

# 曲轴皮带轮气动噪声降噪分析

丁保安<sup>1,2</sup>, 张晓辉<sup>1,2\*</sup>, 王景新<sup>1,2</sup>, 张伟龙<sup>1,2</sup>, 赵雪飞<sup>1,2</sup>, 赵婧婧<sup>1,2</sup>

1. 内燃机与动力系统全国重点实验室, 山东 潍坊 261061; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061

**摘要:**为降低曲轴皮带轮噪声,采用流体仿真软件 STAR ccm+建立流场仿真模型,结合声学软件 LMS Virtual lab 进行皮带轮气动噪声仿真及皮带轮结构模态、声腔模态分析。仿真分析结果表明:皮带轮高速旋转时,皮带轮与齿轮室前端盖间的凹槽流速不均匀,凹槽表面产生周期性压力脉动,是皮带轮气动噪声主要噪声源;凹槽内形成相对封闭的空腔,其声腔一阶模态频率与噪声源激励频率接近,使噪声增大。采用皮带轮开孔 5 mm 的优化方案,与皮带轮不开孔的原方案进行气动噪声仿真和测试试验对比及验证,结果表明:对比原方案,优化方案气动噪声仿真声压级均方根约减小了 4 dB,升速工况试验声压级均方根约减小 2 dB;原方案、优化方案的仿真与测试数据基本吻合,仿真方法可有效应用于工程实践。

**关键词:**皮带轮噪声;结构模态;声腔模态;气动噪声;声压级

**中图分类号:**TK421.6

**文献标志码:**A

**文章编号:**1673-6397(2025)03-0089-08

**引用格式:**丁保安, 张晓辉, 王景新, 等. 曲轴皮带轮气动噪声降噪分析[J]. 内燃机与动力装置, 2025, 42(3): 89-96.

DING Baoan, ZHANG Xiaohui, WANG Jingxin, et al. Analysis of aerodynamic noise reduction of crankshaft pulley[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2025, 42(3): 89-96.

## 0 引言

曲轴皮带轮是发动机上的关键功能部件之一,安装在曲轴前端,依靠传动皮带带动发电机、水泵、助力泵、压缩机等运转,是其它发动机附件的动力来源<sup>[1]</sup>。

针对曲轴皮带轮结构优化、性能完善、故障诊断等方面的研究很多:樊小欢等<sup>[2]</sup>通过模态仿真与可靠性试验有效解决了发动机前端轮系张紧器在特定转速下的异响问题;夏承睿等<sup>[3]</sup>研究了汽车发动机皮带轮减震器,并根据曲轴扭转振动频率响应特性曲线,确定皮带轮最佳物理参数;郑国世等<sup>[4]</sup>研究了柴油机曲轴皮带轮转动惯量的极限,提出了一种增加曲轴前端动力输出的皮带轮;杨当友等<sup>[5]</sup>对发动机曲轴皮带轮垫片开裂进行了分析,发现淬火温度高、垫片厚度为 5~11 mm 时,垫片容易开裂;莫煜等<sup>[6]</sup>通过试验分析了制造曲轴减震皮带轮时,采用压入式和硫化注入式两种制作工艺对轮毂、齿环的连接效果和黏结效果的影响;何江华等<sup>[7]</sup>发明了一种用于柴油机曲轴皮带轮的装配方法及导向工装,解决了曲轴皮带轮上定位槽难以对正曲轴小头上定位槽的难题,克服了曲轴皮带轮压装过程中曲轴皮带轮相对曲轴小头相位角度变动的现象。

发动机皮带轮高速旋转时产生噪声,匹配不当使噪声、振动与声振粗糙度(noise vibration harshness, NVH)性能下降,噪声增大。目前针对皮带轮噪声仿真评估方法的研究较少,本文中基于流场仿真模型,

收稿日期:2025-04-03

基金项目:国家自然科学基金项目(52176131);国家重点研发项目(2021YFD2000302)

第一作者简介:丁保安(1988—),男,山东济宁人,工学硕士,高级工程师,主要研究方向为整车 NVH 相关仿真及测试技术,E-mail:dingba@weichai.com。

\*通信作者简介:张晓辉(1986—),男,山东潍坊人,工学硕士,工程师,主要研究方向为发动机 NVH 仿真及结构可靠性,E-mail:zhangxiaohui02@weichai.com。

进行气动噪声仿真分析,对比不同皮带轮结构优化方案,为国六柴油机整机降噪提供参考。

## 1 曲轴皮带轮声学机理

### 1.1 气动噪声仿真技术路线

皮带轮气动噪声仿真计算分析流程如图 1 所示,包含基于流体仿真软件 STAR ccm+的发动机流场仿真、基于声学软件 LMS Virtual lab 的气动噪声仿真、基于 LMS test lab 测试数据处理三部分<sup>[8]</sup>。

