结构与可靠性

某型特种发动机传动系统的动力学计算分析

黄　维[1]，杨　欣[2]，孙思聪[1]，周建明[2]，胡　磊[1]，周　晟[3]

(1. 武汉理工大学能源与动力工程学院,湖北 武汉 430063;
2. 七一一研究所，上海 201108;3. 上海热气机工程技术研究中心，上海 201203)

摘　要：以某型特种发动机为研究对象,采用 ADAMS 软件建立了其传动系统的刚柔混合多体动力学模型,并对边界条件和相关计算进行设置。通过有限元模态分析和试验模态分析相结合,验证了曲轴柔性化处理的正确性。在该传动系统动力学特性的计算分析中考虑了齿轮啮合冲击力对主轴承受力的影响,得到了较为准确的动力学特性。

关键词：特种发动机;传动系统;动力学特性;齿轮啮合力

中图分类号:U664.124　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1001 -4357(2017)05 -0033 -05

Dynamic Calculation and Analysis of the Transmission System of a Type of Special Engine

Huang Wei[1], **Yang Xin**[2], **Sun Sicong**[1], **Zhou Jianming**[2], **Hu Lei**[1], **Zhou Sheng**[3]

(1. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Hubei Wuhan 430063;
2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108;
3. Shanghai Engineering Research Center of Stirling Engine, Shanghai 201203)

Abstract: The rigid and flexible multi-body dynamical model of the transmission system for a special engine was built using ADAMS software, and the boundary conditions were set and relative calculations were carried out. Through FEA modal analysis and experimental modal analysis, the flexible process of crankshaft was verified. The influences of the gear meshing impact on the main bearing loads were taken into account during the calculation analysis of dynamic characteristics of the transmission system, and relatively accurate transmission system dynamic characteristics were obtained.

Key words: special engine; transmission system; dynamic characteristic; gear meshing impact

0　引　言

传动系统是发动机振动的主要激励源之一，传动系统各部件间的碰撞、冲击和摩擦对发动机振动特性的影响较大。因此，准确掌握发动机传动系统的动力学特性对发动机振动特性的研究具有十分重要的意义[1-2]。往复式发动机传动系统主要由曲轴、连杆和活塞等组成，主要激励力有气体压力、活塞侧推力以及主轴承作用力等。国内外学者已对发动机传动系统动力学特性开展了大量研究工作：文献［1］对 4120 型柴油机曲轴系统进行了动力学仿真分析，对比分析了刚性曲轴和柔性曲轴对主轴承载荷的影响；文献［2］为预测发动机的振动特性而对其传动系统进行了多体动力学分析计算，得出传动系统对机体的相关激励力；文献［3］对多级齿轮传动系统进行了动态特性研究；文献［4］对柴油机曲轴主轴承载荷进行了系统研究；文献［5］和［6］利用刚柔混合的动力学模型进行了柴油机曲轴应力分析。上述研究均利用多体动力学仿真软件建立力学模型计算曲轴系统的动力学特性。但对于由齿轮组和多曲轴系统组成的特种发动机传动系统的特性的相关研究则相对较少。

收稿日期：2017-01-16；**修回日期**：2017-04-24
作者简介：黄维(1990 -)，男，研究生，主要研究方向为发动机振动与噪声控制技术，E-mail：392965730@ qq. com。

本文的研究对象为某型特种发动机传动系统，其曲柄连杆机构将气缸压力通过齿轮组传递至输出轴，从而输出动力。通常对于齿轮啮合冲击力的研究是将其从系统中分离出来单独进行，并不考虑齿轮组与系统的耦合作用。本文拟采用多体动力学仿真软件建立刚柔混合的传动系统多体动力学模型，并考虑齿轮组啮合冲击力的影响，计算得到较为准确的传动系统动力学特性，为某型特种发动机振动特性计算提供激励力输入。

1 基于刚柔混合的多体动力学模型

1.1 构件模态

构件模态是构件自身的物理属性，模态对应的频率是其固有频率，不同模态间相互垂直，构件模态组成一个线性空间的坐标系[7]。对于构件变形的计算，在模态空间中通过模态的线性叠加得到，这种线性叠加关系可用式（1）表示：

$$[\boldsymbol{\mu}] = \Sigma \alpha_i [\boldsymbol{\Phi}]_i \tag{1}$$

式中：$[\boldsymbol{\mu}]$ 为各个节点的位移矢量；α_i 为模态参与因子；$[\boldsymbol{\Phi}]$ 为构件模态，即特征位移矢量。

