

引用格式:任中睿,戴方正,江志农,等.基于动力学仿真的柴油机轴系不对中故障探究[J].北京化工大学学报(自然科学版),2019,46(4):72-79.

REN ZhongRui, DAI FangZheng, JIANG ZhiNong, et al. Analysis of the misalignment faults in a diesel engine shaft system based on dynamic simulation[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science), 2019, 46(4):72-79.

# 基于动力学仿真的柴油机轴系不对中故障探究

任中睿<sup>1</sup> 戴方正<sup>2</sup> 江志农<sup>1</sup> 张进杰<sup>1</sup> 茆志伟<sup>1\*</sup>

(1. 北京化工大学 机电工程学院 北京市高端装备健康监控与自愈化重点实验室, 北京 100029;

2. 福建宁德核电有限公司, 宁德 355200)

**摘要:**针对柴油机轴系齿式联轴器不对中故障,首先建立齿式联轴器轴向摩擦力数学模型,分析不对中产生的轴向摩擦力特点,然后构建包括齿式联轴器在内的轴系动力学仿真模型,探究齿式联轴器不对中故障下曲轴的力学行为规律,分析曲轴推力轴承及齿轮的受力变化。仿真结果表明:不对中的齿式联轴器外齿元件会对内齿套产生轴向摩擦力,由此影响曲轴轴向窜动,进而导致曲轴止推轴承和正时齿轮轮齿接触力发生改变。通过实际故障案例验证了仿真结果的正确性。本文结论可为柴油机轴系故障的排查和诊断提供机理依据。

**关键词:**柴油机;轴系故障;齿式联轴器;不对中

**中图分类号:** TP391.9; U664.2 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2019.04.011

## 引言

随着现代工业的不断发展,作为动力设备的柴油机在生产和生活中发挥着越来越重要作用。由于结构复杂、零部件繁多,且工作环境恶劣,致使柴油机故障频发。在众多故障中,轴系不对中故障较为突出,其中以齿式联轴器不对中最为常见。齿式联轴器不对中时,其径向会受到不对中产生的附加弯矩,径向、轴向均受到轮齿与齿套相对滑动产生的摩擦力<sup>[1-3]</sup>。针对这些问题国内外学者进行了相关研究。Alfares等<sup>[4]</sup>指出齿式联轴器轮齿啮合间隙和载荷分布情况与角不对中程度存在函数关系;石珍强等<sup>[5]</sup>认为齿式联轴器存在不对中时部分齿不能接触;Guo等<sup>[6]</sup>则给出了在已知扭矩和不对中程度下与内齿套发生接触的轮齿个数的计算模型。很多学者证明了联轴器不对中会引起转子系统倍频振

动,其中以2倍频振动为主<sup>[7-10]</sup>。Brommundt等<sup>[11]</sup>认为外齿与内齿套相对滑动产生的摩擦力为轴系振动提供了能量;Elkholy等<sup>[12]</sup>指出不均匀的轮齿载荷分布使联轴器倾斜并产生摩擦力,此摩擦力会传递给曲轴进而影响曲轴上轴承寿命;王子荣<sup>[13]</sup>证明了齿式联轴器不对中产生的附加力矩可以分解出轴向力作用于内齿套上,从而影响轴系运动。

以上文献主要研究了不对中对联轴器自身的影响,而对联轴器所在轴系的影响方面鲜有报道。本文首先建立齿式联轴器轴向摩擦力数学模型,然后在 automated dynamic analysis of mechanical systems (ADAMS)中建立整个柴油机曲轴系,通过数值分析和动力学仿真来研究齿式联轴器不对中对柴油机曲轴运动的影响,以期工程现场柴油机轴系故障的原因排查和诊断提供机理依据。

## 1 轴向摩擦力数学模型

齿式联轴器各齿啮合力与该齿啮合点到齿根圆的距离即啮合距离有关。联轴器完全对中时,各齿啮合距离都为 $L_0$ (图1),此时各齿啮合力相等。

当存在不对中时,各齿啮合距离发生改变(图2),啮合力不再相等。假设外齿元件上有 $4n$ 个齿,对各齿从1到 $4n$ 进行编号,此时任意齿 $j$ 啮合

收稿日期:2018-11-05

基金项目:国家重点研发计划(2016YFF0203305);中央高校基本科研业务费(JD1912/ZY1940);双一流建设专项(ZD1601)

第一作者:男,1993年生,硕士生

\*通信联系人

E-mail: maozw1990@126.com

力<sup>[14]</sup>为

$$F_j = \frac{T(L_0 - e \cos \varphi_j) K_j}{\cos \beta_j \sum_{j=1}^{4n} [(L_0 - e \cos \varphi_j) K_j (R + L_0 - e \cos \varphi_j)]} \quad (1)$$

式中,  $F_j$  为  $j$  齿啮合力,  $K_j$  为  $j$  齿啮合刚度,  $T$  为齿式联轴器传递的扭矩,  $R$  为齿根圆半径,  $e$  是径向不对中偏移距离,  $\beta_j$  为  $j$  齿啮合圆压力角,  $\varphi_j$  为  $j$  齿与  $z$  轴正向夹角。