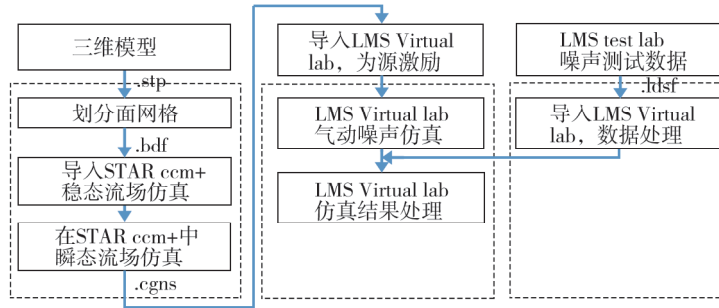


图 1 皮带轮气动噪声仿真计算分析流程

采用 Hypermesh 建立流场仿真模型,在 Nastran 环境下划分皮带轮表面网格后,导入 STAR ccm+进行稳态流场仿真。将稳态流场最后一步迭代结果作为瞬态流场的初始条件,进行瞬态流场仿真。气动噪声是由流体内部流速不均匀或流体表面压力脉动引起的辐射声场,将瞬态仿真输出的 .cgns 文件(即皮带轮表面脉动压力),导入 LMS Virtual lab 作为源激励进行皮带轮气动噪声仿真,为了验证仿真效果,将噪声测试结果导入 LMS Virtual lab 进行数据处理,并与仿真结果进行对比。

流场仿真三维模型包含皮带轮、齿轮室前端盖、发动机等部件,皮带轮与齿轮室前端盖间有深度约为 4 mm、呈圆周分布的凹槽,流场仿真模型如图 2 所示。

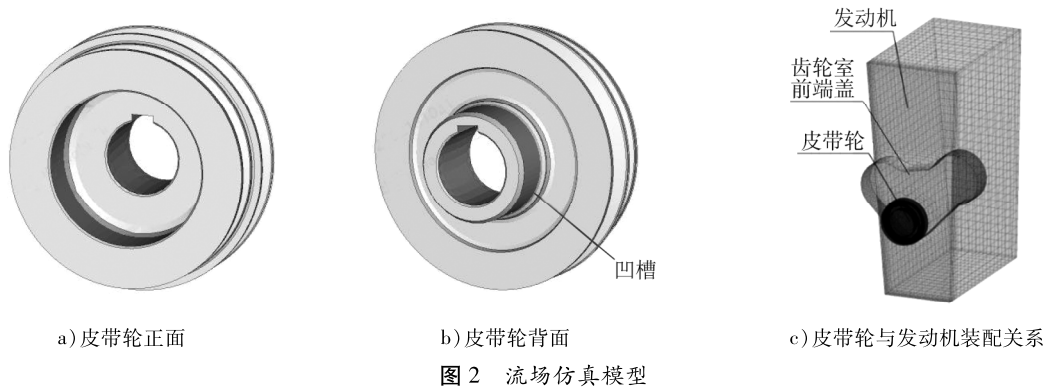


图 2 流场仿真模型

### 1.2 皮带轮表面压力波动方程

流体动力学中流体速度场不均匀时,会产生声波。这些声波可以看作是由于流体中压力扰动传播形成的。莱特希尔应力张量<sup>[9]</sup>可以量化由速度场非均匀性引起的声源强度。莱特希尔应力张量第 $(i,j)$ 个分量<sup>[10]</sup>

$$T_{ij} = \rho v_i v_j + (p' - c_0^2 \rho') \delta_{ij} - \sigma_{ij}, \quad (1)$$

式中: $i, j$ 为不同的方向, $v_i$ 为流体速度在 $i$ 方向上的分量, $v_i v_j$ 为与湍流运动相关的脉动剪切应力项, $\rho$ 为湍流运动密度项, $p'$ 为压力项, $\rho'$ 为有声扰动时的密度分量, $c_0$ 为声速, $(p' - c_0^2 \rho') \delta_{ij}$ 为热传导项(非线性项), $\sigma_{ij}$ 为黏性应力张量第 $(i,j)$ 个分量。

在流场求解时,莱特希尔应力张量 $T_{ij}$ 、压力 and 不同方向的速度分量同时作为迭代求解时的残差监控

量,保证流场解收敛,但声场计算时对应的四极源项忽略不计<sup>[11]</sup>。对于各向同性的低马赫数流动,莱特希尔应力张量<sup>[12]</sup>

$$T_{ij}' = \rho v_i v_j \quad (2)$$

考虑皮带轮旋转壁面的影响,非均相波动方程<sup>[13]</sup>为:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial p_s}{\partial x_i} + \frac{\partial m_s}{\partial t}, \quad (3)$$