通过有限元模态分析或试验模态分析可获得构件模态。有限元模态分析得到的模态阶次多，但有限元模型简化及网格划分一定程度影响了计算结果的准确性。试验模态分析得到的模态较为准确，但由于试验条件的限制，也可能会丢失某些模态信息。本文采用有限元模态分析和试验模态分析相结合的方式，以期得到比较准确而完整的构件模态信息。

1.2 柔性体的多体动力学

通常曲轴是通过多个主轴承与机体相连接，对于这种超静定问题须对曲轴做柔性化处理。ADAMS 通过模态表达物体的弹性，弹性体任意一点的广义坐标可表示为：

$$\boldsymbol{\xi} = \{x, y, z, \Psi, \theta, \Phi, \boldsymbol{q}_i\} \tag{2}$$

式中：x，y，z 为局部坐标系在全局坐标系中的坐标；Ψ，θ，Φ 为局部坐标系的欧拉角；$\boldsymbol{q}_i$ 为模态振型向量。

由拉格朗日动力学方程，用广义坐标轴表示的弹性轴多柔性体动力学控制方程为：

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{\xi}} + \dot{\boldsymbol{M}}\dot{\boldsymbol{\xi}} - \frac{1}{2}\left[\frac{\partial \boldsymbol{M}}{\partial \boldsymbol{\xi}}\dot{\boldsymbol{\xi}}\right]^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\xi} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{\xi} + \boldsymbol{f}_g + \boldsymbol{D}\boldsymbol{\xi} + \left[\frac{\partial \boldsymbol{\Psi}}{\partial \boldsymbol{\xi}}\right]^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\lambda} = \boldsymbol{Q} \tag{3}$$

式中；$\boldsymbol{\xi}$，$\dot{\boldsymbol{\xi}}$，$\ddot{\boldsymbol{\xi}}$ 为弹性体的广义坐标以及对时间的导数；$\boldsymbol{M}$，$\dot{\boldsymbol{M}}$ 为质量矩阵以及对时间的一阶偏导数；$\boldsymbol{K}$ 为广义刚度矩阵；$\boldsymbol{f}_g$ 为广义重力；$\boldsymbol{D}$ 为模态阻尼矩阵；$\boldsymbol{\Psi}$ 为代数约束方程；$\boldsymbol{\lambda}$ 为约束的拉格朗日乘子；$\boldsymbol{Q}$ 为广义质量力。

1.3 接触力

齿轮系统通过各轮齿间连续接触碰撞进行动力传递。ADAMS 有两种接触碰撞模型：一种是基于 Hertz 理论的 Impact 函数模型，另一种是基于恢复系数的泊松模型，两种模型都来自于法向接触约束的惩罚函数[7]。本文采用 Impact 函数模型计算各啮合齿轮的接触碰撞力。该模型将实际物体的碰撞过程等效为基于穿透深度的非线性弹簧-阻尼模型，其计算表达式为：

$$F_{ni} = K\delta_i^e + CV_i \tag{4}$$

式中：K 为接触刚度系数；δ 为穿透深度；e 为弹性恢复系数；C 为接触阻尼系数；V 为碰撞速度。

物体接触刚度系数与物体材料属性和接触表面几何形状有关。齿轮啮合的齿廓面接触刚度系数 K 的计算式为：

$$K = \frac{4}{3\pi(h_1 + h_2)}\left(\frac{R_1R_2}{R_1 + R_2}\right)^{1/2} \tag{5}$$

式中：R_1、R_2 为啮合齿廓面处的曲率半径，$R_i = mz_i\sin\alpha/2$（$i=1$，2）；m 为模数；z 为齿数；α 为压力角；h_1、h_2 为材料参数，$h_i = (1-\mu_i^2)/\pi E_i^2$（$i=1$，2）；$\mu$ 为泊松比；E 为弹性模量。

