

# 动力传动装置轴系非线性动力学特性研究

## Study on the Nonlinear Dynamic Characteristics of Vehicle Powertrain

杨守平, 张付军, 黄英, 赵长禄, 凌强

(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

**摘要:** 在考虑相关部件非线性特性的基础上, 采用 GT-CRANK 软件建立某车辆动力传动装置轴系非归一化动力学仿真模型。开展轴系动力学耦合仿真研究, 对比不考虑部件非线性的仿真结果, 扭转减振器的非线性阻尼对轴系扭振特性无影响, 可采用常阻尼代替; 弹性联轴器低频大阻尼、高频小阻尼的特性有效地隔离了发动机低阶扭振向传动装置的传递。最后开展动力传动装置扭振台架试验, 表明轴系耦合仿真模型具有较高的仿真精度。

**关键词:** 车辆动力传动装置; 非线性动力学; 耦合仿真; 扭转减振器; 弹性联轴器

**Abstract:** Based on the nonlinear characteristics of related components, the non-unitary dynamic simulation model of a vehicle powertrain was established using GT-CRANK software, and also the dynamic coupling simulation about shafting was conducted. Compared with the simulation results under the condition of taking into not any account of nonlinear factors, the nonlinear damping of torsional vibration absorber has no effect on the shaft system. The elastic coupling has the dynamic characteristics of low frequency with high damping and high frequency with low damping which isolates the torsional vibration of engine crankshaft and the transmission effectively. The experiment about torsional vibration was conducted on the bench and the results showed that the coupling simulation model has a greatly satisfactory precision.

**Key words:** Vehicle powertrain; Nonlinear dynamics; Coupling simulation; Torsional vibration absorber; Elastic coupling

### 1 引言

在以往车辆动力传动装置动力学建模中, 理想地认为其轴系是由只有转动惯量而无弹性变形的刚体质量和只有弹性变形而无转动惯量的弹性轴段组成。这样的假设在动力传动装置转速不高、负载不大时基本能够满足工程设计的需要。随着车辆动力传动装置朝着高速、重载方向的深入发展, 部件的非线性动力学特性越来越明显。因此, 深入探索动力传动装置非线性动力学特性, 对于获得精确的仿真结果, 更好的支撑部件的结构设计和系统的动力学参数匹配有着重要的理论和工程意义。

车辆动力传动装置主要的非线性部件包括扭转减振器、弹性联轴器和液力变矩器。文献[1]、[2]对液力变矩器的非线性进行了详细地仿真和试验研究，本文不再赘述。对扭转减振器和弹性联轴器的研究，大部分通过建立轴系的归一化动力学模型，进行参数影响规律研究或部件的选型<sup>[1, 3, 4]</sup>。为了真实地反映动力传动装置轴系的扭振特性，本文建立动力传动装置轴系非归一化动力学仿真模型，研究扭转减振器和弹性联轴器的非线性特性对轴系扭振的影响，开展台架试验研究验证仿真结果。

## 2 建模

### 2.1 线性弹性部件的扭振建模

动力传动装置大部分部件非线性特性较弱，可视为线性弹性部件，例如变速箱传动轴、前传动、侧传动等。对这些部件进行合理的简化，离散成弹性质量系统。轴系动力学仿真精度取决于部件的离散是否合理，离散化程度是否合适，动力学参数获取是否精确等因素。工程实践证明，经过合理离散化处理的轴系仿真结果和实测值可基本相符，能够满足工程设计的要<sup>[5]</sup>。

#### (1) 转动惯量

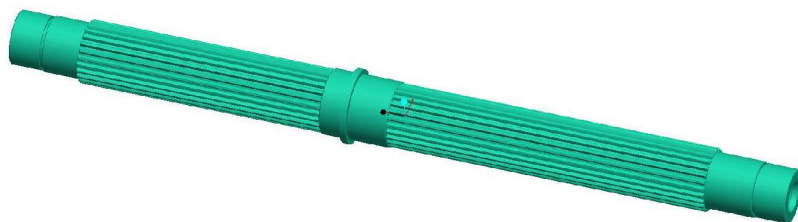
为了真实地反映动力传动装置的动力学特性，建模过程中力求动力学参数准确。采用 Pro/E 软件建立部件三维模型，按照要求输入材料的密度，使用软件的质量属性功能计算旋转部件的转动惯量。该方法计算转动惯量不受部件形状复杂程度的影响，可以较准确的得到如齿轮的转动惯量。