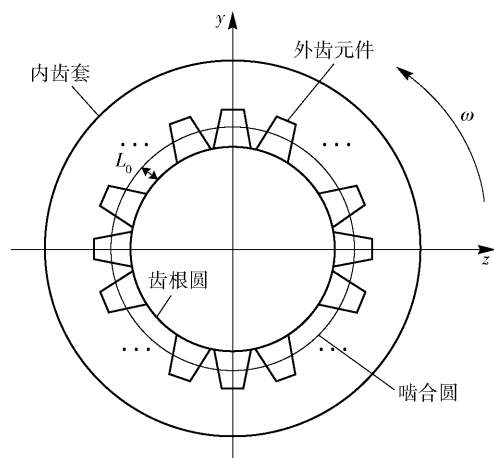


图 1 啮合距离

Fig. 1 Meshing distance

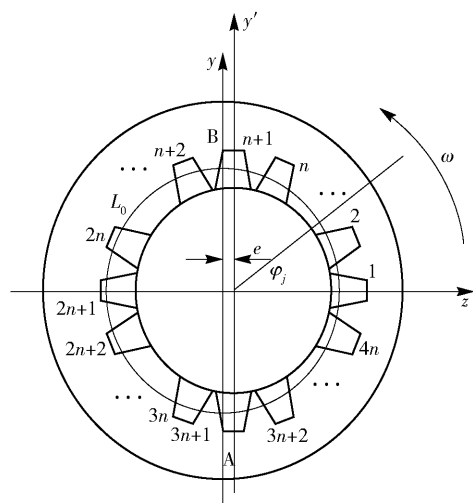


图 2 径向不对中示意图

Fig. 2 Schematic diagram of radial misalignment

外齿元件与内齿套角不对中会使轮齿在内齿套中轴向相对滑动。为方便分析,使外齿元件绕  $z$  轴旋转  $\alpha$  形成角不对中,将联轴器转换为  $x$ 、 $y$  平面的二维图,如图 3 所示。假设从飞轮端看去,联轴器以角速度逆时针旋转,将图 3 所示时刻记为零时刻。以图中 A 处标记为  $3n+1$  的齿为研究对象进行分

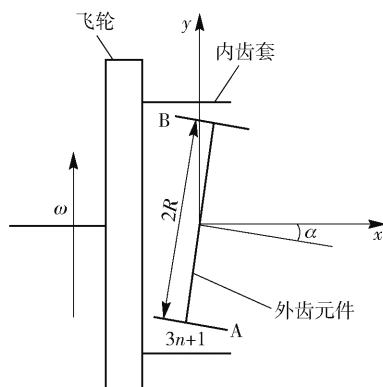


图 3 角不对中示意图

Fig. 3 Schematic diagram of angular misalignment

析,则  $3n+1$  齿轴向位移为

$$H_{3n+1} = -R_{3n+1} \sin \alpha \cos \omega t \quad (2)$$

式中,  $H_{3n+1}$  为该齿轴向位移,  $R_{3n+1}$  为该齿啮合点到齿根圆圆心距离,  $t$  为时间。

对式(2)求导得到该齿轴向速度公式

$$V_{3n+1} = R_{3n+1} \omega \sin \alpha \sin \omega t \quad (3)$$

由式(3)可以得到

$$\begin{cases} V_{3n+1} \geq 0, \omega t \in (0 \sim \pi) + 2k\pi, k=0,1,2,3\cdots \\ V_{3n+1} \leq 0, \omega t \in (\pi \sim 2\pi) + 2k\pi, k=0,1,2,3\cdots \end{cases} \quad (4)$$

由式(4)可知该齿由图 3 所示 A 位置旋转到 B 位置过程中向  $x$  轴正向移动,越过 B 位置向 A 位置运动时向  $x$  轴负向运动,如此不断循环。其他齿与  $3n+1$  齿运动规律相同。因此任意时刻从飞轮端看去, A、B 位置的连线把齿式联轴器齿分成了左右两部分,左半部分齿向  $x$  轴负向运动,右半部分齿向  $x$  轴正向运动,如图 4 所示。

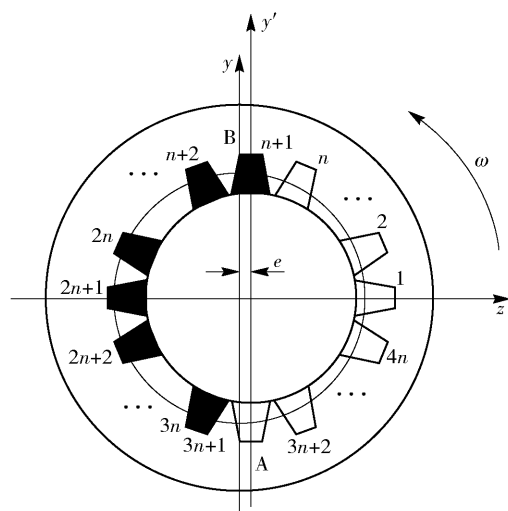


图 4 轮齿运动方向

Fig. 4 Movement directions of the teeth

轮齿在内齿套中相对滑动会对内齿套产生轴向摩擦力,此摩擦力是轮齿啮合力与齿摩擦系数的乘积。将所有轴向摩擦力求和,即得到整个内齿套受到的来自外齿元件的轴向摩擦力  $F_s$ 。