阻尼导致碰撞过程的能量损失，由等效能量损失可得出接触阻尼 C 的计算式：

$$C = \frac{3K(1-e^2)}{4U}\delta^n \tag{6}$$

式中；e 为弹性恢复系数；n 为非线性指数；U 为碰撞速度，以啮合两齿轮在节点处的线速度差值代替。

2 传动系统建模

本文所研究的特种发动机传动系统如图 1 所示，主要由活塞、活塞杆、连杆、曲轴、输出轴、齿轮和飞轮等组成。

2.1 刚性体处理

活塞、活塞杆以及连杆的形变对气缸压力在竖直方向的传递影响不大，输出轴及飞轮本身运转平稳且形变较小，均处理为刚体。

2.2 柔性体处理及模态试验

曲轴变形对力矩的传递以及齿轮啮合的影响较大，且对于刚性曲轴存在多个轴承的超静定问题，ADAMS 无法计算各轴承的受力大小，须要对曲轴做柔性化处理。利用 ADAMS 自带的柔性化模块对曲轴做柔性化处理，即采用有限元法计算曲轴的模

态频率和振型，由模态试验验证曲轴模态频率和振型的正确性。

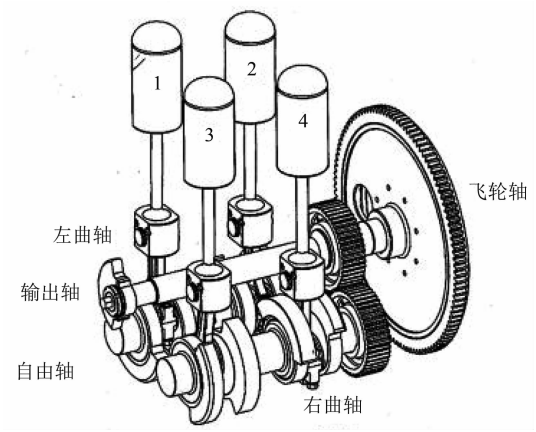

图 1　传动系统示意图

曲轴模态试验如图 2 所示。用弹簧将曲轴自由悬挂，采用锤击法进行曲轴模态试验，利用 LMS 测量系统进行曲轴的模态识别，得到曲轴的试验模态频率和振型。

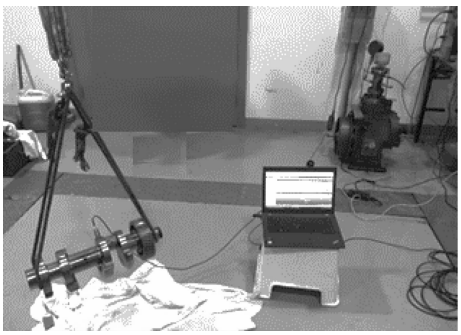

图 2　曲轴的模态试验

柔性化后两曲轴同振型的部分模态频率与模态计算结果与试验结果的对比如表 1 和表 2 所示。从传动系统飞轮端向自由端看，左侧为左曲轴，右侧为右曲轴。

表 1　左曲轴模态、频率计算值与试验值对比

阶数	计算模态/Hz	试验模态 /Hz	误差
1	861	828	4.0%
2	915	883	3.6%
3	1 687	1 553	8.6%
4	1 725	1 640	5.2%

表 2　右曲轴模态、频率计算值与试验值对比

阶数	计算模态/Hz	试验模态/Hz	误差
1	744	715	4.1%
2	759	729	4.1%
3	1 447	1 359	6.5%
4	1 935	1 842	5.0%

通过以上对比可以看出：柔性化后的曲轴模态频率普遍偏高。这是由于曲轴与外部连接处须要建立刚性区域，导致曲轴的整体刚度增大，使得模态频率亦偏高。但柔性化后的曲轴模态频率计算值相对于试验值的误差均在可接受范围内。因此，可利用柔性化后的曲轴进行多体动力学计算。

2.3　齿轮啮合处理

齿轮啮合冲击力对传动系统力的传递有一定影响，齿轮啮合的状态直接影响传动系统的工作状态。齿轮的三维建模、装配方式以及装配状态影响动力学计算结果，因此实现齿轮组的正确装配显得尤为重要[8]。传动系统的齿轮组三维模型如图 3 所示。

