



# 高弹性联轴器振动特性试验方法研究

姜小荧，周文建，沈建平

(七一一研究所，上海 200090)

**摘 要：**以高弹性联轴器振动特性测试方法为研究目标，提出了用于试验室环境的试验方法，对试验环境、试验设备、加载形式、数据处理方法等进行了一般性规定，根据高弹性联轴器的工作特性，对动态测量的载荷形式提出了参考动态加载条件。理论值和试验数据的比较表明：该方法误差在合理范围内，可用于高弹性联轴器动态测试分析。

**关键词：**高弹性联轴器；振动特性；试验

**中图分类号：**TH133.4      **文献标识码：**A      **文章编号：**1001-4357(2012)05-0039-03

## Testing Method Research on Vibration Characteristics of High Flexible Coupling

Jiang Xiaoying, Zhou Wenjian, Shen Jianping

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 200090)

**Abstract:** Testing method for vibration characteristics of high flexible coupling was studied and the testing method used in laboratory was proposed, which set the common requirements for test environment, test equipments, loading form and data processing method. According to the working characteristics of high flexible coupling, the reference dynamic loading conditions were given for the loading form of dynamic measurement. The comparison between theoretical values and test values show that the error is reasonable and this method could be used in dynamic test analysis of high flexible coupling.

**Keywords:** high flexible coupling; vibration characteristics; test

## 0 引 言

随着船舶舒适性要求的提高，船用低噪声动力设备如高弹性联轴器、主机隔振器等弹性元件大量应用到柴油机推进系统中。一般地，为柴油机推进系统选择高弹性联轴器时，会优先考虑额定扭矩、转速、位移补偿量等参数，而忽略振动特性参数的选择。实际上，因为高弹性联轴器转动惯量比一般轴段大，刚度比一般轴段小，所以推进系统使用了高弹性联轴器后振动特性会有较大变化。

目前，在柴油机推进系统的振动计算中一般根据高弹性联轴器的橡胶硬度、硫化温度、添加材料等给出一个理论估计值。然而高弹性联轴器的形式、种类千差万别，工作模式和安装条件不尽相

同，估计值跟实际情况会有一定差异。推进系统中元件振动参数不准确会导致整个柴油机推进系统振动估算偏离实际情况，限制了柴油机推进系统振动预测的准确性。为提高系统振动评估的准确性，就需要准确提供高弹性联轴器的振动特性参数。

国家标准、船舶行业标准以及各国船级社规范中，船用柴油机推进系统的振动一般从三个方向来衡量，即扭转振动、横向振动和纵向振动。因此本文对于高弹性联轴器振动特性也分为扭转、横向和纵向三个方向进行测量和分析，并提出适用于试验室条件下测量振动特性参数的试验方法。

### 1 高弹性联轴器减振特性参数简介

从推进系统振动方面考虑，高弹性联轴器主要

起到两方面作用：

- (1) 调节传动系统的振动固有频率；
- (2) 减小扭转振动的振幅。

高弹性联轴器通过质量、转动惯量和刚度对传动系统的固有频率进行调节；通过质量、转动惯量、刚度和阻尼对扭转振动振幅进行调节，因此，高弹性联轴器与振动控制有关的参数为质量  $M$ 、转动惯量  $J$ 、动态刚度  $K_D$  和相对阻尼  $\eta$ ，见表 1。其中质量和转动惯量易于测量或计算，精度满足推进系统计算要求。本文重点讨论动刚度和阻尼两个参数的测量方法。

| 表 1 高弹性联轴器减振特性参数 |           |                                                          |
|------------------|-----------|----------------------------------------------------------|
| 序号               | 高弹性联轴器的作用 | 减振特性参数                                                   |
| 1                | 固有频率控制    | (1) 转动惯量 $J$ ，质量 $M$<br>(2) 动刚度 $K_D$                    |
| 2                | 振幅控制      | (3) 转动惯量 $J$ ，质量 $M$<br>(4) 动刚度 $K_D$<br>(5) 相对阻尼 $\eta$ |

2 试验要求和设备

为保证测量结果可靠，测量系统的安装基座的一阶固有频率需高于测量范围上限频率的 2 倍。为保证试验系统中激振器、传感器、分析仪等设备的稳定性，试验室环境温度应在 20 ~ 25 ℃ 范围内，相对湿度应在 65% 以下。