$$F_s = \sum_{j=3n+1}^{4n} F_j f_j + \sum_{j=1}^n F_j f_j - \sum_{j=n+1}^{3n} F_j f_j = \sum_{j=3n+1}^{4n} \left\{ \frac{T(L_0 - e \cos \varphi_j) K_j f_j}{\cos \beta_j \sum_{j=1}^{4n} [(L_0 - e \cos \varphi_j) K_j (R_f + L_0 - e \cos \varphi_j)]} \right\} + \sum_{j=1}^n \left\{ \frac{T(L_0 - e \cos \varphi_j) K_j f_j}{\cos \beta_j \sum_{j=1}^{4n} [(L_0 - e \cos \varphi_j) K_j (R_f + L_0 - e \cos \varphi_j)]} \right\} - \sum_{j=n+1}^{3n} \left\{ \frac{T(L_0 - e \cos \varphi_j) K_j f_j}{\cos \beta_j \sum_{j=1}^{4n} [(L_0 - e \cos \varphi_j) K_j (R_f + L_0 - e \cos \varphi_j)]} \right\} \quad (5)$$

式(5)中, $f_j$  为  $j$  齿摩擦系数,摩擦力正向为  $x$  轴正向。从式(5)中可以看到  $F_s$  存在正、负两部分,且正负两部分的轮齿摩擦力个数相等。由于径向不对中的存在,且实际中的联轴器并不是理想模型,各齿  $f_j$  不可能相同,因此正负两部分摩擦力不可能相互抵消,即  $F_s$  不为零。对式(5)中相关参数进行赋值,如表 1 所示。

表 1  $F_s$ 数值模型相关参数

Tabel 1    Parameter setting of the  $F_s$  numerical model

齿轮数	$L_0$ / mm	$e$ / mm	$K_j$ / ( $N \cdot mm^{-1}$ )	$\beta_j$ / ( $^\circ$ )	$R$ / mm	$T$ / ( $N \cdot m$ )	$f_j$
5	20	0.35	150 000	36	300	8 000	0.15

计算此时各齿对内齿套产生的轴向摩擦力如表 2 所示,对表中摩擦力取绝对值,绘制出摩擦力变化轨迹如图 5 所示。结合图 4 分析可知,径向不对中偏移方向摩擦力较小,远离偏移方向摩擦力较大。

当各齿  $f_j$  相同时,轴向摩擦力仅与  $F_j$  有关,而  $F_j$  仅与空间位置有关,即每对相互啮合的齿和齿套运动到某一位置时,都会产生对应该位置的轴向摩擦力。因此齿式联轴器旋转一周时任意时刻的运动状态等价,此时  $F_s$  是一恒力,当增大  $e$  时  $F_s$  (绝对值)会增大,如图 6 所示。

但实际中各齿  $f_j$  存在差异。为研究  $f_j$  差异程度对  $F_s$  的影响,控制  $e = 0.35$  mm,仅将  $f_1$  由初始的 0.15 改变为 0.35、0.55、0.85,分别计算 4 种情况下曲轴旋转一周的  $F_s$ ,如图 7 所示,图中横坐标是联轴

表 2 轮齿轴向摩擦力

Tabel 2    Tooth axial force

齿编号	轴向摩擦力/N	齿编号	轴向摩擦力/N
1	330	11	-342
2	331	12	-341
3	332	13	-340
4	333	14	-339
5	334	15	-338
6	-336	16	336
7	-338	17	334
8	-339	18	332
9	-341	19	331
10	-342	20	330

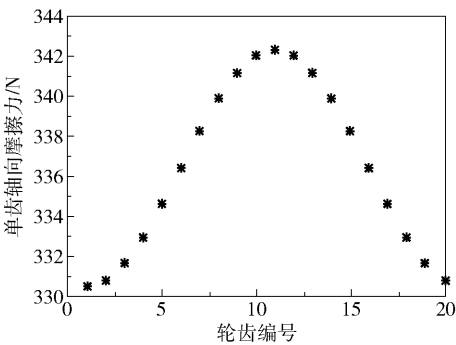


图 5 各齿摩擦力绝对值对比

Fig. 5    Absolute comparison of the friction force of each tooth

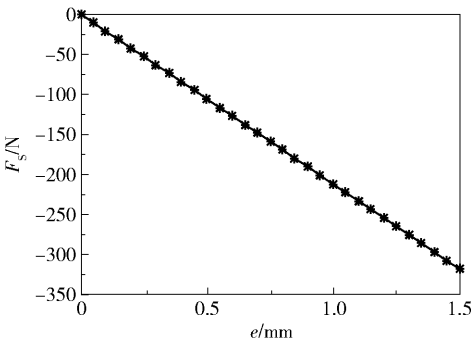


图 6 轮齿  $f_j$  相同时轴向摩擦力合力随径向不对中的变化

Fig. 6    Variation of axial friction forces with different degrees of radial misalignment with the same value of  $f_j$

