

结构共振噪声在发动机噪声中比较常见,而根据共振噪声产生的机理,针对不同的噪声形式可以采用不同的优化方式进行。如控制发动机缸体结构共振噪声,可通过优化燃烧噪声或者机械噪声的方法进行,但是这样可能会影响发动机的性能,所以往往降噪量有限。而采用模态优化增加结构刚度或者改善自身的阻尼特性来降低表面振动的方式也可以大幅度降低缸体辐射噪声。在激振力不变的情况下,增加结构刚度,减小结构表面响应是控制发动机表面辐射噪声的基本途径。增加结构刚度的主要目的是提高结构的固有频率,使其达到结构衰减较大的频率区域。

本文以某发动机缸体为案例通过仿真分析和试验相结合的方式确定了发动机结构共振噪声,最终通过模态提升的方式提升了发动机的 NVH 性能。

### 缸体模态有限元分析

发动机工作时缸体是主要的受力件,气体在燃烧室燃烧所产生的气体压力,通过活塞连杆传递到曲轴,通过缸体传出。因此发动机缸体必须要求有足够的刚度和强度,才能承受如此大的机械负荷并保证发动机的正常运行。一般在设计缸体时,必须

对其进行有限元结构分析。

模态分析的目的是识别出结构的固有频率、振型以及阻尼比。如图 1 所示为某直列四缸发动机缸体的有限元模型,单元类型采用高阶四面体,材料属性设置见表 1。

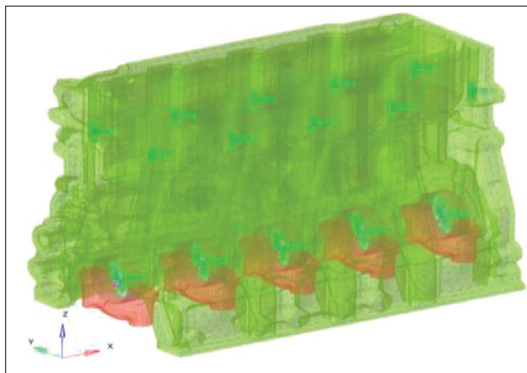


图 1 有限元模型

分析结果见表 2,一阶扭转模态为 349 Hz,一阶弯曲模态为 754 Hz,第三阶 1092 Hz,为缸体局部模态,缸体前三阶模态频率不满足设计要求。

发动机燃烧激励除了通过缸壁向外传递,还

表 1 材料属性

| 部件  | 材料    | 弹性模量 /MPa) | 泊松比  | 密度 /<br>(t/mm <sup>3</sup> ) |
|-----|-------|------------|------|------------------------------|
| 缸体体 | HT250 | 120000     | 0.26 | 7.57E-09                     |
| 轴承座 | QT500 | 160000     | 0.28 | 7E-09                        |

表 2 缸体模态分析统计结果 (单位: Hz)

| 模态类型 | 频率   | 不满足   | 满足          | 是否满足 |
|------|------|-------|-------------|------|
| 扭转模态 | 349  | <400  | 400 ~ 600   | NG   |
| 弯曲模态 | 754  | <800  | 800 ~ 1200  | NG   |
| 第三阶  | 1092 | <1200 | 1200 ~ 1600 | NG   |

通过活塞连杆曲轴轴承座向外传递，这时候轴承座强度直接影响发动机噪声的表现。所以轴承座的模态需要尽量高，一般要求轴承座模态频率 1100 Hz 以上。通过分析（表 3），发动机从前到后轴承座的模态频率依次为 1074 Hz、1103 Hz、1103 Hz、1087 Hz、1127 Hz，也不满足设计要求，需要进行优化。

缸体模态试验

1. 模态试验理论

模态试验是同时测量结构的激励信号与响应信号而得到的频响函数，也就是通过输入与输出，推导结构的特性。将输入 - 输出的频响函数可以用模态参数表示，弹性体多自由度的离散系统的运动微分方程如下：