振动特性试验台应包括激励器、传感器、数据记录采集系统、主体机架、固定基座以及安装高弹性联轴器的夹具等装置。扭转试验、横向试验和纵向试验的试验台分别见图 1、图 2、图 3。

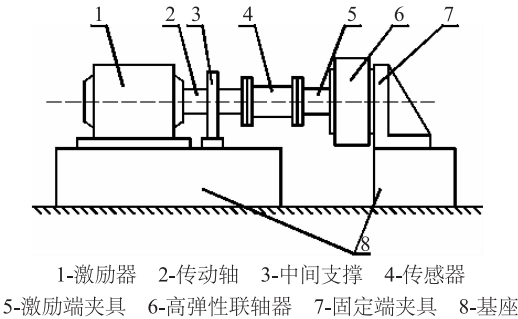


图 1 扭转试验装置

主体机架、固定基座和夹具应具有足够的刚度和稳定性，使高弹性联轴器作为机械振荡系统中唯一的粘弹性部件，其余部件均可以视作刚性体。

激励器可以施加静态载荷和包括正弦形式的动态载荷。外加于被测高弹性联轴器载荷的谐波失真应不大于 3%。

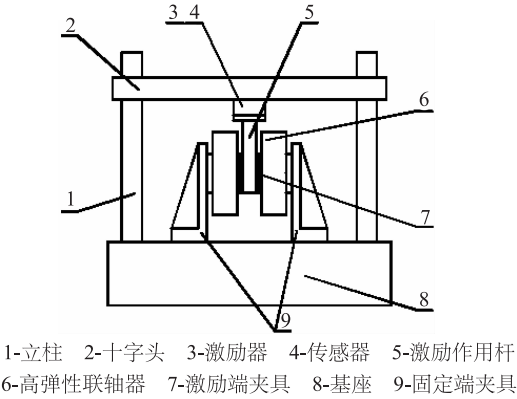


图 2 横向试验装置

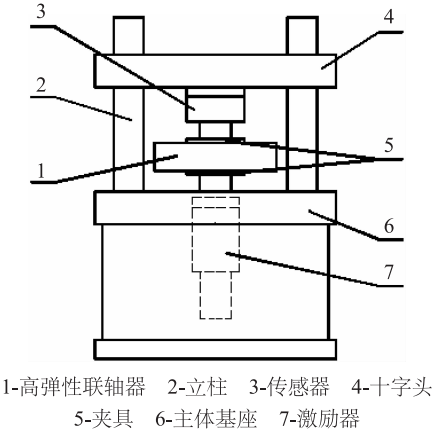


图 3 纵向试验装置

测量传感器用于测量相关试验参数，如作用力、扭矩、位移、扭角等。

数据采集系统用于记录激励器输出的激励和传感器测定的试验参数，并可以进行简单的数据处理。

3 高弹性联轴器减振特性参数试验

3.1 加载方式

将高弹性联轴器安装在动态试验机上，必要时需设计具有足够刚度的夹具。在横向加载过程中要保证高弹性联轴器只发生横向变形，而不会有弯曲变形，可以通过设计夹具限制其不发生弯曲变形或采用两个高弹性联轴器背靠背连接来保证。本文给出背靠背连接两个高弹性联轴器的试验方法，见图 2。

对其进行预加载，静态载荷由零缓慢增至额定值。重复两次预加载、卸载过程。扭向加载、卸载速度应不大于 0.3 (rad·min<sup>-1</sup>)，横向和纵向加载、卸载速度应不大 8 (mm·min<sup>-1</sup>)，以保证高弹性联轴器均匀变形。第三次从零加载至额定值，保持载荷 30s。在此基础上施加一定频率的动态载荷。动态载荷可以是振幅控制或者是力/扭矩控制的。

高弹性联轴器的动态振动特性会随着试验预

加载、振动幅值、频率、温度等因素的变化而变化。因此预加载、振动幅值和激励频率应尽量按照高弹性联轴器实际使用情况而定，对于难于预估实际使用条件的可以参照表 2 定制加载值。在表达动态参数时，应同时标明对应的样件温度、预加载值、振动幅值、温度和测量频率才是完整的表达方式。

| 表 2 参考加载条件 |                            |                  |    |
|------------|----------------------------|------------------|----|
| 加载条件       | 扭向                         | 横向               | 纵向 |
| 预变形        | 橡胶部件厚度的 1% ~ 10%           | 橡胶部件厚度的 0% ~ 10% | 0  |
| 振动幅值       | 橡胶部件厚度的 ±0.5%、±1%、±2%      |                  |    |
| 频率         | 1、5、10、15、30、50、100 可以连续扫描 |                  |    |
| 试验件温度/℃    | 65                         |                  |    |