器由图 4 所示位置开始旋转过的角度。从图中可以看到,随着  $f_1$  增大,  $F_s$  由原来的恒力变为方向变化的周期性轴向摩擦力,且  $f_1$  越大,  $F_s$  幅值也越大。

控制  $f_1 = 0.35$ , 将  $e$  由初始的 0.35 mm 改变为 0.75、1.15、2.00 mm, 分别计算 4 种情况下的  $F_s$ , 如

图 8 所示。可以看到随着  $e$  增大,  $F_s$  曲线整体向下移动,  $e = 2.0 \text{ mm}$  时,  $F_s$  只有大小变化而方向不再改变。

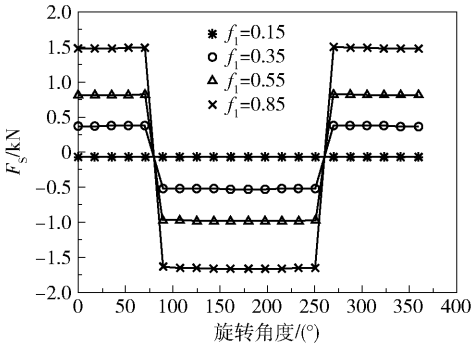


图 7 不同  $f_1$  下  $F_s$  随联轴器转动的变化

Fig. 7  $F_s$  versus shaft rotation for different values of  $f_1$

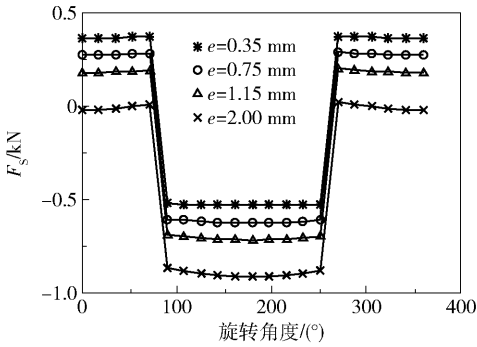


图 8 不同径向不对中下轴向摩擦力合力随联轴器转动变化

Fig. 8 Variation of axial friction force with shaft rotation for different degrees of radial misalignment

以上只对外齿元件绕  $z$  轴旋转和沿  $z$  轴移动产生的不对中进行了分析, 但外齿元件沿任何方向旋转、移动产生的不对中都会使轮齿分为轴向运动相反的两部分, 加之径向不对中会使各齿啮合力发生改变, 且各齿摩擦系数不可能相等, 最终因运动相反的两部分齿产生的正负摩擦力不能相互抵消而产生轴向摩擦力合力。

## 2 仿真模型建立

除齿式联轴器不对中产生的轴向摩擦力会影响曲轴运动外, 活塞连杆机构、正时齿轮、曲轴主轴承及止推轴承等都会影响曲轴运动。为进一步探究柴油机曲轴在齿式联轴器不对中下的运动规律, 本文在三维建模软件中建立曲轴系实体模型, 将模型导入 ADAMS 中, 设置模型材料和质量属性, 建立柴油机曲轴系完整模型 (模型中基础相当于缸体), 并将曲轴和联轴器进行柔性化处理, 以提高模型的计算

精度。曲轴系模型如图 9 所示。

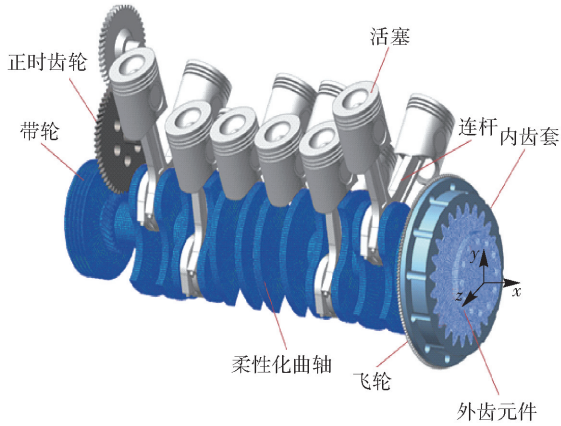


图 9 柔性化后的曲轴系模型

Fig. 9 Flexible model of the crankshaft system

根据运动部件之间的实际约束情况, 在各部件之间施加适当的运动副, 本模型中两个止推轴承与曲轴止推面之间的距离设为  $0.25 \text{ mm}$ <sup>[15]</sup>。在齿式联轴器中外齿元件上的每个齿与对应的齿槽之间施加衬套力, 用衬套力中的摩擦阻尼力来近似代替外齿元件和内齿套相对滑动产生的摩擦力, 用摩擦阻尼  $c$  来代替摩擦系数  $f$ 。初始状态下所有齿轴向摩擦阻尼  $c = 1 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$ 。

