

# 基于混合动力汽车正时齿形链系统的 振动噪声特性

程亚兵<sup>1</sup>, 杨泽宇<sup>1</sup>, 李岩<sup>2</sup>, 安立持<sup>1</sup>, 徐泽辉<sup>1</sup>, 曹鹏宇<sup>1</sup>, 陈璐翔<sup>1</sup>

(1. 吉林大学机械与航空航天工程学院, 长春 130022; 2. 中国第一汽车集团有限公司动力总成工厂, 长春 130013)

**摘要:** 基于混合动力乘用车的特殊工况要求, 在对发动机正时齿形链系统进行结构设计的基础上, 进行了正时齿形链系统的振动噪声特性研究。通过建立正时齿形链系统的动力学模型, 分析了其动力学特性, 并获得了振动分析所需边界条件; 基于有限元分析方法, 通过模态分析和频率响应分析了正时齿形链系统的振动特性, 同时, 以正时齿形链系统的振动特性为输入条件进行齿形链系统的声学边界元仿真分析, 并对声压-频率响应曲线以及噪声的分布情况进行了研究。结果表明, 该正时齿形链系统具有优异的振动噪声特性, 本文方法可为混合动力汽车的减振降噪工作提供参考。

**关键词:** 机械设计; 混合动力; 正时齿形链系统; 振动噪声; 动力学特性; 频率响应分析; 声学边界元仿真分析

中图分类号: TB534 文献标志码: A 文章编号: 1671-5497(2023)09-2465-09

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20211234

## Vibration and noise characteristics base on timing silent chain system of hybrid electric vehicle

CHENG Ya-bing<sup>1</sup>, YANG Ze-yu<sup>1</sup>, LI Yan<sup>2</sup>, AN Li-chi<sup>1</sup>, XU Ze-hui<sup>1</sup>, CAO Peng-yu<sup>1</sup>, CHEN Lu-xiang<sup>1</sup>  
(1. School of Mechanical and Aerospace Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. Powertrain Factory, China First Automobile Co., Ltd., Changchun 130013, China)

**Abstract:** Based on the special working condition requirements of hybrid electric vehicles, this thesis conducted a study on the vibration and noise characteristics of the timing silent chain system (TSCS) based on the structural design of the TSCS. The dynamics characteristics of the TSCS were analyzed and the boundary conditions required for vibration analysis were obtained by establishing the dynamics model of the TSCS, and based on the finite element analysis method, the vibration of the TSCS was studied through modal analysis and frequency response analysis, at the same time, using the vibration characteristics of the TSCS as input conditions, the acoustic boundary element simulation analysis of the TSCS was carried out, and the acoustic pressure-frequency response curve and the distribution of noise

收稿日期: 2021-11-17.

基金项目: 国家自然科学基金项目(51775222); 吉林省科技发展项目(20200401136GX).

作者简介: 程亚兵(1979-), 女, 教授, 博士. 研究方向: 汽车链传动系统仿真分析及其设计方法.

E-mail: chengyb@jlu.edu.cn

were studied. The analysis results show the excellent vibration and noise characteristics of the TSCS, and the analysis method will provide a reference for the vibration and noise reduction work of hybrid electric vehicles.

**Key words:** mechanical design; hybrid electric; timing silent chain system; vibration and noise; dynamics characteristics; frequency response analysis; acoustic boundary element simulation analysis

## 0 引言

正时系统是发动机配气机构的重要组成部分,正时传动的精确程度直接影响发动机配气定时的准确性。在目前应用比较广泛的正时传动方式中,正时齿形链兼具正时齿形带和正时齿轮的一些优点,又具有优异的传动特性和噪声特性,特别适用于凸轮轴上置的配气机构。由于啮合冲击、多边形效应、装配误差等原因,齿形链系统本身会产生一定的振动和噪声,再结合混合动力用发动机的复杂工况<sup>[1]</sup>,使得混合动力用正时齿形链系统的振动噪声特性愈加复杂。

孟繁忠等<sup>[2,3]</sup>详细研究了齿形链的啮合原理及其设计方法,并且基于汽车用发动机链条的具体工作状态提出了汽车发动机正时链系统的设计方法。程亚兵等<sup>[4-7]</sup>在齿形链啮合机制的基础上对单相、双相等多种齿形链传动方式的设计方法进行了研究,并运用多体动力学分析方法,验证了设计的合理性。李磊<sup>[8]</sup>对正时链条及机油泵链条进行了高速特性道路试验,研究了正时齿形链系统的磨损机制。Stephenson等<sup>[9]</sup>研究了正时系统运行过程中所受动载荷情况,提出了正时系统高速运行状态下动载荷的衡量方法。Cheng等<sup>[10]</sup>设计了多种不同机制的圆销式齿形链系统,并在此基础上进行了振动噪声的分析,为后续的结构优化、性能提升提供了参考。Xi等<sup>[11]</sup>提出了完整的正时链系统振动噪声特性研究方法,对正时系统的噪声源进行了识别,并提出了噪声值预测方法。董成国<sup>[12]</sup>在正时齿形链系统设计分析的基础上搭建了多轴传动汽车正时系统试验台,分析了其在不同工况下的噪声情况,研究了噪声机理并提出了噪声控制方法。