齿轮组的具体装配方式如下：①利用 CREO 中的销连接方式将绘制的齿轮与轴装配。左齿轮和右齿轮为右旋齿轮，中齿轮为左旋齿轮；左旋齿轮在中间，右旋齿轮在两侧。②通过旋转两侧齿轮，调整齿轮的相对位置，利用全局干涉检查齿轮间是否存在干涉。③利用 CREO 中机构仿真使齿轮处于啮合状态。

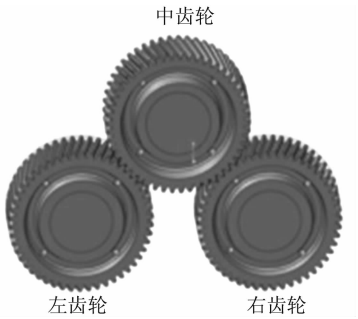

图 3　齿轮组 CREO 模型

2.4　模型连接

将传动系统三维模型导入 ADAMS，对曲轴进行柔性化后，将各零部件用运动副进行连接，具体连接方式如表 3 所示。

表 3　传动系统零部件间的连接方式

零部件名称	运动副	个数
活塞-活塞杆	固定副	4
活塞杆-连杆	旋转副	4
连杆曲轴	圆柱副	4
曲轴-大地	圆柱副/点面副	8/2
输出轴-大地	圆柱副/旋转副	1/1
飞轮-输出轴	固定副	1
曲轴-齿轮	固定副	2
输出轴-齿轮	固定副	1
齿轮-齿轮	接触	2
活塞杆-大地	圆柱副	4

运动副模型的建立是根据实际传动系统的连接方式进行模拟，其中：圆柱副模拟滑动轴承，点面副模拟止推轴承，接触副模拟碰撞，固定副模拟螺栓连接或者其他固定连接方式。

2.5　接触力参数输入

在 ADAMS 中通过设置零部件间的接触力模拟碰撞，接触力设置参数包括：刚度系数、阻尼、力指数、穿透深度以及摩擦参数。利用式（5）和式（6）计算得到齿轮接触力刚度系数和阻尼系数，$K=5.53\times10^5$（$N\cdot mm^{-1.5}$），$C=69$（$N\cdot s\cdot mm^{-1}$）；力指数取 1.5；穿透深度取 0.1 mm；考虑润滑时静摩擦系数取 0.1，动摩擦系数取 0.05，表面相对滑移速度取 10（$mm\cdot s^{-1}$），最大静摩擦对应的相对滑移速度取 0.1（$mm\cdot s^{-1}$）[9]。

3　边界条件和计算设置

建立刚柔混合的发动机传动系统模型后，对模型施加外部激励载荷。传动系统受到的主要载荷是缸内气体对活塞产生的压力。同时，为得到较为合理的计算结果，相关计算设置也非常重要。

3.1　载荷和驱动加载

根据发动机传动系统的运动，从飞轮端看：输出轴沿逆时针方向旋转，两侧曲轴沿顺时针方向旋转。将输出轴转速固定为额定转速，即在输出轴圆柱副处添加转速驱动；利用测量的缸内气体压力计算得到各缸活塞所受的压力，然后将其加载到活塞顶部。

3.2　计算设置

选择 GSTIFF 作为动力学计算模型的积分器，它有 Index、SI2 和 SI1 等 3 种积分格式，每一步积分采用修正的 Newton-Raphson 式，综合考虑计算时间与精度，选择 SI2 积分格式。该格式考虑了速度的约束方程，可以控制误差，计算得到的速度、加速度和接触力较为精确。

4　动力学特性仿真结果分析

为了验证刚柔混合的发动机传动系统模型的准确性以及相关参数设置的合理性，须对多体动力学仿真结果进行分析。

4.1　齿轮啮合力分析

斜齿轮切向力计算式：

$$F_t = 2M/d \tag{7}$$

斜齿轮径向力公式：

$$F_r = F_t\tan\alpha \tag{8}$$

斜齿轮轴向力公式：

$$F_x = F_t\tan\beta \tag{9}$$

式中：M 为曲轴扭矩；d 为斜齿轮分度圆直径；α 为斜齿轮压力角；β 为斜齿轮螺旋角。

利用测量得到的扭矩和已知相关参数，由式(7)、式(8)和式(9)计算得到两侧各方向齿轮受力值如下：斜齿轮切向力 $F_t=6\ 667$ N；斜齿轮径向力 $F_r=2\ 426$ N；斜齿轮轴向力 $F_x=1\ 786$ N。