$[M]\{\ddot{x}\}+[C]\{\dot{x}\}+[K]\{x\}=\{F\}$  （1）

其中，[M]、[C]、[K] 分别为系统的质量、阻尼和刚度；{F} 为系统受到的外部载荷。

上式经过模态解耦方程变化，第 n 阶模态可表示为：

$(K_n-\omega^2M_n+j\omega C_n)q_n=F_n$  （2）

假设结构上激励位于 p 点，响应点为 r，则激励点与响应点之间的频响函数最终可表示为：

$H_{rp}(\omega)=\sum_{n=1}^m(\frac{1}{M_{en}[(\omega_n^2-\omega^2)+2j\xi_n\omega_n\omega]})$  （3）

表 3 轴承座模态统计结果

| (单位：Hz) |      |       |             |      |
|---------|------|-------|-------------|------|
| 轴承座     | 频率   | 不满足   | 满足          | 是否满足 |
| 1       | 1074 | <1100 | 1100 ~ 1400 | NG   |
| 2       | 1103 |       |             | OK   |
| 3       | 1103 |       |             | OK   |
| 4       | 1087 |       |             | NG   |
| 5       | 1127 |       |             | OK   |

式中含有极点和振型的信息，极点由固有频率和阻尼组成。不同的激励点和响应点，模态振型不一样，但是极点的位置不随位置变化而改变。模态试验一般用频响函数法 (FRF) 进行。通过输入 - 输出信号的傅里叶变换计算得到实测的 FRF 离散值，再用最小二乘法进行参数识别。

2. 缸体模态试验

模态试验时测点信号要有高的信噪比，因此结合仿真分析结果，测试点尽可能远离模态节点，本次试验建立了 32 个测量点，如图 2 所示。测量时将缸体放在充气轮胎上。试验采用移动力锤，单点激励多点激励输出的方式进行。每测量一个点要对得到的数据的相干性进行检查，相干性尽量大于 85%，如图 3 所示，各测量点相干性均在 90% 以上，测量数据较好。

通过试验计算可知，如图 4 所示，第一个模态 775.9 Hz，为缸体的一阶扭转模态；如图 5 所示，第二个模态 775.9 Hz，为缸体的一阶弯曲模态，第三个模态为 1093.6 Hz，为缸体的局部模态。如表 4 所示，通过和仿真结果对比可知，仿真和试验结果一致性较好。

表 4 缸体模态结果统计 (单位：Hz)

| 模态个数 | 1     | 2     | 3      |
|------|-------|-------|--------|
| 仿真结果 | 349   | 754   | 1092   |
| 试验结果 | 378.9 | 775.9 | 1093.6 |