式中: $t$ 为时间项; $x_i, x_j$ 分别为 $x$ 位置在 $i$ 和 $j$ 方向上的分量; $p_s$ 为皮带轮表面脉动压力; $\partial p_s / \partial x_i$ 为皮带轮表面非定常负载力的负载噪声项,也是主要考虑的气动噪声源项; $m_s$ 为质量项; $\partial m_s / \partial t$ 为可忽略的厚度噪声项<sup>[14]</sup>。

### 1.3 皮带轮气动噪声仿真

皮带轮轮毂两个端面为封闭面时,皮带轮气动噪声主要为外部辐射声,可采用直接边界元方法仿真。设置小风洞尺寸为 $5 \text{ m} \times 5 \text{ m} \times 5 \text{ m}$ ,大风洞尺寸为 $10 \text{ m} \times 10 \text{ m} \times 10 \text{ m}$ ,大风洞区域进口速度为0、出口压力为0、马赫数为0,稳态流场边界条件如图3所示。

采用STAR ccm+进行皮带轮仿真模型稳态、瞬态计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)流场分析,稳态流场压力云图如图4所示。由图4可知:皮带轮压力分布均匀。

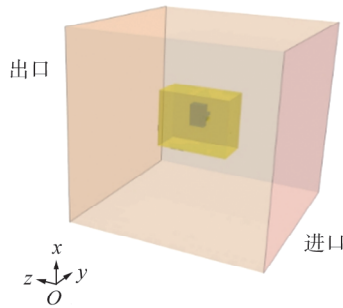


图3 稳态流场边界条件

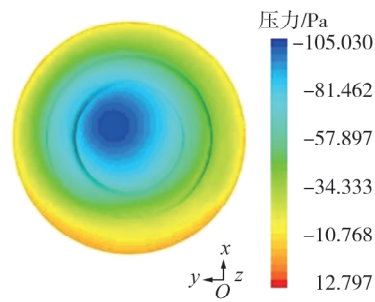


图4 皮带轮稳态流场压力云图

瞬态流场仿真时皮带轮旋转一个周期不同时刻的压力云图如图5所示。由图5可知:在皮带轮转动过程中,皮带轮压力在凹槽处产生压力脉动,压力脉动沿整个凹槽周期性均匀分布。

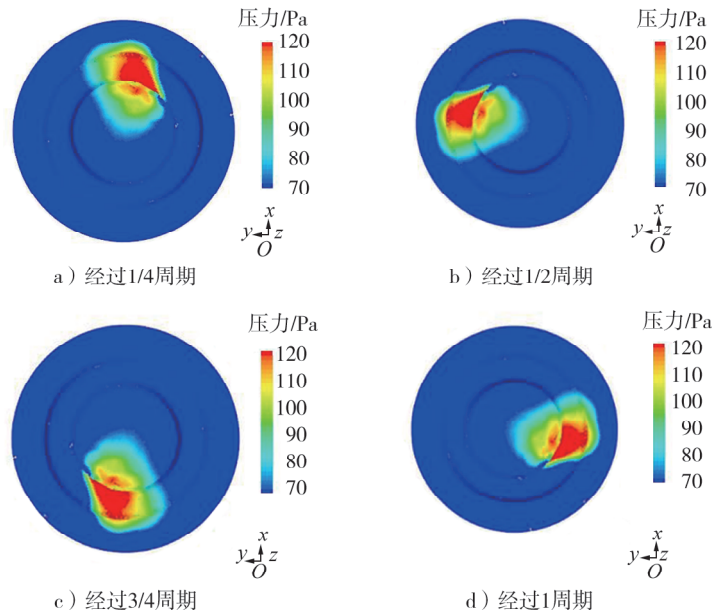
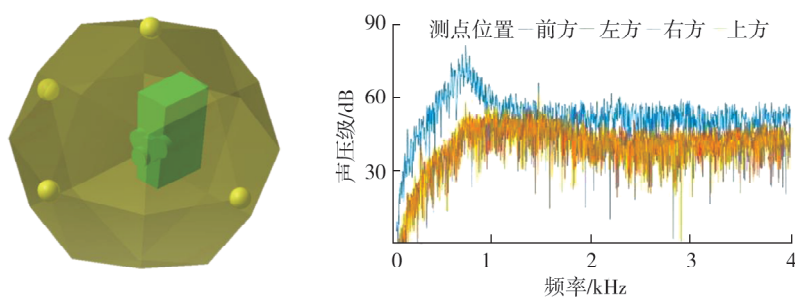