3.2 数据处理方法

以高弹性联轴器变形量为横坐标，以载荷值为纵坐标建立坐标系，即得到高弹性联轴器的迟滞回线，如图 4 所示，显示出载荷和变形的动态分量。

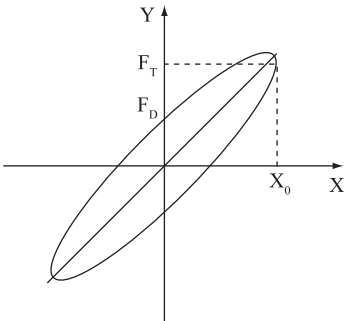


图 4 高弹性联轴器迟滞回线

当变形为最大值时，元件速度为零，此时，传

递力(矩) $F_T$  等于弹性力(矩) $K_D X_0$ ，动刚度按下式计算：

$$K_D = \frac{F_T}{X_0}$$

(1)

式中： $X_0$  为最大位移值，mm(rad)； $F_T$  为位移最大值时的传递力(矩)，N(Nm)。

相对阻尼按下式计算：

$$\eta = \frac{F_D}{F_T}$$

(2)

式中： $F_D$  为位移为零时对应的传递力(矩)，N(Nm)。

3.3 测量示例及验证

根据上述方法，对 LC3010A 型高弹性联轴器进行径向动态振动特性参数测量，见图 5。该样件的理论径向刚度为  $3.8 \times 10^6 \text{ (N} \cdot \text{m}^{-1})$ ，相对阻尼为 0.75。

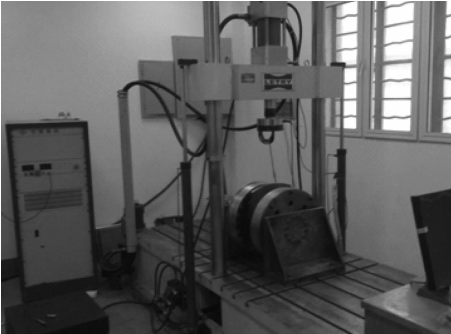


图 5 LC3010A 型高弹性联轴器径向振动特性参数测量

试验时环境温度为 25 ℃，相对湿度为 55%。动态试验预压变形 0.8 mm 的情况下，动态振幅为 0.3 mm，测试转速范围为 1 080 ~ 1 500 (r·min<sup>-1</sup>)，以 60 (r·min<sup>-1</sup>) 为一个测量间隔，测量结果及与理论值对比情况见表 3、表 4。

表 3 动刚度试验值与理论值对比

| 转速/(r·min <sup>-1</sup> )                    | 960     | 1 020   | 1 080   | 1 140   | 1 200   | 1 260   | 1 320   | 1 380   | 1 440   | 1 500   |
|----------------------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 刚度测量值/×10 <sup>-6</sup> (N·m <sup>-1</sup> ) | 4.579 2 | 4.502 8 | 4.345 3 | 4.246 2 | 4.142 9 | 3.934 2 | 3.757 6 | 3.568 5 | 3.336 2 | 3.178 1 |
| 测量平均值/×10 <sup>-6</sup> (N·m <sup>-1</sup> ) | 3.959 1 |         |         |         |         |         |         |         |         |         |
| 刚度理论值/×10 <sup>-6</sup> (N·m <sup>-1</sup> ) | 3.8     |         |         |         |         |         |         |         |         |         |
| 相对误差/%                                       | 4.2     |         |         |         |         |         |         |         |         |         |

表 4 相对阻尼试验值与理论值对比

| 转速/(r·min <sup>-1</sup> ) | 960   | 1 020 | 1 080 | 1 140 | 1 200 | 1 260 | 1 320 | 1 380 | 1 440 | 1 500 |
|---------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 相对阻尼测量值                   | 0.686 | 0.689 | 0.686 | 0.689 | 0.689 | 0.687 | 0.687 | 0.686 | 0.687 | 0.686 |
| 相对阻尼测量平均值                 | 0.687 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 相对阻尼测量理论值                 | 0.75  |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 相对误差/%                    | 8.3   |       |       |       |       |       |       |       |       |       |