#### (2) 扭转刚度

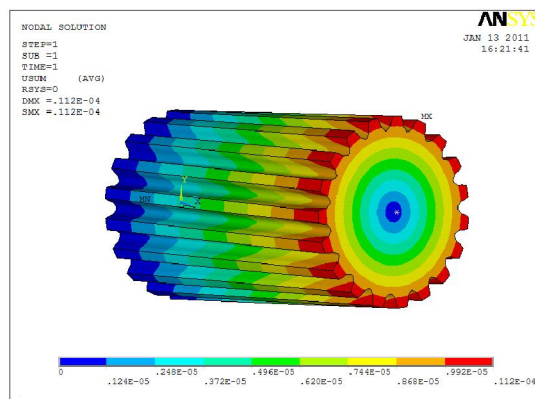
传统计算部件的扭转刚度时通常对部件进行简化，忽略形状不规则部分对扭转刚度的影响，或采用经验公式计算，不可避免带来计算误差。本文使用有限元分析软件 ANSYS 精确计算部件的扭转刚度。若计算相邻部件间轴段的扭转刚度，将轴一端固定（约束所有自由度），另一端约束径向和轴向平动自由度，放开绕轴向的转动自由度。设轴的长度为  $L$  (m)，在自由端加载绕轴向的转矩  $M$  (N.m)，则可计算在轴全长范围内产生的最大扭转角位移  $\varphi$  (m)，则轴段扭转刚度可表示为：

$$K = \frac{ML}{\varphi} \text{ (N.m/rad)}$$

对于阶梯轴或套轴，可根据刚度的串联和并联进行求解，具体方法详见参考文献[6]。图 1 为某传动轴三维图及其轴段刚度的有限元求解结果。



(a) 传动轴三维图



(b) 轴段扭转刚度的求解结果

图 1 轴段扭转刚度的有限元求解

## 2.2 扭转减振器扭振建模

研究的柴油机在自由端安装硅油减振器，将扭转减振器的多质量系统离散成如图 2 所示的双质量系统，其中  $J_i$ 、 $J_{i+1}$  分别为减振器惯性体和壳体转动惯量， $K_d$ 、 $C_d$  为减振器等效刚度和等效阻尼， $J_{i+2}$  为曲轴的离散惯量。硅油减振器的刚度很小，且线性度较高，可按常量刚度处理<sup>[7]</sup>。根据文献[6]，硅油减振器的阻尼系数为：