图5 皮带轮瞬态流场一个周期不同时刻压力云图

皮带轮为不开孔结构,距前端盖4 mm,在皮带轮前、左、右、上方4个方向1 m处布置测点,对皮带轮各测点进行仿真噪声测试,以声压级(以A计权)为测试结果进行分析,各测点位置及仿真噪声频谱如图6所示。皮带轮前、左、右、上方的声压级均方根分别为91.50、75.71、75.76、76.32 dB;皮带轮前方1 m处噪声最大;频率为670 Hz时,声压级明显增大,初步分析在皮带轮前、左、右、上4个位置均存在频率约为670 Hz的驻波噪声。

采用CFD分析的皮带轮高速流场气流流线如图7所示。由图7可知,气流流线大都沿皮带轮切线方向朝前;原因为皮带轮前侧为皮带轮噪声传播方向,皮带轮高速旋转时,皮带轮前端面产生负压,气流从皮带轮前侧吸入,沿着皮带轮边缘切线高速甩出,皮带轮与齿轮室前端盖间的凹槽在皮带轮高速气流的作用下产生周期性压力脉动,形成频率约为670 Hz的气动噪声。



a) 各测点位置

b) 仿真噪声频谱

图6 各测点位置及仿真噪声频谱

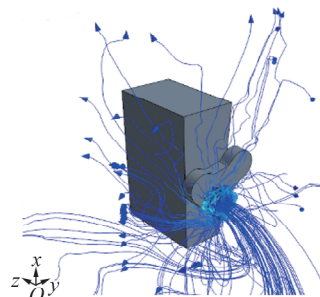
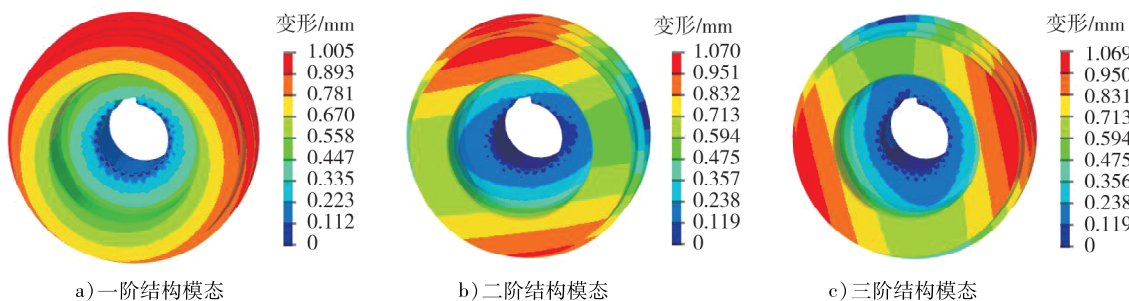


图7 皮带轮高速流场气流流线

#### 1.4 皮带轮结构模态分析

根据NVH分析三要素:源、传递路径、响应分析,皮带轮气动噪声源为皮带轮凹槽(深度为4 mm)的压力脉动产生的约为670 Hz的驻波噪声。传递路径为皮带轮结构模态或皮带轮凹槽产生的空腔模态,采用结构有限元(finite element analysis, FEA)方法仿真分析皮带轮结构模态如图8所示。分析结果显示:一阶频率为2 635 Hz,振型为皮带轮沿 $x$ 轴旋转;二阶频率为2 732 Hz,振型为沿 $y$ 轴径向弯曲;三阶频率为2 809 Hz,振型为沿 $z$ 轴径向弯曲。皮带轮三阶结构模态频率均大于2 600 Hz,与之前仿真分析的670 Hz的噪声源频率相差较大,判断皮带轮结构模态不是噪声源放大的主要传递路径。



a) 一阶结构模态

b) 二阶结构模态

c) 三阶结构模态

图8 皮带轮结构模态

#### 1.5 皮带轮声腔模态分析

采用声学FEA法仿真分析皮带轮凹槽产生的空腔模态如图9所示。

分析结果显示:皮带轮空腔模态一阶振型分别为沿 $z$ 轴径向平移、沿 $y$ 轴径向平移,对应的频率为670.11、670.25 Hz;二阶振型分别为沿 $z$ 轴径向弯曲、绕 $y$ 轴径向弯曲,对应的频率为1 337.44、1 338.09 Hz。皮带轮空腔一阶模态频率与之前仿真分析的670 Hz的噪声源频率接近,判断皮带轮气动噪声源的主要传递路径为皮带轮凹槽产生的空腔模态,与噪声源产生声腔共振,导致噪声放大。

分析皮带轮引发噪声的机理为:皮带轮高速旋转时,皮带轮与齿轮室前端盖间的凹槽产生周期性压力脉动,为皮带轮气动噪声源;同时该凹槽在皮带轮高速旋转时形成相对封闭的空腔,其声腔模态与噪声