4.1.1　齿轮啮合力仿真结果分析

利用 ADAMS 导出的齿轮啮合力可得到两侧齿轮各方向的受力，如图 4 和图 5 所示。

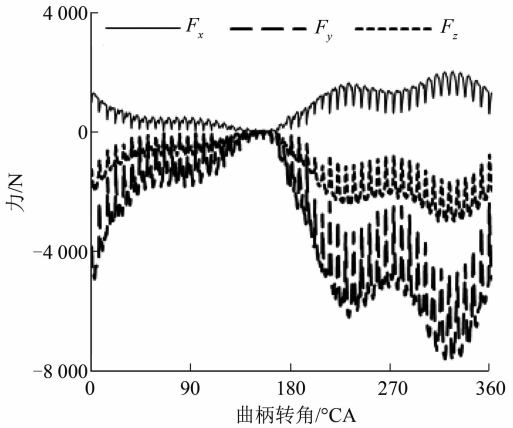

图 4　左齿轮各方向一个周期的受力

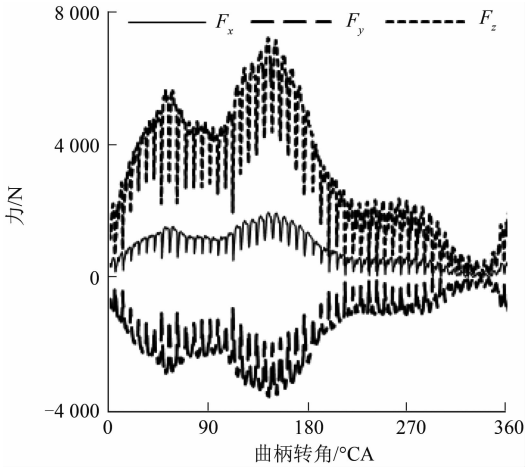

图 5　右齿轮各方向一个周期的受力

计算左右齿轮受力平均值，如表 4 所示。左右齿轮受力分解如图 6 所示。将左右齿轮 X、Y、Z 方向的受力转化成切点处的轴向力（X 方向）、径向力（中齿轮与两侧齿轮中心连线方向）和切向力（与径向力垂直方向），如表 5 所示。

表 4　齿轮 X、Y、Z 方向受力平均值

	F_X/N	F_Y/N	F_Z/N
左齿轮	822	−3 134	−1 209
右齿轮	845	−1 524	3 098

4.1.2　结果对比分析

计算得到左右齿轮平均力之和与理论计算的轴向、径向和切向力的对比如表 6 所示。

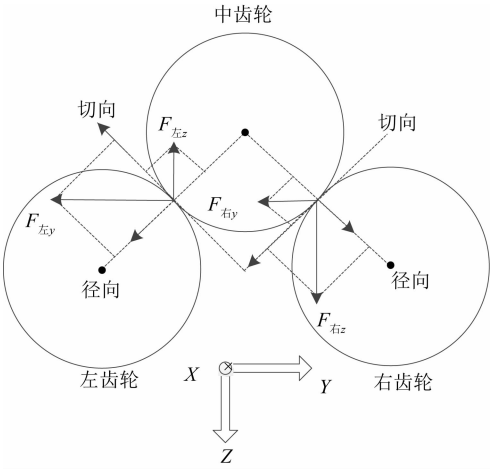

图 6　左右齿轮的受力分解图

表 5　齿轮轴向、径向、切向力平均值

	F_x/N	F_r/N	F_t/N
左齿轮	822	1 361	3 070
右齿轮	845	1 113	3 268

表 6　仿真计算与理论计算对比

	F_x/N	F_r/N	F_t/N
左齿轮	822	1 361	3 268
右齿轮	845	1 113	3 070
理论值	1 786	2 426	6 667
误差	-6.7%	2.1%	-4.9%

由对比结果可以看出：仿真计算的切向分力、轴向分力和径向分力误差值均在 7% 以内，说明计算结果较为准确。

4.2　主轴承载荷

特种发动机输出轴以及左右曲轴有 10 个轴承，其中输出轴上两个轴承分别为滚柱轴承和球轴承；每根曲轴有四个滑动轴承。传动系统各轴承位置示意如图 7 所示。图中 zzc1、zzc2、zzc3、zzc4、yzc1、yzc2、yzc3、yzc4 为滑动轴承。图 8 ~ 图 11 为各滑动轴承的受力曲线图，可以发现：