以往的研究多倾向于传统汽车,而对混合动力用汽车正时齿形链系统研究较少。本文结合混合动力用发动机正时齿形链系统具体工况,运用多体动力学分析、有限元分析、声辐射分析等方法,对正时齿形链系统的噪声、振动和声振粗糙度

(Noise、Vibration、Harshness, NVH)特性进行了分析,为提高正时齿形链系统的整体性能提供了理论参考。

## 1 振动特性前置分析

### 1.1 混合动力用正时齿形链系统工况分析

并联式混合动力汽车与传统燃油汽车的区别在于加入了电机驱动系统,电动机与发动机可同时运行或单独运行。结合相应的控制策略,可以取消发动机怠速工况,使其运行在最佳效率区域。

混合动力汽车用发动机的工作状况相对于传统汽车更加复杂,具体包括:频繁启停、启动转速高、运行效率高等<sup>[13]</sup>。此外,发动机在运行过程中可将部分动能转化为电能,并为电动机的电池进行充电。相对于传统汽车,混合动力用发动机正时齿形链系统的振动和噪声均有增大的趋势,因此,针对混合动力用乘用车发动机正时齿形链系统的振动噪声特性的研究尤为迫切。

### 1.2 动力学仿真模型的建立

正时齿形链系统是由多个链板和销轴通过运动副连接而成的复杂多体机械系统,单体部件设计过程中的失误会导致整个系统运行不顺畅,进而影响系统的振动噪声特性。运用多体动力学分析方法研究其动力学特性,可以避免因系统运行不顺畅对后续振动噪声分析造成的影响,同时获得振动分析所用的相关数据。

结合前期所设计的正时齿形链系统,建立其多体动力学模型如图1所示。发动机正时齿形链系统的具体构成为:曲轴链轮、排气凸轮轴链轮、进气凸轮轴链轮、固定导轨A、固定导轨B、张紧导轨、张紧器以及若干链板和销轴。根据某主机厂商提供的数据确定链板节距为6.35 mm,链板数为176个。

为保证仿真的正常进行和准确性,为各部件添加约束。综合考虑发动机工况及额定转速,分别选取转速2000、4000、6000 r/min进行仿真分析。

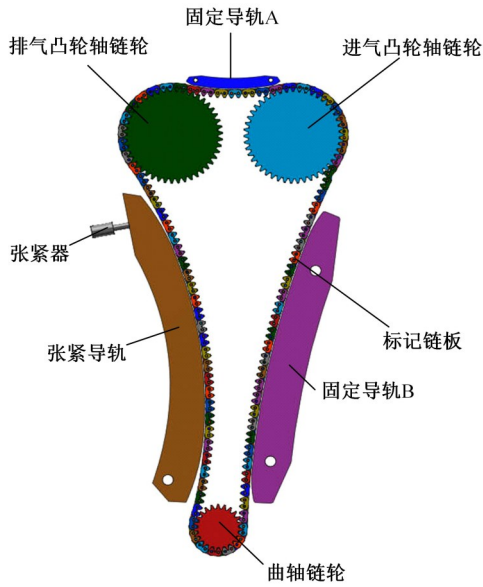


图 1 多体动力学模型

Fig. 1 Multi-body dynamics model

1.3 动力学仿真结果分析

由于多边形效应的存在,正时齿形链系统在运动过程中极易产生波动,所以可用系统的运动轨迹、链板角速度和瞬时传动比等数据检验整体运动的平稳性。链条运动轨迹如图 2 所示;转速为 2000 r/min 时链板角速度如图 3 所示;各转速下的瞬时传动比如图 4 所示。

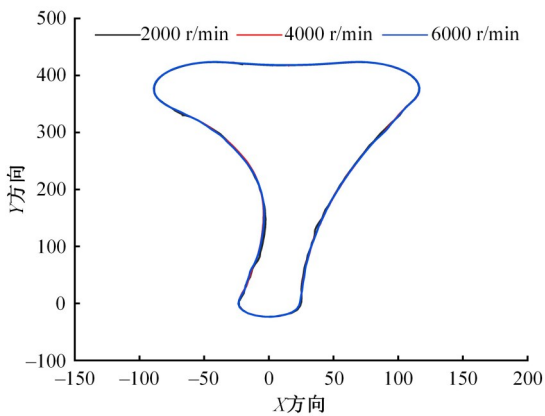


图 2 不同转速下链条运动轨迹

Fig. 2 Movement trajectory of chain at different speeds

由图 2 可以看出,正时齿形链系统整体运动较平稳,最大波动出现在链板离开曲轴链轮进入张紧导轨时,此时链条由静止变为运动,瞬时载荷较大,故链节波动较大为正常现象。在张紧导轨与固定导轨 A、B 的限制下,链条松、紧边在运动过程中并未发生较大的波动,各转速下的运动轨迹基本相同,符合设计要求。