源激励频率非常接近,引发共振,噪声放大,从皮带轮前侧向外传播。

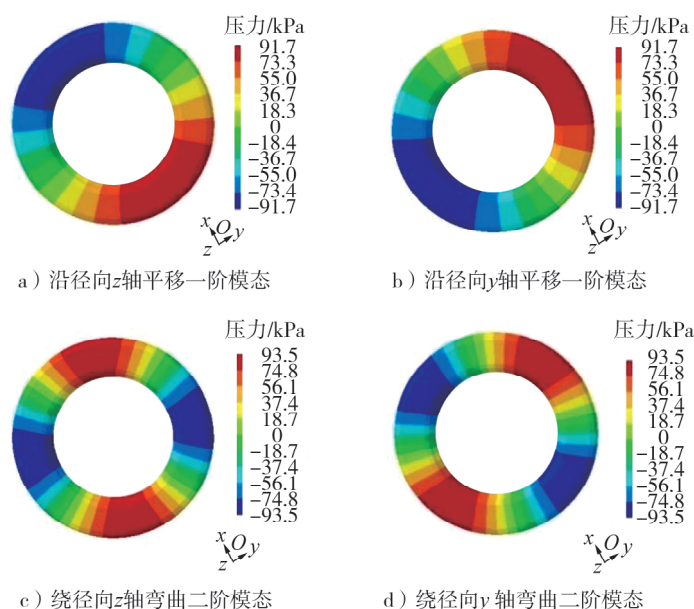


图9 皮带轮空腔模态

## 2 降噪方案仿真与验证

### 2.1 优化方案

原方案皮带轮不开孔,距前端盖4 mm,直径为130 mm。为优化皮带轮噪声,分析传播路径,提出以下优化方案。方案1:皮带轮开孔5 mm(即条形孔直径为5 mm),距前端盖4 mm;方案2:皮带轮开孔10 mm,距前端盖4 mm;方案3:皮带轮不开孔,皮带轮凹槽填充,距前端盖4 mm;方案4:皮带轮不开孔,距前端盖10 mm;方案5:皮带轮不开孔,距前端盖20 mm;方案6:皮带轮不开孔,距前端盖4 mm,半径减半;方案7:皮带轮不开孔,距前端盖4 mm,半径增加10 mm。各优化方案结构示意图如图10所示。