将实验台测试获取的柴油机某缸套内气体压力进行处理, 得到该活塞一周压力曲线如图 10 所示。按照点火顺序 B1-A1-B5-A5-B3-A3-B6-A6-B2-A2-B4-A4, 利用 AKISPL 函数将气体力施加到各缸活塞上作为曲轴旋转主动力。此外, 在曲轴系上施加  $8\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$  的扭矩作为负载。模型中其他相关参数设置见表 3<sup>[16-17]</sup>。

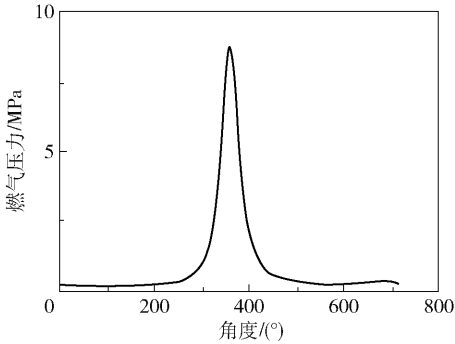


图 10 一周期气缸燃气压力曲线

Fig. 10 Gas pressure during one cycle

## 3 仿真结果与分析

模拟时, 将图 9 中外齿元件沿  $z$  轴正向移动  $E \text{ mm}$  产生径向不对中, 将外齿元件绕  $z$  轴旋转  $\Omega$  产



表3 曲轴系模型主要相关参数

Table 3 Main related parameters of the crankshaft system model

参数	数值
大头瓦径向刚度/( $\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$ )	$9.8\times10^5$
大头瓦弯曲刚度/( $\text{N}\cdot\text{mm}\cdot(^{\circ})^{-1}$ )	$9.8\times10^5$
齿轮啮合刚度/( $\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$ )	$1.68\times10^5$
止推轴承接触刚度/( $\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$ )	$2.0\times10^5$
联轴器衬套力径向刚度/( $\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$ )	$4.9\times10^5$
其他套力径向刚度/( $\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$ )	$9.8\times10^5$
其他套力弯曲刚度/( $\text{N}\cdot\text{mm}\cdot(^{\circ})^{-1}$ )	$9.8\times10^5$

生角不对中,将1齿轴向摩擦阻尼 $c_1$ 由初始值改为其他值来模拟实际中齿式联轴器各齿摩擦状态的差异程度。

为研究径向不对中程度对曲轴轴向窜动的影响,控制 $\Omega=0.5^{\circ}$ , $c_1=1\text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ ,改变 $E$ 分别为0、0.15、0.30、0.75 mm,得到曲轴轴向窜动曲线如图11。从图中可以看到,随着 $E$ 增大,曲轴窜动位置逐渐向正向移动。这表明各齿摩擦阻尼 $c$ 相同时,径向不对中使齿式联轴器各齿啮合力改变,轴向运动相反的两部分齿摩擦力不能相互抵消,齿式联轴器产生了方向不变的轴向摩擦力,致使曲轴向一侧偏移;且 $E$ 越大轴向力越大,偏移越明显。在这一过程中先是曲轴右止推面与右止推轴承贴合,然后曲轴脱离两个止推轴承的限制,最后曲轴左止推面与左止推轴承贴合,因此窜动范围先增大后减小。另外还可以看到,当 $E=0.75\text{ mm}$ 时,窜动曲线不再是规则的正弦曲线,这是由于此时曲轴左止推面与左止推轴承发生了激烈碰撞。

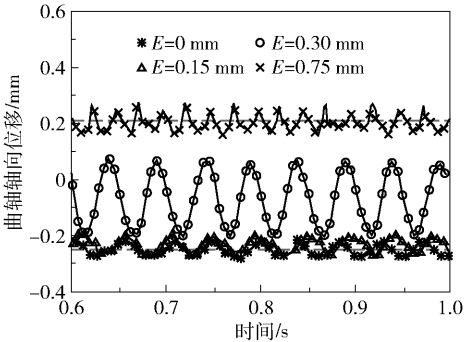


图11 不同 $E$ 下曲轴轴向窜动曲线

Fig. 11 Axial movements of the crankshaft for different values of  $E$

图12是不同 $E$ 下曲轴左止推面与左止推轴承接触力对比。从图中可以看到,随着 $E$ 增大,接触

力也增大。

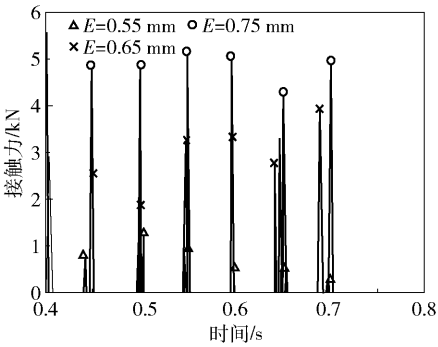


图12 不同 $E$ 下止推轴承接触力

Fig. 12 Contact force of the thrust bearings for different values of  $E$

为探究各轮齿摩擦阻尼差异程度对曲轴轴向窜动影响,控制 $\Omega=0.5^{\circ}$ 、 $E=0.35\text{ mm}$ ,改变 $c_1$ 分别为1、2、3、4  $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$ ,得到4种情况下曲轴轴向窜动曲线如图13所示。从图中可以看到, $c_1$ 增大,曲轴轴向窜动幅度随之明显增大,这是由于不对中以及轮齿 $c$ 存在差异,齿式联轴器产生的方向周期性变化的轴向摩擦力传递给曲轴造成的。