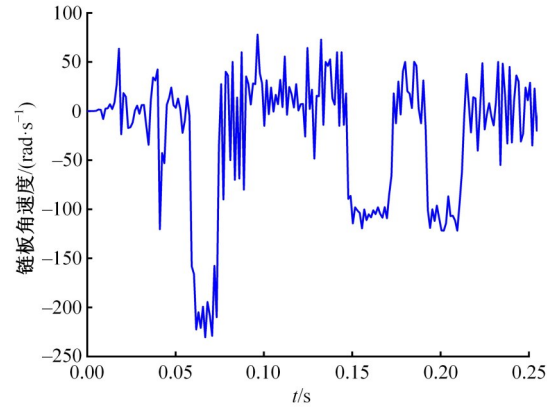


图 3 转速为 2000 r/min 时链板角速度

Fig. 3 Angular velocity of the chain plate at 2000 r/min

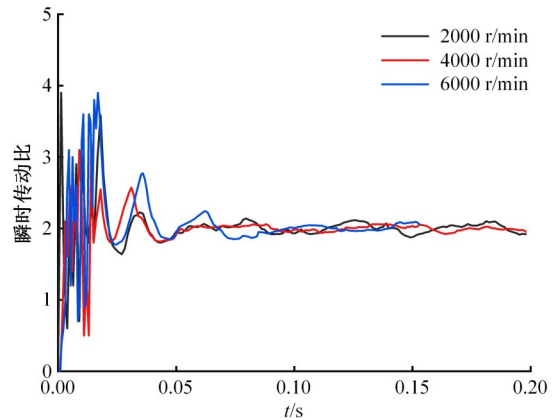


图 4 不同转速下系统瞬时传动比

Fig. 4 Instantaneous transmission ratio at different speeds

当转速为 2000 r/min 时,系统完整运动一个周期后,标记链板角速度的变化曲线如图 3 所示,标记链板位置如图 1 所示。可以看出,前 0.05 s 的加速阶段过后链板角速度变化呈现一定的规律性:0.06~0.08 s 时,链板与曲轴链轮啮合,角速度为 209 rad/s;0.15~0.17 s 以及 0.19~0.21 s 时,链板与凸轮轴链轮啮合,角速度为 105 rad/s。链板角速度曲线基本符合正时齿形链系统运动特性。

图 4 中,前 0.05 s 加速阶段时,正时齿形链系统瞬时传动比变化较剧烈,这是由于此时系统未达到平稳运动状态。随着系统运动趋于稳定,瞬时传动比逐渐靠近理论值 2,并在其附近上下浮动<sup>[14]</sup>。

图 5 为链轮与链板之间的接触力。进行后续频率响应分析时,需要输入相应的激励,不同激励会引发不同的响应。对正时齿形链系统的运动过程进行分析可知:曲轴链轮为主动链轮,通过轮齿

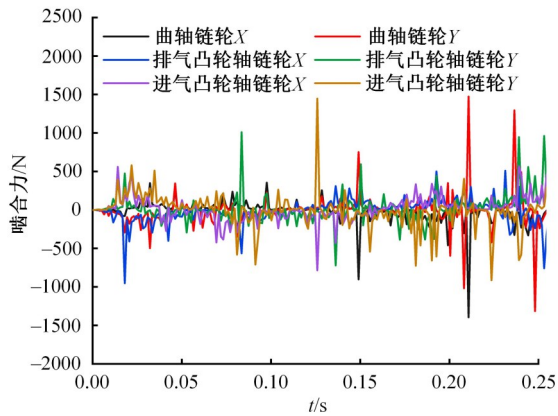


图 5 链板链轮接触力

Fig. 5 Contact force between the chain plate and the sprocket

与链板齿廓的啮合带动链板运动,进而带动凸轮轴链轮运动。故链轮和链板之间的啮合力为系统的主要驱动力,提取该力作为后续振动分析的激励。

频响分析中的激励通常为频域力,由相位和幅值组成,而动力学分析中得到的啮合冲击为时域力,因此需要对其进行傅里叶变换<sup>[15]</sup>。傅里叶变换是信号处理中的常用方法,具体变化过程如下:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt = |X(f)| e^{j\varphi(f)} \quad (1)$$