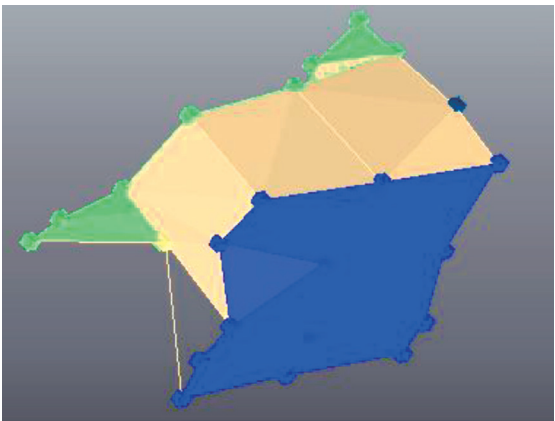


图 2 模态试验缸体模型

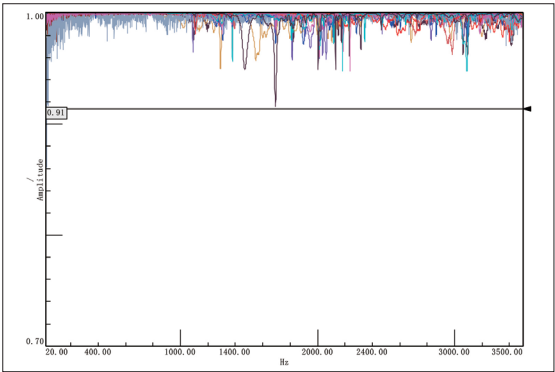


图 3 相干性结果

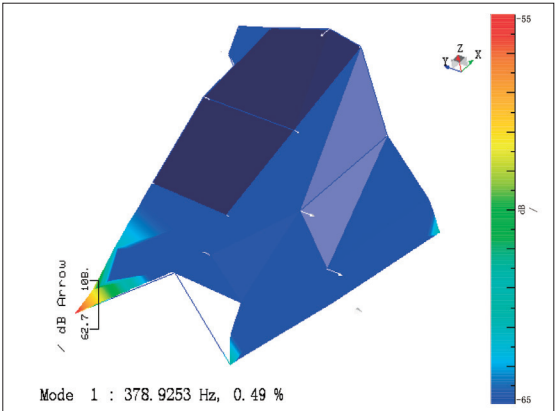


图 4 缸体扭转模态图

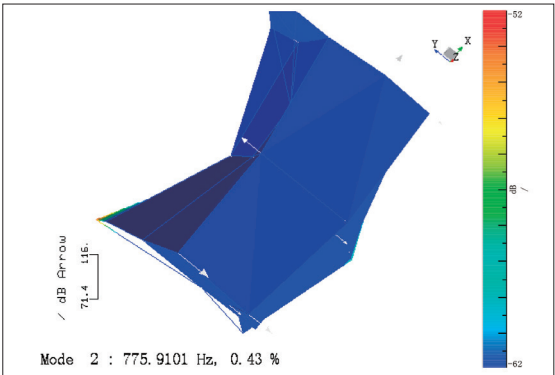


图 5 缸体弯曲模态图

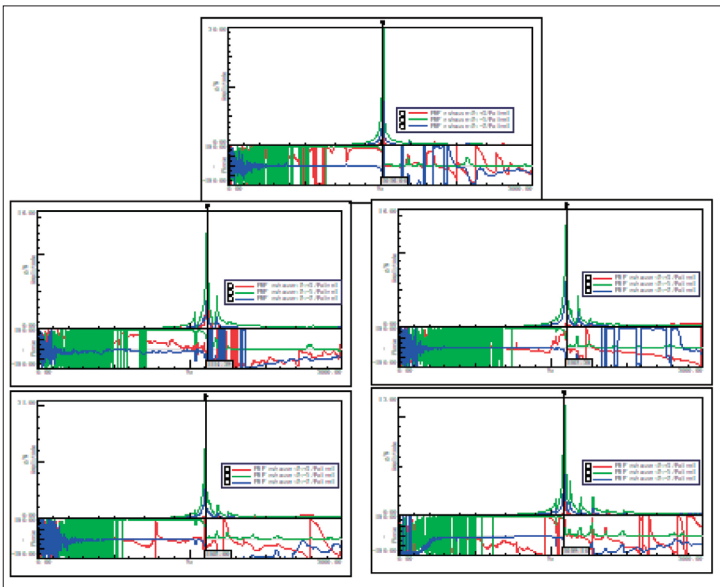


图6 轴承座频率函数曲线

### 3. 缸体轴承座频响函数测试

本次采用频响函数测试的方式进行。测试结果如图6所示，发动机从前到后轴承座模态频率依次为 1089 Hz、1105 Hz、1103 Hz、1114 Hz 和 1016 Hz，见表5。通过和仿真结果对比可知，仿真和试验结果一致性较好。