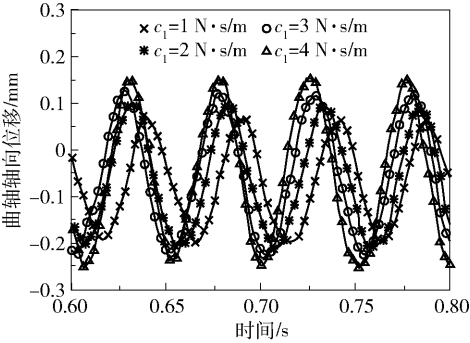


图13 不同 $c$ 下曲轴轴向窜动曲线

Fig. 13 Axial movements of the crankshaft for different values of  $c$

图14给出了 $c_1$ 分别为1、2、3、4  $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 时,曲轴轴向窜动峰峰值随 $E$ 的变化。从图中可以看到, $E$ 相同时,曲轴窜动峰峰值随着 $c_1$ 的增大而增大,这表明轮齿摩擦阻尼差异程度的提高会增大齿式联轴器产生的方向周期性变化的摩擦力。从图中还可以看到, $c_1$ 相同条件下, $E$ 增加到一定程度时,曲轴窜动峰峰值会减小。这是由于 $E$ 过大时,方向周期性变化的轴向摩擦力只有大小改变而方向不再改变,此摩擦力使曲轴向一侧偏移,导致曲轴止推面与止推轴承相互贴合,曲轴窜动峰峰值减小。

止推轴承在发动机中起到曲轴轴向支撑作用,曲轴轴向窜动异常会导致止推轴承接触力增大。图15

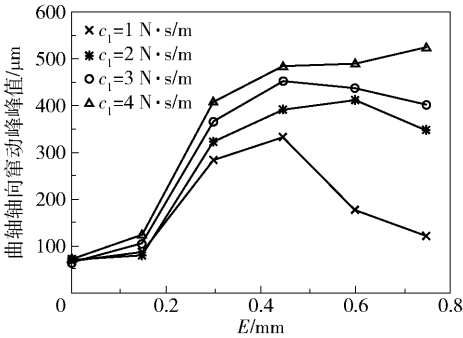


图 14 不同径向不对中下曲轴轴向窜动峰值  
Fig. 14 The peak and peak values of crankshaft axial movements for different degrees of radial misalignment

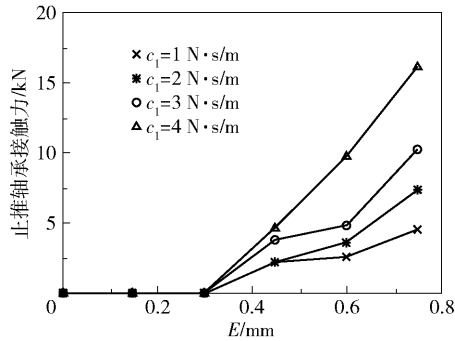


图 15 不同径向不对中下止推轴承接触力  
Fig. 15 Contact forces of the thrust bearing for different degrees of radial misalignment

是 4 种  $c_1$  下曲轴左止推轴承接触力随  $E$  的变化。从图中可以看到,  $E$ 、 $c_1$  增大时, 止推轴承接触力明显增大。发动机实际运行中过大的止推轴承接触力会导致止推轴承磨损。

发动机曲轴上正时齿轮大多是斜齿轮, 曲轴轴向窜动过大会导致相互啮合的斜齿阻碍彼此轴向运动而导致轮齿接触力在某些时刻异常增大。图 16 是  $c_1 = 4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$  时部分时间段内不同  $E$  下正时齿轮接触力。从图中可以看到  $E$  较大时, 曲轴正时齿轮接触力在某些时刻骤然增大, 工程实际中突然增大的轮齿接触力会产生打齿现象。

#### 4 实例验证

以一台故障船用活塞式发动机为实例进行分析。该发动机在长周期运行过程中多次出现凸轮轴过渡齿轮断齿故障, 齿轮与曲轴齿轮相啮合, 实物照片如图 17 所示。

前期分析认为故障由加工制造等方面的失误造成, 但每次更换新的齿轮后仍出现同样问题, 拆机后

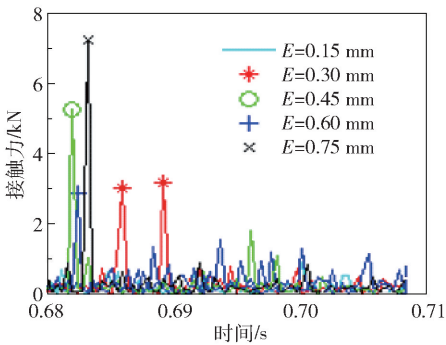


图 16 不同  $E$  下正时齿轮接触力  
Fig. 16 Timing gear teeth contact forces for different values of  $E$