式中: $x(t)$ 为时域力; $|X(f)|$ 为连续幅值谱; $\varphi(f)$ 为连续相位谱。

最终得到的啮合频域力和啮合相位图如图 6 和图 7 所示。

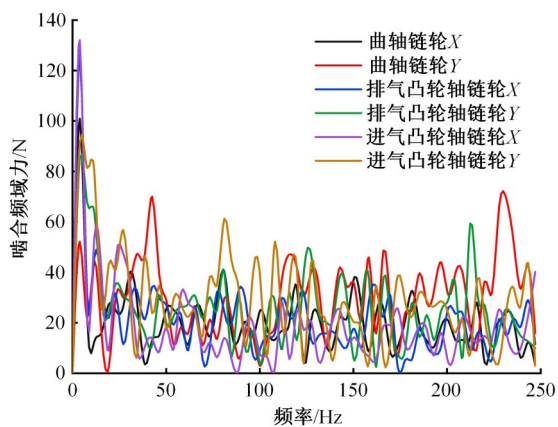


图 6 啮合频域力

Fig. 6 Meshing impact between the chain plate and the sprocket

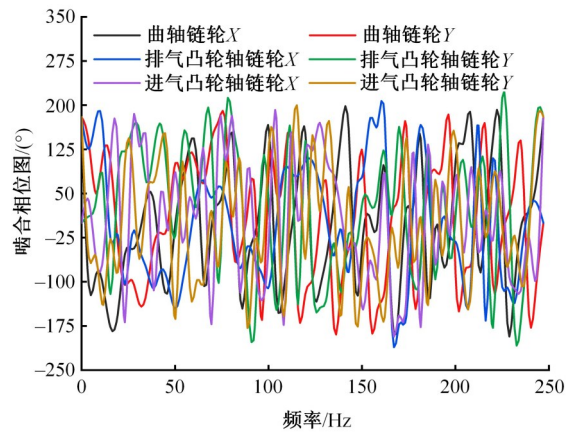


图 7 啮合相位图

Fig. 7 Meshing phase between the chain plate and the sprocket

## 2 振动特性分析

### 2.1 有限元分析前处理

在进行有限元分析之前要对正时齿形链系统三维模型进行一定优化以提高有限元分析的准确性,主要包括:去除一些细小的面和边角、删除不必要的结构等。

为提高运算精度及缩短运算时间,选择四面体网格进行分析,同时对链板的背部和档部、链轮轮齿的齿廓、各导轨接触面等进行网格密集处理。根据系统整体尺寸确定网格大小为 2 mm,划分完成后节点数为 324 244、网格数为 166 194,材料属性如表 1 所示<sup>[16]</sup>。基于厂家提供的工况对有限元模型施加约束:对曲轴链轮施加 2000 r/min 的转速,对两凸轮轴链轮施加 6 N·m 的负载扭矩,对两固定导轨施加固定副,对张紧导轨和张紧器施加圆柱副和张紧力。约束后的有限元模型如图 8 所示。

在离心力的影响下,运行过程中正时齿形链系统内部会产生一定的应力,这些应力会对其固有频率造成影响。因此,应以静力学分析为前置,对正时齿形链系统施加预应力。依照上述边界条件进行静力学分析,结果如图 9 所示。

由图 9 可以看出:应力集中主要出现在链板啮入和啮出链轮处,最大值为 21.623 MPa,远低于材料的屈服强度(见表 1),不会破坏系统结构。

### 2.2 模态分析

模态是机械结构的固有振动特性,进行模态分析可以获得正时齿形链系统的模态振型以及固

表 1 各部件材料属性

Table 1 Material properties of each component

名称	材料	抗拉强度/MPa	屈服强度/MPa	泊松比	弹性模量/MPa	密度/(kg·m <sup>-3</sup> )
链板	50CrVA	1274	1127	0.285	2.1×10 <sup>5</sup>	7.85×10 <sup>3</sup>
销轴	20CrMnMo	1175	885	0.285	2.1×10 <sup>5</sup>	7.85×10 <sup>3</sup>
链轮	40Cr	980	785	0.285	2.1×10 <sup>5</sup>	7.85×10 <sup>3</sup>

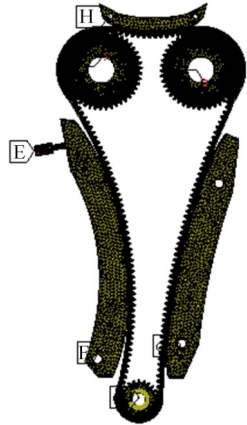


图 8 有限元分析模型

Fig. 8 Finite element model

有频率<sup>[17]</sup>。在静力学分析的基础上进行有预力的模态分析,结果如图 10 和图 11 所示。

图 10 为分析得到部分模态振型,分别为 1~5 阶和 11~15 阶振型。从振型可以看出:链条振动主要发生在正时齿形链系统的松紧边上,并且随着阶数的增加,松紧边振动的复杂程度增加。这是由于相对其他部分,松紧边自由度未完全约

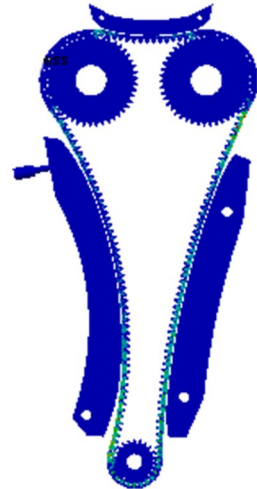


图 9 静力学分析结果

Fig. 9 Results of statics analysis

束,所以容易发生振动。相较于松紧边,上边横跨部分的自由度约束比较充分,振动较小。当频率为 545.29 Hz 时变形最大,说明此频率下共振会对结构造成严重破坏,应通过结构优化避免系统在此频率下工作。