$$C = \frac{1}{2} J_d \omega \quad (1)$$

式中  $J_d$ —硅油减振器惯性体转动惯量； $\omega$ —系统振动圆频率 (Hz)。

图 3 为减振器的等效阻尼随系统振动圆频率的变化曲线。

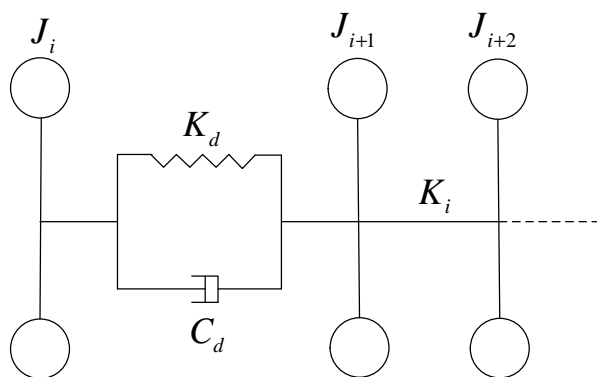


图 2 扭转减振器的双扭摆模型

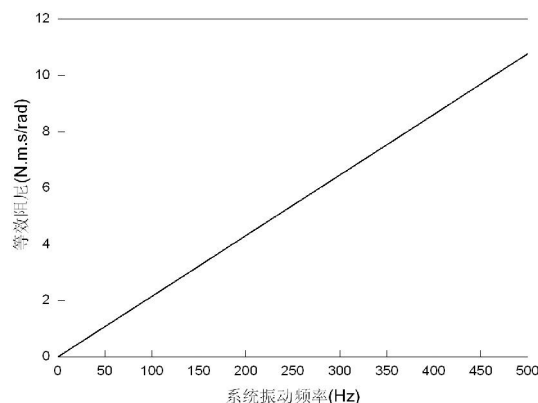


图 3 减振器的等效阻尼系数

## 2.3 弹性联轴器的扭振建模

研究的动力传动装置中，在发动机飞轮端与传动装置之间安装盖斯林格弹性联轴器，用来减小扭矩波动，衰减共振幅值，调整自振频率，补偿轴线对中误差<sup>[6]</sup>。将弹性联轴器简化为双惯量扭转系统，如图 4 所示，其中  $J_n$ 、 $J_{n+1}$  分别表示主动和被动件惯量， $K_n$ 、 $C_n$  分别为联轴器等效刚度和等效阻尼。联轴器主动部分通过螺栓与发动机飞轮连接，转动惯量合并到飞轮惯量上；被动部分通过内齿套与变速箱输入轴相连，建立独立的集中质量。因此，建立弹性联轴器扭振模型的关键是如何准确获取等效刚度和等效阻尼。

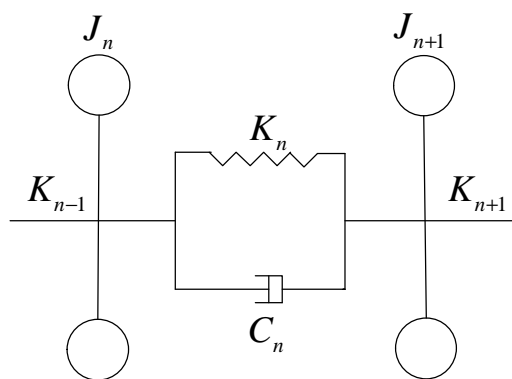


图4 弹性联轴器的双惯量扭振模型

文献[8]详细研究盖斯林格联轴器的非线性特性，并进行了试验验证。从结果中可看出，扭转角位移在  $0 \sim 0.1 \text{rad}$  ( $0 \sim 5.73^\circ$ ) 范围内变化时，对应的非线性刚度从  $52073 \text{Nm/rad}$  变化到  $52103 \text{Nm/rad}$ ，因此联轴器的刚度可视为常量；非线性阻尼对系统影响较复杂。采用分段线性化的方法计算盖斯林格联轴器动态刚度和动态阻尼。根据文献[9]，盖斯林格联轴器的动态刚度、动态阻尼分别为：

$$K_d = \begin{cases} K_s \left( 1 + 0.37 \frac{\omega}{\omega_0} \right) & 0 \leq \omega \leq \omega_0 \\ K_s \left( 1.1 + 0.27 \frac{\omega}{\omega_0} \right) & \omega_0 \leq \omega \end{cases} \quad (2)$$

$$C_d = \frac{\kappa K_d}{\omega}$$

式中  $K_d$ —动态刚度； $\omega$ —系统振动频率； $\omega_0$ —联轴器特征频率； $K_s$ —联轴器静态刚度； $C_d$ —动态阻尼； $\kappa$ —阻尼因数。

研究的弹性联轴器属于外充油式，其阻尼主要来自于联轴器内部油液的挤压流动，阻尼因数的计算公式为<sup>[9]</sup>：

$$\kappa = \begin{cases} \left( 0.02 + 1.1 \frac{\omega}{\omega_0} \right) & 0 \leq \frac{\omega}{\omega_0} \leq 0.3 \\ \left( 0.2 + 0.5 \frac{\omega}{\omega_0} \right) & 0.3 \leq \frac{\omega}{\omega_0} \leq 1 \\ 0.7 & \omega_0 \leq \omega \end{cases} \quad (3)$$

安装的盖斯林格弹性联轴器的静态刚度为  $0.0249 \text{MN/rad}$ ，特征频率为  $1800 \text{Hz}$ （联轴器厂家提供），发动机额定转速为  $2500 \text{r/min}$ ，考虑前 12 谐波激励力矩，因此只考虑  $500 \text{Hz}$  以下的频率。式（4）是研究的盖斯林格联轴器动态刚度和动态阻尼的表达式，图 5 是联轴器的动力学参数随系统振动频率的变化曲线。

$$\begin{cases} K_d = 24900 + 5.118\omega & (\text{N.m/rad}) \\ C_d = 15.32 + 0.003127\omega + 498/\omega & (\text{N.m.s/rad}) \end{cases} \quad (4)$$