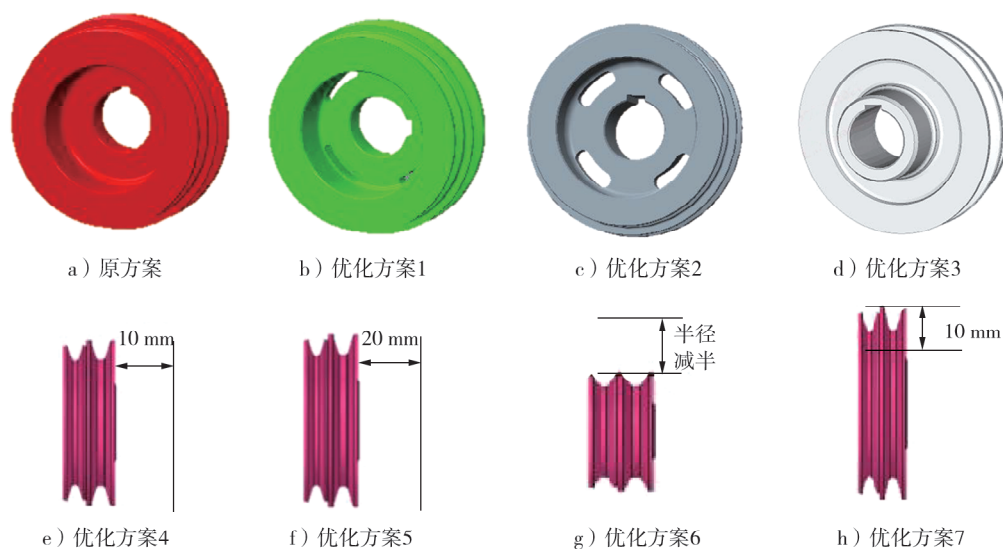


图10 各优化方案结构示意

### 2.2 噪声仿真分析对比

原方案与优化方案气动噪声仿真噪声频谱对比如图11所示,原方案与优化方案声压级均方根对比

如表 1 所示。

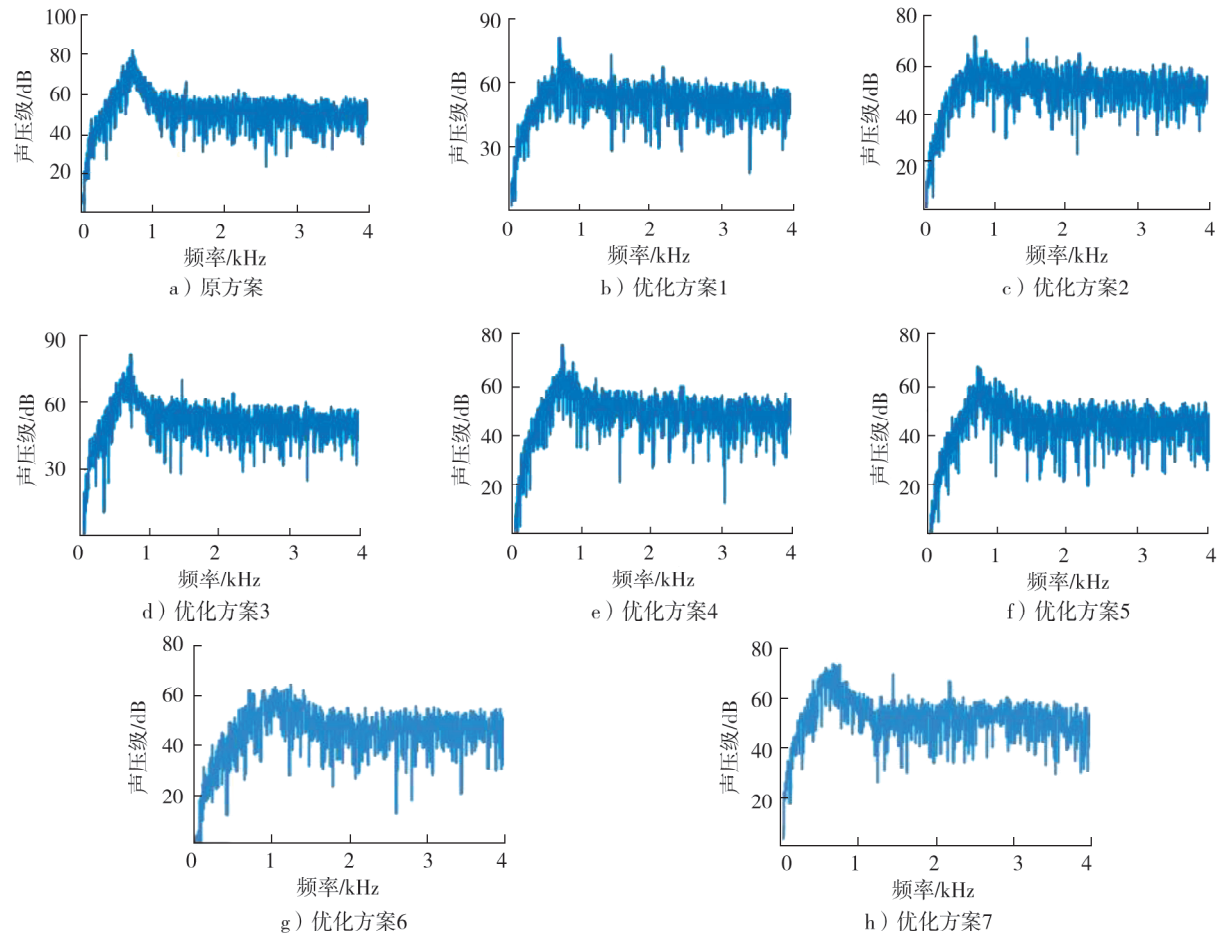


图 11 原方案与优化方案噪声频谱对比

| 表 1 优化方案与原方案声压级均方根对比 |        |                         | 单位: dB |        |            |
|----------------------|--------|-------------------------|--------|--------|------------|
| 优化方案                 | 声压级均方根 | $\Delta_n$ <sup>①</sup> | 优化方案   | 声压级均方根 | $\Delta_n$ |
| 1                    | 87.43  | -4.07                   | 5      | 80.15  | -11.35     |
| 2                    | 84.82  | -6.68                   | 6      | 81.08  | -10.42     |
| 3                    | 89.67  | -1.83                   | 7      | 89.03  | -2.47      |
| 4                    | 84.25  | -7.25                   |        |        |            |

① $\Delta_n$  为优化方案声压级均方根与原方案声压级均方根的差。

由表 1 可知:对比优化方案 1、2,皮带轮条形孔直径与降噪正相关,条形孔直径越大,噪声越小;对比优化方案 4、5,皮带轮与齿轮室的轴向距离与降噪效果正相关,皮带轮与前端盖距离增大,噪声越小;对比优化方案 6、7,皮带轮径向半径与降噪负相关,皮带轮半径越小,噪声越小;优化方案 3 中皮带轮凹槽填充,消除了空腔模态,有利于减小噪声。考虑皮带轮的刚度及优化方案实施的便捷性,选择优化方案 1,皮带轮开孔 5 mm,距离前端盖 4 mm 为较佳优化方案。