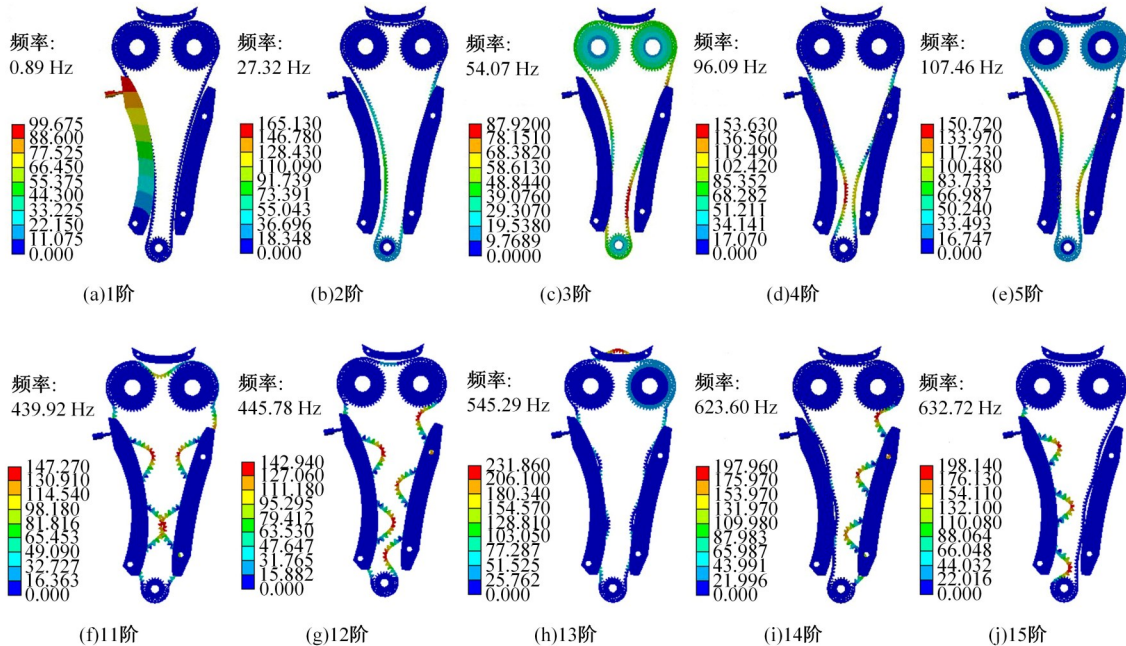


图 10 部分模态振型

Fig. 10 Partial mode vibration pattern

通过计算得到正时齿形链系统正常运行时的啮合频率 $f_{\text{啮}}$ 和旋转频率 $f_{\text{旋}}$ <sup>[18]</sup>,公式如下:

$$f_{\text{啮}} = \frac{nz}{60} \tag{2}$$

$$f_{\text{旋}} = \frac{n}{60} \tag{3}$$

式中: $n$ 为转速; $z$ 为链轮齿数。

计算得到的旋转频率为 33.33 Hz,啮合频率为 766.67 Hz。

结构的稳定性受低阶模态影响较大。从图 11 可知,正时齿形链系统的前 20 阶固有频率为 1~1065 Hz,第 20 阶固有频率已经超过系统正常运行频率,即更高阶的模态不易激发。

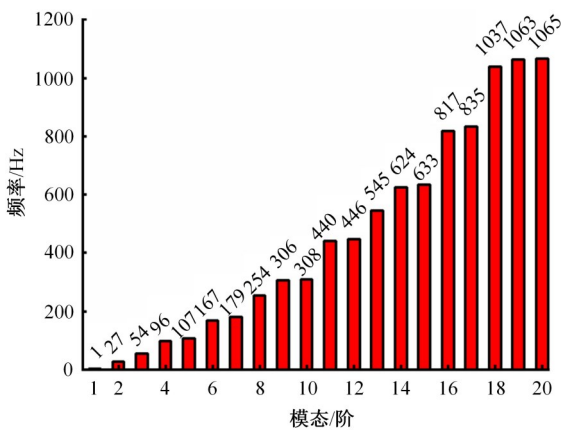


图 11 前 20 阶固有频率

Fig. 11 First twenty order natural frequency

由图 11 还可看出,旋转频率、啮合频率与 1~20 阶固有频率均不相同,说明正时齿形链系统正常运行时不易发生共振,结构设计合理。

### 2.3 频率响应分析

与模态分析不同,频率响应分析研究的是系统在持续激励作用下位移、速度、加速度等的频率响应关系<sup>[19]</sup>。经由频率响应分析可以得到系统在不同频率激励下的振动情况,为后续噪声分析提供数据。