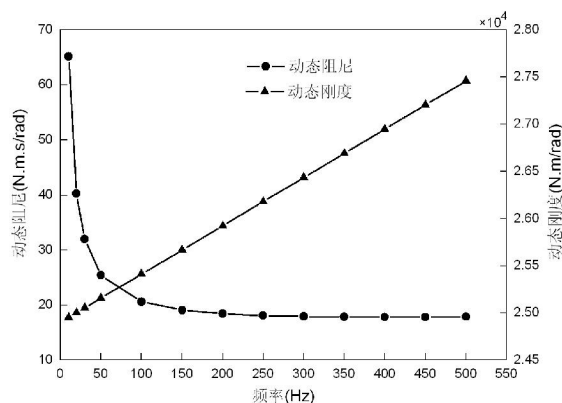


图5 联轴器动态刚度和动态阻尼

盖斯林格联轴器的动态刚度随着系统频率线性增加,但整体变化不大,与文献[8]的试验结论基本相符。动态阻尼在频率小于 50Hz 时随着系统频率的降低急剧增加,大于 300Hz 后动态阻尼基本不变。阻尼系数对系统振动固有频率影响不大,而对强迫振动特性有较大的影响。

## 2.4 动力传动装置轴系动力学模型的建立

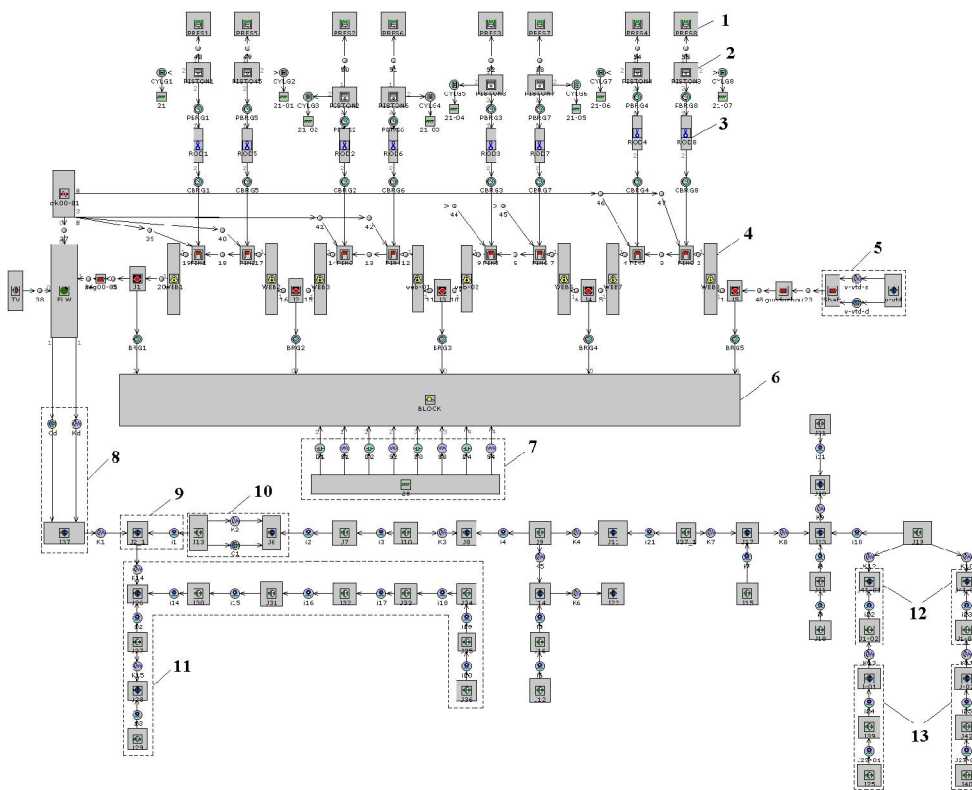
动力传动装置中各旋转部件通过齿轮啮合、液力变矩器变速,使得传动系统部件与发动机曲轴转速不同。传统建模过程中通常按照能量守恒的原则,将传动装置动力学参数等效转化到与曲轴同转速的传动轴上,称为归一化法。该方法需要根据不同挡位和液力变矩器速比进行动力学参数的转换,工作量大且繁琐,不能准确获取轴系特定位置的扭振特性,更不方便对部件的动力学参数进行校核。研究辅助系统和路面激励等对轴系的影响,需要将力矩经过转换后作用在传动轴惯性质量上。针对以上情况,根据动力传动装置不同挡位离合器结合关系,建立反映变速箱齿轮啮合状态的非归一化动力学模型。图 6 为 GT-CRANK 中建立的动力传动装置 1 挡直驶工况的轴系动力学模型。