2.3 降噪方案验证

为校验降噪方案的有效性,对皮带轮原方案、优化方案 1 进行升速工况噪声试验。皮带轮前方 1 m 处为麦克风测点,将发动机转速由怠速(1 200 r/min)逐渐升高至额定转速(2 200 r/min),原方案与优化方案 1 升速工况噪声试验曲线对比如图 12 所示。由图 12 可知:对比原方案,采用优化方案 1 的皮带轮声压级明显减小,降低了皮带轮噪声。优化方案 1 的声压级均方根比原方案减小了约 2 dB,分析原

因为:皮带轮采用优化方案 1,改变了传递路径上原方案中 4 mm 凹槽形成的空腔模态,皮带轮高速旋转气流通过条形孔与前端流通,减小气流涡流强度,无法形成皮带轮驻波,降低了气动噪声。

振动频率为 0~4 kHz 时,原方案、优化方案 1 的噪声频谱仿真结果与试验结果对比如图 13 所示。原方案噪声声压级均方根仿真结果与试验测试结果的差为 1.9 dB;优化方案 1 噪声声压级均方根仿真结果与试验测试结果的差为 0.9 dB,仿真方法能够较为准确的反映实际振动噪声声压级。

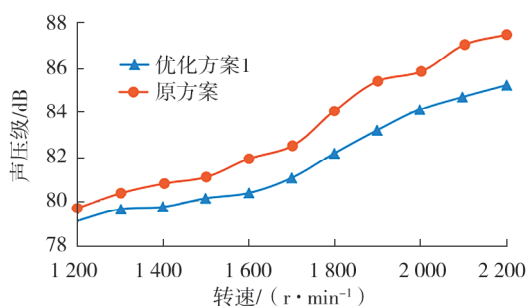


图 12 原方案与开孔方案噪声试验曲线

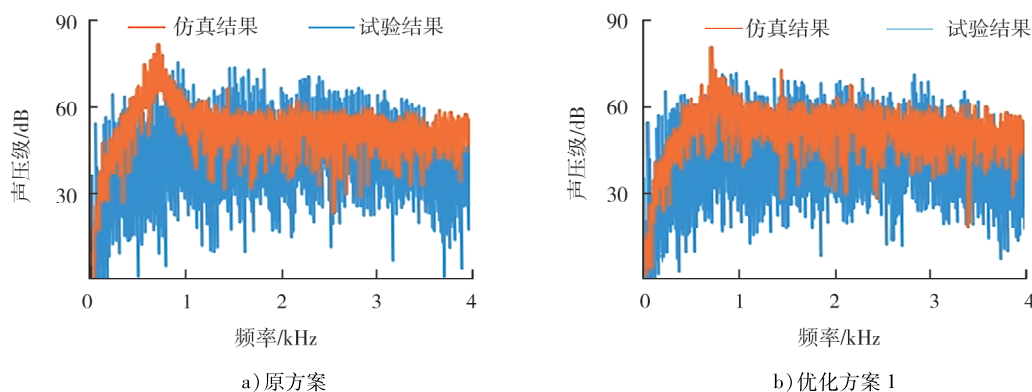


图 13 原方案、优化方案 1 噪声频谱仿真与试验测试对比

### 3 结语

1) 通过气动噪声仿真分析,确认皮带轮气动噪声源为皮带轮深度为 4 mm 凹槽的压力脉动产生的约为 670 Hz 的驻波噪声。结合皮带轮结构模态分析及声腔模态分析,确定噪声传递路径为皮带轮凹槽产生的空腔模态,该模态一阶频率与噪声源产生声腔共振,导致噪声放大。

2) 优化皮带轮结构,并采用气动噪声仿真分析不同优化方案的降噪效果,皮带轮开孔的优化方案改变了原不开孔方案中 4 mm 凹槽形成的空腔模态,皮带轮高速旋转产生的气流通过条形孔与前端流通,减小气流涡流强度,降低了气动噪声。

3) 通过对曲轴皮带轮高速转动时的声学机理进行分析,提出一种发动机皮带轮气动噪声仿真方法,仿真方法与试验测试的声压级均方根的差较小,小于 2 dB,该方法可有效用于工程实践。