将上述动力学分析中得到的激励(见图 6 和图 7)输入系统中,设置频率区间为 1~1100 Hz,进行分析。得到的位移-频响曲线、速度-频响曲线、加速度-频响曲线分别如图 12~图 14 所示。

由图 12~图 14 可知,3 条曲线趋势基本一致,低频和高频的激励并不会引起明显响应。在频率为 100~900 Hz 时,曲线存在 5 个明显的峰值,其频率分别为 165、275、440、550、825 Hz,峰值频率均为危险频率。在峰值频率下,一个很小

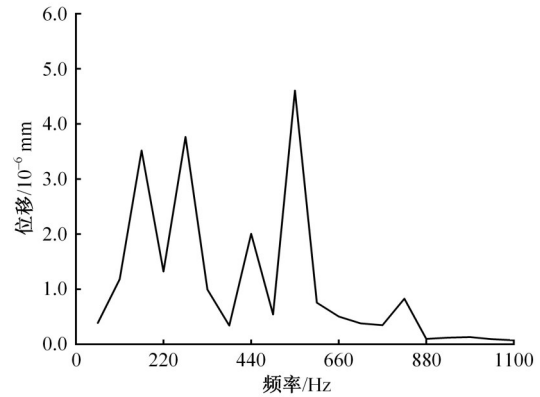


图 12 位移-频响曲线

Fig. 12 Speed-frequency response curve

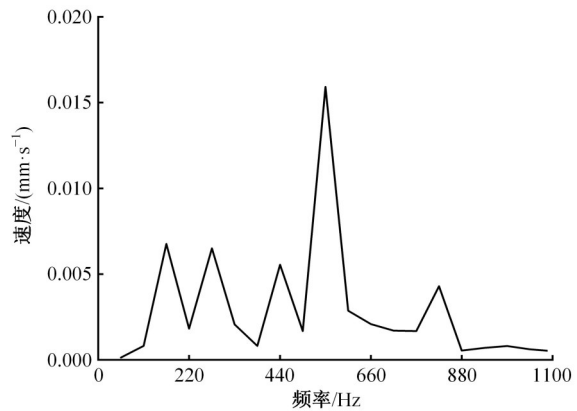


图 13 速度-频响曲线

Fig. 13 Displacement - frequency response curve

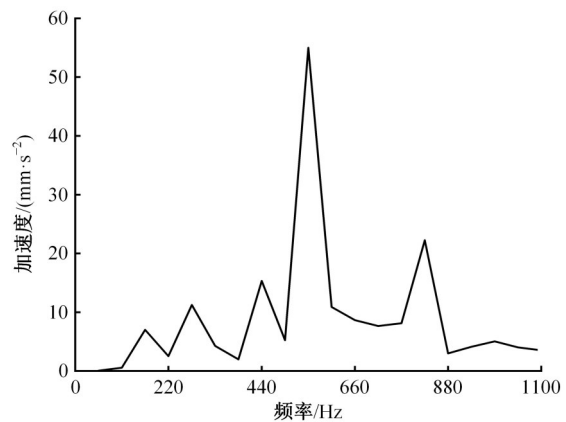


图 14 加速度-频响曲线

Fig. 14 Acceleration-frequency response curve

的激励就会引发很大的响应,破坏系统结构,应在设计过程中应优化结构以避免系统工作在峰值频率下。与模态分析对比可以发现,响应最大值处的频率为 550 Hz,该频率与系统第 13 阶模态(变形最大)的频率(545.29 Hz)相近,其余峰值频率也均与系统固有频率相近,验证了模态分析的准确性。

### 3 噪声特性分析

#### 3.1 声辐射仿真模型的建立

噪声分析是NVH分析的重要组成部分,齿形链系统的主要优点之一便是低噪声,能否有效地控制噪声是衡量齿形链系统设计是否合理的重要标准<sup>[20]</sup>。声学计算方法主要分为声学有限元法和声学边界元法,声学有限元法在求解内声场和声辐射等方面应用广泛,但在分析一些复杂模型时计算量过大,会导致计算时间过长,而声学边界元法只需提取模型面网格,计算更加简单、快速。综合考虑,采用声学边界元法中的直接边界元法进行分析<sup>[21]</sup>。

声辐射仿真分析采用LMS Virtual. Lab进行。提取振动分析结果,运用软件自带的网格划分功能将有限元体网格转变为边界元面网格,网格划分如图15所示。创建场点网格(见图16)以