图 17 被破坏的齿轮  
Fig. 17 The broken gear

发现曲轴止推轴承已经严重磨损 (图 18)。为进一步寻找故障原因, 利用本文研究方法进行了多因素排查, 最终确定原因如下: 由于齿式联轴器不对中程度过大, 外齿元件对内齿套产生方向周期变化的轴向摩擦力, 使曲轴轴向窜动幅度过大, 止推轴承磨损, 进而使曲轴轴向窜动范围进一步扩大, 曲轴上相互啮合的斜齿轮轮齿发生激烈碰撞导致凸轮轴过渡齿轮断裂。经过仔细调整发动机和负载之间联轴器对中, 再次开机运行, 机组没有再出现传动齿轮断裂故障。

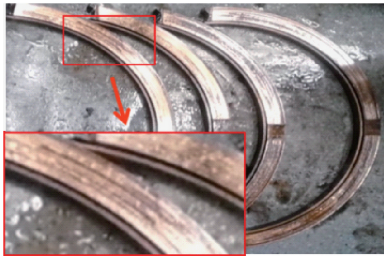


图 18 磨损的曲轴止推轴承  
Fig. 18 The worn crankshaft thrust bearings

该故障案例很好地验证了本文结论, 即不对中的齿式联轴器会产生轴向摩擦力并传递给曲轴, 导致曲轴轴向窜动异常, 进而引发一系列故障, 最终影

响整个发动机性能。

## 5 结论

(1) 齿式联轴器角不对中会使其轮齿分为相等的两部分, 两部分轮齿在齿套中反向轴向相对滑动; 径向不对中使各齿啮合力发生改变, 外齿元件对内齿套产生恒定的轴向摩擦力, 且径向不对中程度越大, 轴向摩擦力越大, 并通过飞轮传递给曲轴使曲轴向一侧偏移。

(2) 实际运行中的齿式联轴器各齿摩擦系数存在差异, 外齿元件对内齿套产生的轴向摩擦力方向会周期性改变, 从而使曲轴轴向窜动幅度增大, 且轮齿摩擦系数差异程度越大, 曲轴轴向窜动增幅越大。

(3) 齿式联轴器的不对中、轮齿摩擦系数差异导致的曲轴向一侧偏移、曲轴窜动幅度增大会使曲轴止推面与止推轴承接触力增大, 实际运行中过大的接触力会导致止推轴承磨损。

(4) 由联轴器不对中和轮齿摩擦系数差异导致的曲轴轴向异常窜动也会造成曲轴上斜齿轮轮齿接触力在某些时刻异常增大, 实际运行中, 过大的接触力会导致齿轮故障。

## 参考文献:

- [1] 李会龙, 崔宝珍, 马恺, 等. 改进 LMD 分解和 RBF 神经网络的柴油机故障诊断研究[J]. 中国测试, 2016, 42(3):103-108.  
LI H L, CUI B Z, MA K, et al. Diesel engine fault diagnosis based on improved LMD and RBF neural network[J]. China Measurement, 2016, 42(3):103-108. (in Chinese)
- [2] 刘洋. 混合动力发动机曲轴止推轴承磨损的研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2016.  
LIU Y. Research of friction of crankshaft thrust washer of hybrid engine[D]. Changsha: Hunan University, 2016. (in Chinese)
- [3] 杜秀菊, 张艳华, 吴立勋. 基于虚拟样机的鼓形齿式联轴器动力学仿真分析[J]. 机械设计, 2017, 34(增刊 2):250-253.  
DU X J, ZHANG Y H, WU L X. Dynamic simulation of crowned tooth gear coupling based on virtual prototyping[J]. Journal of Machine Design, 2017, 34(Suppl 2):250-253. (in Chinese)
- [4] ALFARES M A, ELKHOLY A H. Load analysis of misaligned gear coupling using the clearance distribution of meshing teeth[J]. Transactions of the Canadian Society

for Mechanical Engineering, 2001, 25(1):13-28.