## 3 动力传动装置非线性部件的动力学仿真

针对动力传动装置中的两个重要的非线性部件扭转减振器和弹性联轴器,以机械 1 挡直驶工况为例,开展轴系动力学仿真研究,分析非线性阻尼和刚度对动力传动装置轴系扭振的影响规律,为扭转减振器和弹性联轴器的选型和动力学参数匹配提供理论依据。

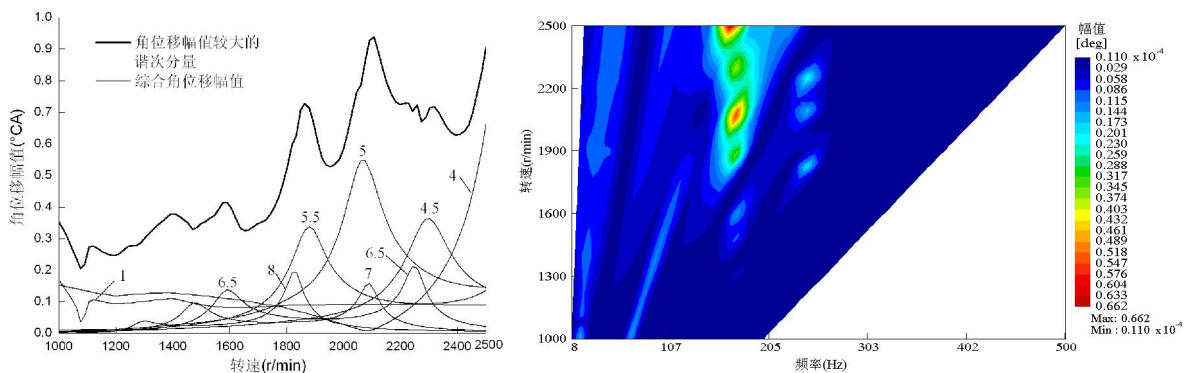
### 3.1 扭转减振器的非线性动力学仿真

根据 2.2 扭转减振器的动力学建模可知,扭转减振器扭转刚度可视为常数,具体参数由发动机厂家提供;阻尼系数随着系统振动频率而线性增加。下面将发动机厂家提供的减振器阻尼系数(5.1N.m.s/rad)的仿真结果,与考虑非线性阻尼(图 3 所示)的轴系动力学模型仿真结果进行对比分析,如图 7 所示。

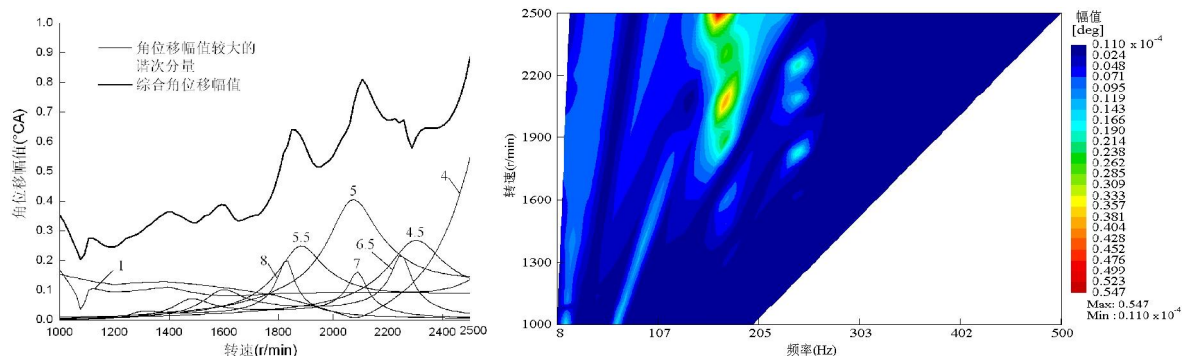


(1—缸压; 2—活塞; 3—连杆; 4—曲轴; 5—扭转减振器; 6—机体; 7—悬置; 8—弹性联轴器; 9—前传动; 10—液力变矩器; 11—辅助系统; 12—汇流排; 13—侧传动及车体)