图15 声学边界元模型

Fig. 15 Acoustic boundary element model

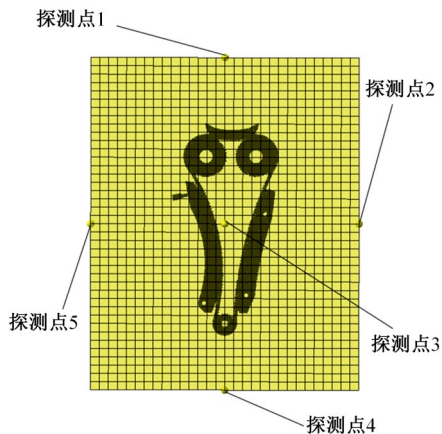


图16 场点网格

Fig. 16 Field point mesh

收集正时齿形链系统各部分噪声分布信息,后续噪声值将以声压云图的形式反映在场点网格上,本次采用方形场点网格进行分析。基于前置振动分析结果,设置声辐射分析频率为0~1100 Hz,求解步长为50 Hz,定义传播介质为空气,进行声辐射计算。

#### 3.2 声辐射仿真结果分析

在场点网格各处设置探测点以获得声压-频率响应曲线,本次在场点网格正面上、下、左、右、中共设置5个探测点,如图16所示。计算得到的声压-频响曲线如图17所示,可见曲线整体呈先上升后下降的趋势。声压最大值出现在频率为550 Hz处,其值为32 dB,大部分频率下的声压值约为20~30 dB。对比振动分析结果可以发现,声压-频响曲线与振动-频响曲线的趋势基本相同,声压最大值频率与13阶模态(变形最大)对应频率相近,验证了振动分析的准确性。

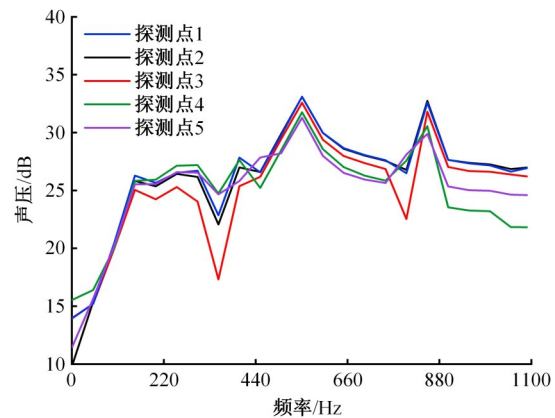


图17 声压-频响曲线

Fig. 17 Acoustic pressure-frequency response curve

由图17可以看出,频率为550 Hz时声压出现最大值,故提取该频率下的声压云图,如图18所示。从图18可以看出,噪声主要出现在链板与系统内其他部件接触处。其中,两凸轮轴链轮与链条啮合处、固定导轨B与链条接触处噪声较大,其值为32.3 dB。张紧导轨与链条接触处、曲轴链轮与链条啮合处噪声值较小,其值为30.7 dB。这是由于相对凸轮轴链轮,曲轴链轮处接触面积和啮合冲击较小,噪声值也相对小。声辐射分析的结果符合《汽车加速行驶车外噪声限值及测量方法》(GB 1495-2002)中规定的噪声标准<sup>[22]</sup>,验证了本文设计的合理性。

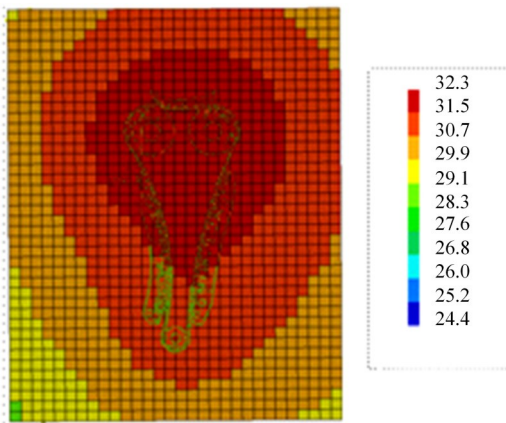


图 18 声压分布云图

Fig. 18 Acoustic pressure distribution

## 4 结 论

(1) 进行了振动分析的前置分析, 分别对 2000、4000、6000 r/min 转速下运行的正时齿形链系统进行多体动力学分析, 得到链条的运动轨迹、标记链板的角速度以及系统的瞬时传动比等数据, 证明了系统运行的平稳性, 同时获得了链轮和链板的接触力作为后续振动分析的输入激励。

(2) 建立了有限元分析模型, 经过前置处理后进行了模态分析。分析得到了正时齿形链系统的前 20 阶模态振型及固有频率, 仿真结果表明, 振动主要集中在系统的松紧边上, 且共振频率均与系统正常运行频率有所差别, 不易发生共振。将从动力学分析中得到的数据输入正时齿形链系统中进行频率响应分析, 可知频响曲线的峰值频率与模态分析得到的固有频率相近, 但与系统正常运行的频率相差较远, 验证了模态分析的准确性, 同时说明系统正常运行时不会发生共振。

(3) 建立了声学边界元仿真模型, 基于振动分析结果进行了声辐射分析。声压曲线与各频响曲线趋势基本相同, 最大值为 32 dB, 大部分频率下声压值为 10~20 dB。声压云图表明, 噪声多发生在链条与系统其他部件接触处, 最大值出现在链条与两凸轮轴链轮啮合处, 其值为 32.3 dB。噪声分析结果符合汽车噪声标准。

### 参考文献:

[1] 王长卉. 不同构型混合动力汽车排放及发动机运行工况特性试验研究[D]. 烟台:烟台大学机电汽车工程学院, 2021.  
Wang Chang-hui. Emissions and engine operation behaviors of hev with different topology[D]. Yantai:

School of Electromechanical and Automotive Engineering, Yantai University, 2021.