- [5] 石珍强, 夏清华, 张德智. 大倾角鼓形齿联轴器轮齿强度分析探讨[J]. 机械工程师, 2018(8):81-83.  
SHI Z Q, XIA Q H, ZHANG D Z. Strength analysis on the wheel tooth of the crown gear coupling with large inclination angle[J]. Mechanical Engineer, 2018(8):81-83. (in Chinese)
- [6] GUO Y, LAMBERT S, WALLEN R, et al. Theoretical and experimental study on gear-coupling contact and loads considering misalignment, torque, and friction influences[J]. Mechanism & Machine Theory, 2016, 98(8):242-262.
- [7] 万召, 荆建平, 孟光, 等. 弹性联轴器不对中转子-轴承系统的非线性动力特性及稳定性研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(24):20-25.  
WAN Z, JING J P, MENG G, et al. Nonlinear dynamic behaviors and stability of a rotor-bearing system with flexible coupling misalignment[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(24):20-25. (in Chinese)
- [8] 徐国印, 康磊, 张昊然, 等. 联轴器不对中状态对船舶轴系动力学特性影响的试验[J]. 热能动力工程, 2018, 33(4):27-35.  
XU G Y, KANG L, ZHANG H R, et al. Experiment of the influence of the non-alignment of a coupling on the dynamic characteristics of a shaft system in a ship[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(4):27-35. (in Chinese)
- [9] 杨国林, 朱琳琳, 赵立超, 等. 轴系角度不对中径向振动特征分析[J]. 机械设计与制造, 2018(增刊 1):125-126.  
YANG G L, ZHU L L, ZHAO L C, et al. Axial system angle misalignment analysis of radial vibration characteristics[J]. Machinery Design & Manufacture, 2018(S1):125-126. (in Chinese)
- [10] 李明, 李自刚. 联轴器不对中故障转子系统的动力学试验[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(2):345-351.  
LI M, LI Z G. Theoretical and experimental study on dynamics of rotor-bearing system with the faults of coupling misalignment[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(2):345-351. (in Chinese)
- [11] BROMMUNDT E, KRAMER E. Instability and self-excitation caused by a gear coupling in a simple rotor system[J]. Forschung im Ingenieurwesen, 2005, 70(1):25-37.
- [12] ELKHOLY A H, ALFARES M A. Misalignment loads in splined gear couplings[J]. International Journal of Computer Applications in Technology, 2002, 15(1/2/3):

- 128-137.
- [13] 王子荣. 齿式联轴器的应用与故障分析[J]. 煤炭技术, 2006, 25(10):11-13.  
WANG Z R. Application & trouble analysis of gear coupling[J]. Coal Technology, 2006, 25(10):11-13. (in Chinese)
- [14] 赵广, 刘占生, 叶建槐, 等. 齿式联轴器不对中啮合力模型及其对转子系统动力学特性影响[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2009, 30(1):33-39.  
ZHAO G, LIU Z S, YE J H, et al. Meshing force model of misaligned gear coupling and its influence on a rotor system[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2009, 30(1):33-39. (in Chinese)
- [15] 沈际兰, 黄臻. 内燃机曲轴止推结构浅析[J]. 拖拉机与农用运输车, 1995(1):21-22.  
SHEN J L, HUANG Z. Structural analysis of the crank-shaft thrust in internal combustion engine[J]. Tractor & Farm Transporter, 1995(1):21-22. (in Chinese)
- [16] 柴油机设计手册编辑委员会. 柴油机设计手册(上)[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1984:583-591.  
Editorial Board of Design Manual of Diesel Engine. Design manual of diesel engine (part one) [M]. Beijing: China Agricultural Machinery Publishing House, 1984: 583-591. (in Chinese)
- [17] 陈立辉, 杜彦蕊, 张艳华, 等. 基于 ADAMS 的曲轴连杆活塞建模与仿真[J]. 机械传动, 2010, 34(7):60-63.  
CHEN L H, DU Y R, ZHANG Y H, et al. Modeling and simulation of crankshaft-link-piston based on ADAMS [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2010, 34(7): 60-63. (in Chinese)

## Analysis of the misalignment faults in a diesel engine shaft system based on dynamic simulation

REN ZhongRui<sup>1</sup> DAI FangZheng<sup>2</sup> JIANG ZhiNong<sup>1</sup> ZHANG JinJie<sup>1</sup> MAO ZhiWei<sup>1\*</sup>

(1. Beijing Key Laboratory of Health Monitoring Control and Fault Self-recovery for High-end Machinery, College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029;

2. Fujian Ningde Nuclear Power Co. Ltd., Ningde 355200, China)

**Abstract:** Diesel engines have a wide variety of applications, including in ships, electric power generation, and oil fields. However diesel engines suffer from frequent faults due to their complex structure and poor working conditions. Severe shaft faults are very common. In an attempt to understand the misalignment of gear coupling in a diesel engine shaft system, a mathematical model of the axial friction forces of gear coupling was first established, and the characteristics of the axial friction forces produced by misalignment were then analyzed. A dynamic model of the shaft system including gear coupling was established, the dynamic behavior of a crankshaft with misalignment faults was observed, and the contact forces of crankshaft thrust bearings and timing gear teeth were analyzed. It was shown that the outer gear element of a misaligned gear coupling exerts an axial friction force on the inner gear sleeve, and that this force affects the axial movement of the crankshaft, which causes the contact forces of the crankshaft thrust bearings and timing gear teeth to change. The results have been verified by studying actual fault cases. Our model provides a basis for the diagnosis and treatment of diesel engine shaft system faults.

**Key words:** diesel engine; shaft system fault; gear coupling; misalignment

(责任编辑: 汪 琴)