其中动刚度的相对误差为 4.2%，相对阻尼的相对误差为 8.3%，相对误差均在合理范围内，因

此可以验证本文方法的正确性。  
(下转第 53 页)

-6-3-5，当 1#缸处于膨胀冲程始点时，1#缸的进、排气阀同时处于关闭状态，间隙皆可调整，标为“all”；4#、2#缸处于进气阶段，进气阀打开，排气阀处于关闭状态，说明此时的进气阀间隙不可调整，而排气阀间隙可以调整，标为“out”；3#、5#缸处于排气阶段，排气阀打开，进气阀处于关闭状态，说明此时的排气阀间隙不可调整，而进气阀间隙可以调整，标为“in”；6#缸处于进气冲程始点，进、排气阀同时处于打开状态，此时进、排气阀间隙都不可调整，标为“no”。记录公式如下（以 1#缸为中心）：

$$\frac{3-5}{in} - \frac{1}{all} - \frac{4-2-6}{out} - \frac{6}{no}$$

注：下划线表示为同一组气阀间隙可调状态（下同）。

而后，盘车 360°，则 6#缸处于膨胀冲程始点，以 6#缸为中心记录公式如下：

$$\frac{4-2}{in} - \frac{6}{all} - \frac{3-5}{out} - \frac{1}{no}$$

运用以上公式，便可方便、快速准确地完成所有气缸的气阀调整。

根据以上分析，可推出主机的气阀调整公式，右主机发火顺序为 1-5-7-3-8-4-2-6，以 1#缸为中心，记录公式为：

$$\frac{4-2-6}{in} - \frac{1}{all} - \frac{5-7-3}{out} - \frac{8}{no}$$

以 8#缸为中心，记录公式为：

$$\frac{5-7-3}{in} - \frac{8}{all} - \frac{4-2-6}{out} - \frac{1}{no}$$

左主机同理。

上述方法可以以任意一缸为中心进行气阀间隙的调整，无需以 1#缸或最后一缸为基准。只要记住标记“in”、“out”、“all”、“no”并理解其含义，就可以以任意一缸为中心进行调整。在实际操作中，区分调节进气阀还是排气阀，可观察同组气阀中有一缸气阀明显打开状态。以 3-5-1-4-2-6 为例，3-5 这组中，3#缸排气阀明显打开状态，这说明 3#、5#这两个缸进气阀间隙可以调整。这样，只要记住发火顺序及分组特点即可完成全部气阀调整。

### 3 小 结

运用上述气阀调整公式可使气阀调整工作简单易行并节省时间。但操作人员仍要保持严谨态度，操作过程中坚决不能思想麻痹，马虎大意，要认真真完成每一缸每一阀的调整，确保船舶安全平稳运行。

#### 参考文献

[1] 瓦锡兰 W46 发动机维护保养使用说明书[R].

[2] 满一新. 轮机维修与修理[M]. 大连. 大连海事大学出版社. 2005.

[3] 孙培延. 船舶柴油机[M]. 大连. 大连海事大学出版社. 2006.

（上接第 41 页）

### 4 结 论

以高弹性联轴器振动特性测试方法为研究目标，提出了用于试验室环境的试验方法，对试验环境、试验设备、加载形式、数据处理方法等进行了一般性规定，根据高弹性联轴器的工作特性，对动态测量的载荷形式提出了参考动态加载条件。理论值和试验数据比较表明：误差在合理范围内。因此本文介绍的方法可用于高弹性联轴器动态测试分析。

#### 参考文献

[1] GB/T 9870.0-2006,硫化橡胶或热塑性橡胶动态性能的测定 第 1 部分:通则 [S].

[2] GB/T 15168-1994,振动与冲击隔离器性能测试方法 [S].

[3] CB1359-2002,舰船用橡胶隔振器规范 [S].

[4] 钢质海船入级规范,2009 第 3 分册 [S].

[5] GB/T13437-2009,扭转振动减振器特性描述 [S].

[6] GB/T 16305-2009,扭转振动减振器 [S].