- [2] 孟繁忠. 齿形链啮合原理[M]. 2版. 北京:机械工业出版社, 2015.
- [3] 孟繁忠, 李宝林, 吕翔, 等. 汽车发动机正时链系统设计方法[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2009, 41(5): 121-124.  
Meng Fan-zhong, Li Bao-lin, Lv Xiang, et al. Design method of timing chain system for automotive engine[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2009, 41(5): 121-124.
- [4] 程亚兵, 王洋, 李磊, 等. 汽车 V 型发动机用正时链传动系统的设计[J]. 吉林大学学报:工学版, 2015, 45(1): 139-144.  
Cheng Ya-bing, Wang Yang, Li Lei, et al. Design of V type engine timing chain system[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2015, 45(1): 139-144.
- [5] Cheng Y B, Wang X, Liu H, et al. Research on multi-variation coupling effect of heart-shaped dual phase Hy-Vo silent chain system[J]. Advances in Engineering Software, 2017, 107: 1-6.
- [6] Cheng Y B, Wang Y, Li L, et al. Design method of dual phase Hy-Vo silent chain transmission system[J]. Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering, 2015, 61(4): 237-246.
- [7] Cheng Y B, Yin S, Wang X, et al. Design and analysis of double-side meshing and dual-phase driving timing silent chain system[J]. Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering, 2016, 62(2): 127-136.
- [8] 李磊. 发动机正时链系统设计分析及其高速特性试验研究[D]. 长春: 吉林大学机械与航空航天工程学院, 2015.  
Li Lei. Design and analysis of the engine timing silent chain system and experimental study on high-speed characteristics[D]. Changchun: School of Mechanical and Aerospace Engineering, Jilin University, 2015.
- [9] Stephenson R, Glennie D, Fawcett J N, et al. A method of measuring the dynamic loads in high-speed timing chains[J]. Journal of Automobile Engineering, 2000, 214(2): 217-226.
- [10] Cheng Y B, Zhang J Y, Gao W, et al. Study on vibration and noise characteristics of rounded-jointed silent chain system[J]. Institute of Noise Control Engineering, 2018, 66(4): 290-297.
- [11] Xi J X, Feng Z M, Wang G Q, et al. Vibration and noise source identification methods for a diesel engine

- [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(1): 181-189.
- [12] 董成国. 汽车正时齿形链系统设计方法与仿真分析及试验研究[D]. 长春: 吉林大学机械与航空航天工程学院, 2010.
- Dong Cheng-guo. Design method, simulation analysis and experimental study of automotive timing silent chain system[D]. Changchun: School of Mechanical and Aerospace Engineering, Jilin University, 2010.
- [13] 刘兴恕. 混合动力电动汽车(HEV)车内振动噪声分析研究[D]. 天津: 天津职业技术师范大学汽车与交通学院, 2016.
- Liu Xing-shu. Analysis and research on hybrid electric vehicle (HEV) interior vibration and noise[D]. Tianjin: School of Automobile and Transportation, Tianjin University of Technology and Education, 2016.
- [14] 陈家瑞. 汽车构造[M]. 3版. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [15] 熊诗波, 黄长艺. 机械工程测试技术基础[M]. 3版. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [16] 张军跃. 基于多元变异的圆销式齿形链系统振动噪声特性研究[D]. 长春: 吉林大学机械与航空航天工程学院, 2019.
- Zhang Jun-yue. Study on vibration and noise characteristics of rounded-jointed silent chain system based on multivariate variation[D]. Changchun: School of Mechanical and Aerospace Engineering, Jilin University, 2019.
- [17] Li B, Fan S, Zhang Y, et al. The modal analysis of roller chain drives[J]. Advanced Materials Research, 2011, 291-294: 1551-1554.
- [18] 高旺. 圆销式齿形链的变异设计方法研究[D]. 长春: 吉林大学机械与航空航天工程学院, 2019.
- Gao Wang. Research on variation design method of rounded-jointed silent chain[D]. Changchun: School of Mechanical and Aerospace Engineering, Jilin University, 2019.
- [19] O'Connor W J, Mckeown D J. A new approach to modal analysis of uniform chain systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 311(3-5): 623-632.
- [20] Pan M, Shieh T. Design modification for reducing silent chain annoying noise[J]. Journal of Mechanical Design, 2002, 124(4): 822-827.
- [21] 李增刚, 詹福良. Virtual Lab Acoustics 声学仿真计算高级应用实例[M]. 北京: 国防工业出版社, 2010.
- [22] GB 1495—2002. 汽车加速行驶车外噪声限值及测量方法[S].