图 6 动力传动装置 1 挡直驶工况的动力学模型



(a) 考虑非线性阻尼的角位移幅值和振幅-频率云图



(b) 不考虑非线性阻尼的角位移幅值和振幅-频率云图

图 7 减振器阻尼非线性对减振器惯性体端角位移幅值的影响

从图 7 可知,考虑减振器非线性阻尼前后,曲轴的角位移主要区别在减振器惯性体端,其它位置角位移幅值无明显变化。考虑阻尼非线性的减振器惯性体端综合角位移幅值较忽略非线性的大,其原因是惯性体端角位移包括曲轴单结点和双结点扭振,共振频率分别为 172.10Hz 和 244.07Hz,非线性阻尼在单结点共振频率点对应的阻尼是 3.71N.m.s/rad,小于厂家提供的常阻尼 5.1N.m.s/rad,因此前者角位移幅值大于后者。双结点共振频率点对应的阻尼为 5.26 N.m.s/rad,与厂家提供数值相近。曲轴自由端主要是双结点扭振,而减振器惯性体端既包括单结点又包括双结点扭振,这也说明了曲轴其它位置角位移变化不大的原因。由于减振器惯性体端与曲轴不是刚性连接,允许其存在较大的角位移幅值,因此厂家提供的常阻尼对于曲轴强度无影响。

### 3.2 弹性联轴器的非线性动力学仿真

从 2.3 弹性联轴器动力学建模可知,弹性联轴器动态刚度变化不大,这里不做分析,主要研究弹性联轴器非线性阻尼对轴系扭振的影响。厂家提供的弹性联轴器阻尼为 18N.m.s/rad,与考虑非线性阻尼(图 5 所示)的仿真结果对比如图 8 所示。