（1）齿轮啮合冲击力对各轴承，尤其是 zzc4 和 yzc4 的受力影响较为明显，造成这种现象的原因可能是曲轴旋转方向以及齿轮啮合时曲轴瞬时变形的作用，但整体趋势差别不大。

（2）靠近齿轮的轴承受到齿轮啮合冲击力的影响较大，即曲线上毛刺的幅值较大。

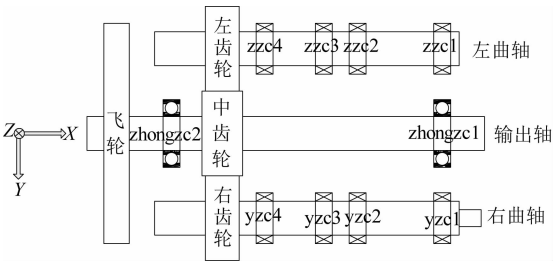

图 7　传动系统各轴承位置示意图

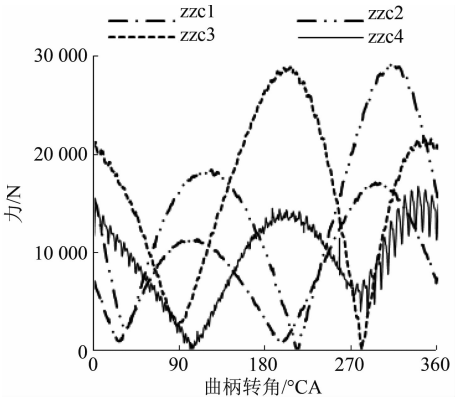

图 8　左曲轴各轴承所受合力（有啮合）

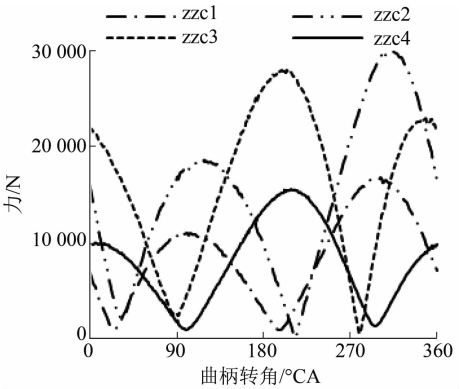

图 9　左曲轴各轴承所受合力（无啮合）

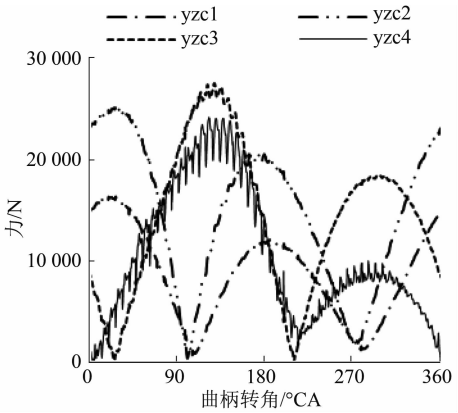

图 10　右曲轴各轴承所受合力（有啮合）

（下转第 49 页）

件，采用有限元方法进行基座减振效果的仿真；搭建了符合实船弹性边界的等比试验台架，测试基座阻尼处理前后的减振效果。结果表明：仿真结果与试验结果吻合较好，阻尼处理有利于同步降低基座上、下端的高频振动，同时拓宽基座的减振频率，但对降低低频振动不利；并且，在阻尼减振设计中须有针对性地对具体结构进行具体的应用性设计，将阻尼材料使用在振动传递路径中的大变形处，充分发挥阻尼材料的应变耗能作用。