综上分析，此发动机缸体前三阶模态及轴承座模态较低，均不满足要求，被激励产生振动噪声的风险较大。

## 发动机缸体优化及分析

通过前面分析可知发动机缸体模态频率较低，此发动机缸体开模已经完成，如果重新进行设计优化，时间和价格成本均较高，所以

表5 轴承座模态统计结果 (单位: Hz)

|    | 轴承 1 | 轴承 2 | 轴承 3 | 轴承 4 | 轴承 5 |
|----|------|------|------|------|------|
| 仿真 | 1074 | 1103 | 1103 | 1087 | 1127 |
| 试验 | 1089 | 1105 | 1103 | 1114 | 1016 |

表6 优化前后缸体模态试验结果 (单位: Hz)

| 模态类型 | 优化前   | 优化后   | 满足          | 是否满足 |
|------|-------|-------|-------------|------|
| 扭转模态 | 378.9 | 690.8 | 400 ~ 600   | NG   |
| 弯曲模态 | 754   | 951.7 | 800 ~ 1200  | NG   |
| 第三阶  | 1092  | 1249  | 1200 ~ 1600 | NG   |

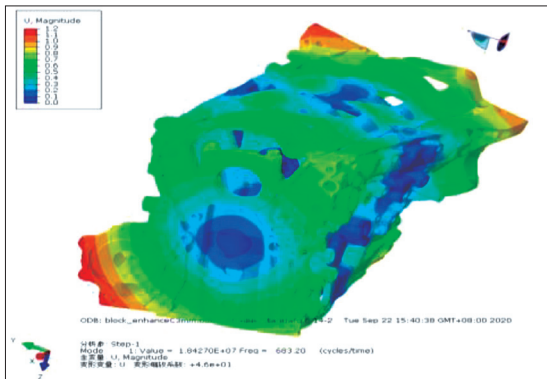


图7 优化缸体一阶扭振模态阵型

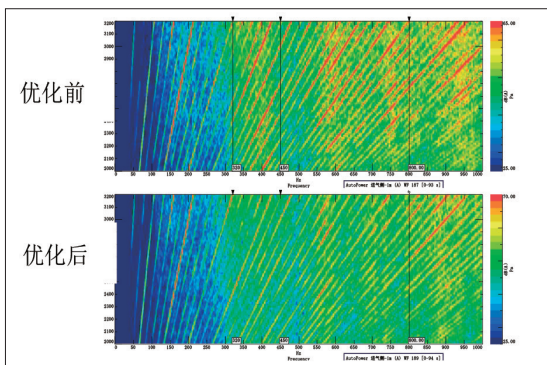


图8 优化前后噪声 Colormap 图

本次优化采用局部优化的方式进行，主要在缸体下方增加加强板，同时对主轴承座进行了局部加强。优化后的缸体再次进行仿真和模态测试，仿真结果如图7所示，一阶扭转模态提升至 683Hz，试验结果，一阶扭转模态提升至 690.8 Hz，试验结果与仿真结果一致。优化前后缸体模态测试结果见表6。

## 优化验证

采用上述优化方案后在台架对发动机进行了噪声及振动对比测试，在部分转速区间噪声降低明显，尤其在 2000 ~ 3200 r/min 转速区间噪声降低 0 ~ 1.5 dB(A)。Colormap 图分析如图8所示，可知 700 Hz 以下发动机阶次及共振明显改善。发动机缸体振动值从原始的 11 g 减弱至现在的 9.53 g，

降低了 13.6%，改善效果明显。

综上所述，发动机缸体在改动不大的情况下，提升了模态频率，通过实测发动机的噪声振动有明显降低，主观评价发动机声品质也得到了提升。

## 结语

缸体是发动机的核心部件，模态的高低直接影响发动机噪声振动的表现，进而影响发动机的声品质。对发动机缸体模态进行分析可从源头上锁定发动机缸体振动噪声问题，缩小了排查发动机 NVH 问题的范围，提高了优化设计的效率。

针对振动噪声问题采用试验和仿真分析的方法进行，从易整改的零部件着手进行了模态提升，避免了整机产生共振噪声问题。A1