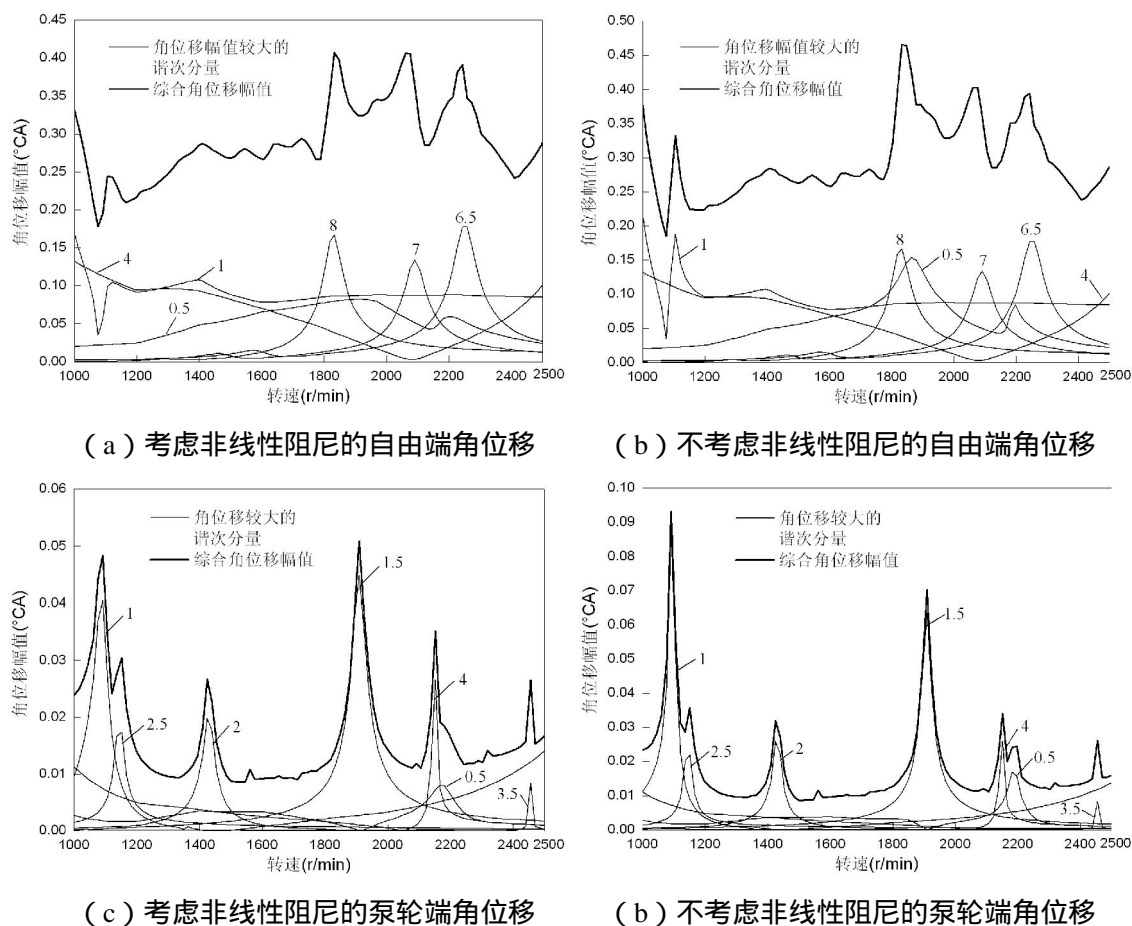


图 8 弹性联轴器非线性阻尼对轴系角位移幅值的影响

从图 8 可看出,不考虑弹性联轴器非线性阻尼的轴系角位移幅值大于考虑非线性阻尼的对应值。从自由端角位移幅值随转速变化曲线可知,曲轴系统扭振频率的谐次集中在高谐次,其中曲轴单双结点扭振对应的阻尼分别是 18.75N.m.s/rad 和 18.12N.m.s/rad,与厂家提供的阻尼接近。因此,6.5, 7, 8 谐次角位移幅值变化不大,两者主要差别在低频部分的 0.5 谐次和 1 谐次,其共振频率分别为

15.52Hz 和 18.25Hz，与这两个频率对应的阻尼分别为 47.46 N.m.s/rad 和 42.66 N.m.s/rad，比厂家给定值 18 N.m.s/rad 大得多，从而解释了不考虑阻尼非线性的低谐波角位移幅值增大的原因。

液力变矩器泵轮端角位移幅值以 4 谐波以下扭振为主，对应共振频率分别有 18.25Hz、47.68Hz 和 143.11Hz，均小于曲轴的最低扭振频率，根据前面的分析可以很好地解释了不考虑非线性阻尼泵轮端角位移幅值增大的原因。相对于曲轴而言，传动装置轴系属于低频扭振，弹性联轴器的低频大阻尼、高频小阻尼特性有效地隔离和衰减传动装置轴系的扭振。在轴系动力学建模和仿真中必须考虑弹性联轴器的非线性特性。

#### 4 动力传动装置扭振台架试验

图 9 是 50% 负荷不同转速的动力传动装置不同位置的角位移仿真值与试验值对比。飞轮端 4 谐波角位移仿真值与试验值误差在低转速（1900r/min 以下），且试验幅值略大于仿真值，这主要是由于柴油机的转速波动引起。飞轮端主要扭振谐波角位移吻合较好，确定的临界转速基本准确。减振器惯性体端 4 谐波角位移仿真值与试验值吻合度较好，主要扭振谐波角位移误差在 8% 以内。变速箱三轴输出端角位移以 0.5 谐波和 1 谐波为主，仿真结果较好的预测了 0.5 谐波转速 1000r/min、1 谐波转速 1600r/min 的两个共振点。低负荷角位移幅值小带来的截断和量化误差，以及曲轴低负荷时低谐波滚振产生的转速波动，均会影响到扭振的测量精度。