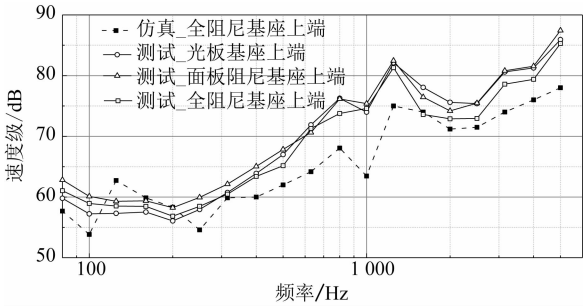

图 7　阻尼处理对上端振动的影响

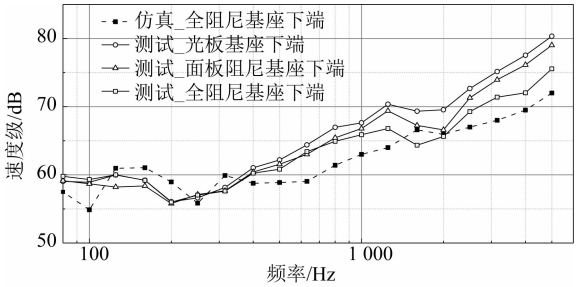

图 8　阻尼处理对下端振动的影响

参考文献

[1] 黄修长. 舱筏隔振系统声学设计及优化、控制［D］. 上海：上海交通大学，2011：45-46.

[2] YAO X L，FANG J I. Attenuation of the flexural wave transmission through impedance mismatch hull base［J］. Journal of Ship Mechanics，2010，14（6）：678-689.

[3] 罗忠，朱锡，简林安，等. 三明治夹芯基座阻抗阻尼隔振特性分析［J］. 哈尔滨工程大学学报，2009，30（9）：980-985.

[4] 焦灵芝. 阻尼减振技术在舰船典型设备安装基座中的应用研究［D］. 哈尔滨：哈尔滨工业大学，2009：67-68.

[5] BAZ A，RO J. Vibration control of rotating beam with active constrained layer damping［J］. Smart Materials Structures，2001，10（1）：112.

（上接第 37 页）

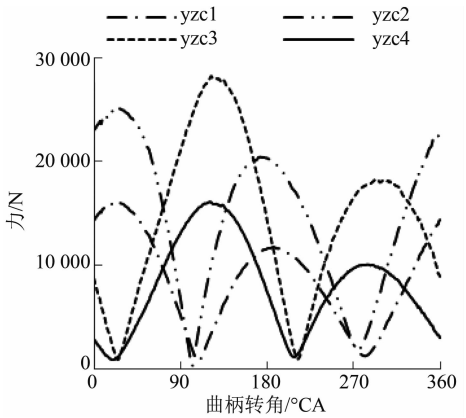

图 11　右曲轴各轴承所受合力（无啮合）

5　结　论

利用多体动力学软件 ADAMS 建立了某型特种发动机传动系统刚柔混合多体动力学模型，通过模态试验与有限元分析验证了曲轴柔性化处理的正确性。同时考虑齿轮啮合冲击力对主轴承受力的影响，在一定程度上较好地模拟了传动系统的动力学特性，为带齿轮组的传动系统动力学特性分析提供了依据，同时为该型特种发动机的振动计算提供了可靠的激励力输入。

参考文献

[1] 李玉军，杨建国. 4120G 型柴油机曲轴系统动力学仿真与分析［J］. 武汉理工大学学报（交通科学与工程版），2007（1）：73-76.

[2] AIKAWA Y，OSAKABE T，SUNA YAMA Y. Predition of engine mount vibration using multi body simulation with finite element models［C］. SAE Papers，2005-32-0006.

[3] 胡磊. 齿轮箱振动响应分析与诊断技术研究［D］. 武汉：武汉理工大学，2012.

[4] 冯兵兵. 基于 ADAMS 的柴油机曲轴主轴承载荷分析方法研究［D］. 武汉：武汉理工大学，2008.

[5] 李丽婷，李威，刘子强，等. 基于 ADAMS 的柴油机曲轴多体动力学仿真［J］. 柴油机，2007，29（3）：5-8.

[6] 陈亮，宋希庚，明章杰，等. 基于有限元和多体动力学的柴油机曲轴动态强度与冲击响应分析［J］. 振动与冲击，2008，27（11）：186-189.

[7] 赵武云，史增录，戴飞，等. ADAMS 基础与应用实例教程［M］. 北京：清华大学出版社，2015.

[8] 罗善明，王建，吴晓玲，等. 渐开线斜齿轮的参数化建模方法与虚拟装配技术［J］. 机械传动，2006，30（3）：26-28.

[9] 闻帮椿. 机械设计手册（第六卷）［M］. 北京：机械工业出版社，2009.