### 参考文献:

- [1] 徐萍. 发动机前端轮系怠速异响问题的分析与优化[J]. 汽车知识, 2024, 24(8): 123-125.
- [2] 樊小欢, 刘刚, 杨汶坪, 等. 某发动机前端轮系张紧器异响分析及改进[J]. 内燃机与动力装置, 2021, 38(2): 68-72.
- [3] 夏承睿, 李祖艺, 成建锋. 发动机台架测试系统的减振研究与优化[J]. 中国设备工程, 2025(6): 139-142.
- [4] 郑国世, 方劲松, 李玉圭. 柴油机曲轴皮带轮转动惯量的限值研究[J]. 汽车科技, 2007(4): 16-20.
- [5] 杨当友, 陈拯, 吴贵根, 等. 发动机曲轴皮带轮垫片失效分析[J]. 金属热处理, 2011, 36(增刊 1): 130-133.
- [6] 莫煜, 石祝竹. 曲轴减震皮带轮粘附工艺的实验分析与实践[J]. 科技资讯, 2011(23): 71-72.
- [7] 何江华, 朱岩, 农永新, 等. 曲轴皮带轮的装配方法及导向工装: CN101456113B[P]. 2011-07-06.
- [8] 张晓辉, 丁保安, 王景新, 等. 风扇宽频涡流气动噪声分析及降噪[J]. 内燃机与动力装置, 2023, 40(4): 61-66.
- [9] 刘秋洪, 覃梦阳, 毛义军, 等. 非紧致气动噪声传播的研究进展与分析[J]. 空气动力学学报, 2018, 36(3): 440-448.
- [10] 郑超, 王贺远, 高启, 等. 基于数值模型的气动噪声预测计算方法研究[J]. 价值工程, 2024, 43(13): 143-147.

- [11] VILLAMIZAR V, ACOSTA S, DASTRUP B. High order local absorbing boundary conditions for acoustic waves in terms of farfield expansions[J]. Journal of Computational Physics, 2017, 333: 331–351.
- [12] FARSHCHI M, HANNANI S K, EBRAHIMI M. Linearized and non-linear acoustic/viscous splitting techniques for low Mach number flows[J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 2003, 42(10): 1059–1072.
- [13] 魏自言, 刘勇, 王琦. 基于 LBM-LES 方法的翼型气动噪声直接数值计算[J]. 应用力学学报, 2019, 36(5): 1012–1017.
- [14] 齐健, 路宽, 李立州, 等. 基于 POD 降阶模型的近场气动噪声研究[J]. 机械设计与制造工程, 2023, 52(12): 69–74.

## Analysis of aerodynamic noise reduction of crankshaft pulley

DING Baoan<sup>1,2</sup>, ZHANG Xiaohui<sup>1,2\*</sup>, WANG Jingxin<sup>1,2</sup>, ZHANG Weilong<sup>1,2</sup>,  
ZHAO Xuefei<sup>1,2</sup>, ZHAO Jingjing<sup>1,2</sup>

1. National Key Laboratory of Internal Combustion Engine and Power System, Weifang 261061, China;

2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

**Abstract:** In order to reduce the noise of the crankshaft pulley, the fluid simulation software STAR ccm+ is used to establish a flow field simulation model, and the acoustic software LMS Virtual lab is used to simulate the aerodynamic noise of the pulley and analyze the structural and acoustic cavity modes of the pulley. The simulation analysis results show that when pulley rotates at high speed, the groove flow velocity between the pulley and the front cover of the gear chamber is uneven, and periodic pressure pulsation is generated on the groove surface, which is the main source of aerodynamic noise of the pulley. A relatively closed cavity is formed inside the groove, and the first-order modal frequency of the acoustic cavity is close to the excitation frequency of the noise source, which increases the noise. The optimized scheme with a 5 mm opening on the pulley is used to compare and verify the aerodynamic noise simulation and testing with the original scheme without a hole on the pulley. The results show that compared with the original scheme, the optimized scheme reduces the root mean square sound pressure level of the aerodynamic noise simulation by about 4 dB, and the root mean square sound pressure level of the acceleration condition test by about 2 dB. The simulation and testing data of the original and optimized schemes are basically consistent, and the simulation method could be effectively used in engineering practice.

**Keywords:** pulley noise; structure mode; acoustic cavity mode; aerodynamic noise; sound pressure level

(责任编辑:胡晓燕)

(上接第 88 页)

is related to the repeatability of measurement, the relative standard uncertainty of formaldehyde mass concentration dilution factor, total volume after exhaust dilution, and the relative standard uncertainty of actual cycle work. Among them, the dilution factor had a greater impact. The average formaldehyde emission of the cold WHTC test is 41.6 mg/(kW·h), and the standard uncertainty of formaldehyde emission measurement is 1.29 mg/(kW·h), with an expanded uncertainty of 2.58 mg/(kW·h). This research can provide a technical reference improving the accuracy and reproducibility of emission measurement of unconventional pollutants such as methanol and formaldehyde.

**Keywords:** methanol engine; formaldehyde emission; unconventional pollutant; uncertainty

(责任编辑:胡晓燕)