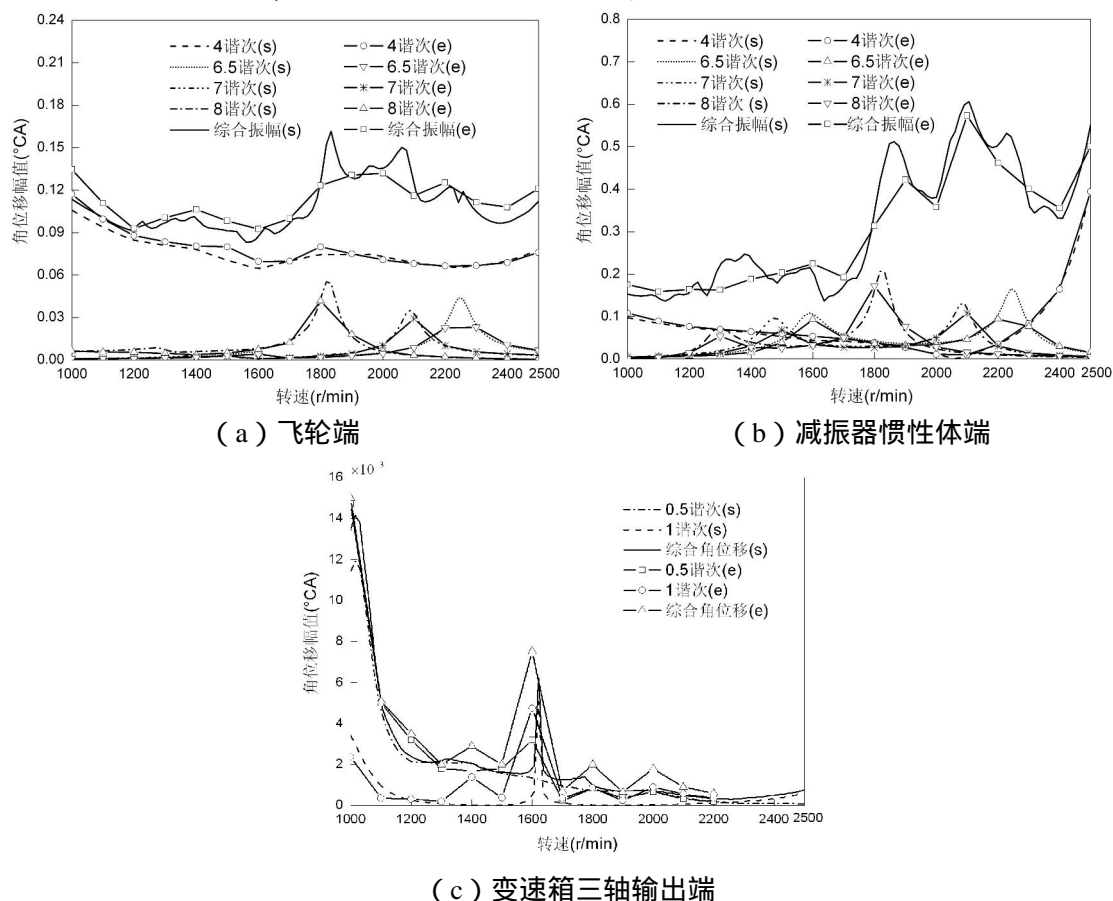


图 9 动力传动装置不同位置角位移幅值仿真值与试验值对比  
(s—仿真值；e—试验值)



## 5 结论

- (1) 不考虑扭转减振器非线性阻尼作用后, 惯性体端角位移幅值变小, 而动力传动装置轴系其它位置的扭振变化不大, 因此采用常阻尼对于轴系的强度无影响。
- (2) 不考虑弹性联轴器非线性阻尼的作用, 动力传动装置轴系的扭振角位移幅值增大, 这主要是由于弹性联轴器低频大阻尼、高频小阻尼的特性能有效地隔离发动机低阶扭振向传动装置的传递。弹性联轴器的非线性阻尼对传动装置的仿真结果有较大影响。
- (3) 采用非接触法测量动力传动装置不同转速和负荷的扭振角位移, 并进行简谐分析。发动机曲轴角位移幅值的仿真误差在 8% 以内, 仿真确定的主要临界转速准确。变速箱传动轴角位移幅值较小, 由于截断误差的影响, 仿真误差稍大。

## 参考文献

- [1] 王文平. 车辆动力传动系统扭振的时域仿真研究 [D]. 北京: 北京理工大学, 2004.
- [2] Chen Dongsheng, Xiang Changle, Liu Hui. Analysis and experimental identification of torsional dynamic characteristics of hydrodynamic torque converter[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2002, 11(2): 150-154.
- [3] Feng-Tai Wu, Chih-Chun Chen. Design and analysis of a speed-dependent torsional vibration absorber[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2006, 220(6): 763-766.
- [4] Mburelatos, Zissimos P. A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines[J]. Computers and Structures, 2001, 79(8): 2009-2027.
- [5] 汪长民, 杨继贤, 孙业保等. 车用发动机动力学 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1981.
- [6] 项昌乐. 装甲车辆传动系统动力学 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2007.
- [7] 王丽丽, 张景绘, 段权. 一种硅油扭振阻尼器的非线性动力学特性研究 [J]. 工程力学, 2001, 18(4): 102-108.
- [8] 李杰. 车辆传动齿轮系统及关键部件非线性动力学研究 [D]. 北京: 北京理工大学, 2007.
- [9] Geislinger Coupling Description. Geislinger GmbH. AUSTRIA. 2010.