

文章编号:1000-8055(2013)07-1607-06

发动机附件机匣结构系统振动特性

郭梅^{1,2}, 陈聪慧^{1,2}, 王建军³, 梁作斌^{1,2}, 李锦花^{1,2}

- (1. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015;
2. 中国航空工业集团公司 航空发动机动力传输航空科技重点实验室, 沈阳 110015;
3. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 基于 FEM 和 Masta 软件, 详细计算和分析了某型发动机附件机匣系统在内部啮合激励下的振动响应特性。首先计算得到了各级齿轮副的静啮合误差(位移)激励, 然后详细计算了在内部啮合激励下的附件机匣壳体的振动响应, 分析讨论了其基本规律和特点。计算得到的附件机匣在受力位置的振动响应幅值在最大值为 80 g, 小于限制值 150 g。研究表明, 所提出的方法和技术有助于在设计阶段对这类复杂传动系统的振动特性预测和评估。

关 键 词: 附件机匣; 内部啮合激励; 振动响应特性; 有限元方法; 预测

中图分类号: V232.8

文献标志码: A

Vibration characteristics of accessory gearbox structure system of engine

GUO Mei^{1,2}, CHEN Cong-hui^{1,2}, WANG Jian-jun³,
LIANG Zuo-bin^{1,2}, LI Jin-hua^{1,2}

- (1. Shenyang Engine Design and Research Institute, Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China;
2. Key Laboratory for Power Transmission Technology of Aero-Engine, Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China;
3. School of Energy and Power Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Based on finite element method (FEM) and software of Masta, the vibration response characteristics of accessory gearbox under the inner meshing excitation were calculated and analyzed. Firstly the static meshing error (displacement) excitations of gear pairs in each stage were obtained. Then the vibration response of case shell of accessory gearbox under the inner meshing excitation was researched. Finally the basic vibration characteristics of the accessory gearbox under the inner meshing excitation were discussed. The maximum vibration amplitudes obtained at key positions of the case shell are 80 g lower than the limited value of 150 g. The results indicate that the method and technique presented can be used effectively to predict and evaluate the vibration characteristics of the accessory gearbox in design process.

Key words: accessory gearbox; inner meshing excitation;
vibration response characteristics; finite element method; forecast

收稿日期: 2012-11-01

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130711.1810.201307.1607_026.html

作者简介: 郭梅(1972—), 女, 山东彰丘人, 高级工程师, 硕士, 主要从事航空发动机传动系统研究工作。

发动机附件机匣作为航空发动机重要部件之一,在发动机启动时为发动机提供扭矩,在发动机工作时,从发动机提取功率用于驱动飞机和发动机附件,保证飞机电子设备等部件正常工作,其重要性已超越传统“附件”的意义,成为发动机技术发展的六大部分之一^[1]。

在发动机附件机匣设计中,齿轮系统振动问题是一个特别复杂且非常重要的问题。国外齿轮箱设计公司在该方面做了大量的理论及试验测试工作,积累了丰富的经验,开发出了齿轮系统振动预测专业软件,并成功应用在齿轮箱振动特性预测中^[2-6]。国内自行研发的附件机匣齿轮数次出现过振动破坏问题,在分析、解决这些问题的过程中,积累了一定的经验^[7-8]。最初受到分析方法及手段等方面限制,仅能够对齿轮、轴等零件进行振动分析,不能考虑齿轮、轴、轴承及壳体间的相互影响,进行系统的特性分析。特别是,由于齿轮传动系统最重要的激励是轮齿啮合传递误差的内部激励,而仅采用商用有限元程序不能确定这种内部激励,以及在这种激励下的系统振动响应。因此,难以在设计阶段准确预测齿轮系统的振动特性,不能在设计时对结构进行振动特性优化来达到改善其动态特性的目标。振动破坏的危害极大,随着现代发动机传动系统研制技术的不断深入及发展,附件机匣的动强度设计日益受到设计者的重视^[9],在设计阶段即进行振动噪声预测已成为必须进行的工作。

Masta 是通用齿轮传动系统动力学分析软件,与有限元方法结合可以进行齿轮系统多方面的振动特性研究,最近文献[10]已经利用该软件系统进行了典型行星齿轮传动的动态载荷特性分析。但是基于有限元方法和 Masta 软件进行航空发动机附件机匣系统的啮合激励和振动响应的分析研究还极少看到。

本文基于有限元方法和 Masta 软件对典型发动机附件机匣系统(包括附件机匣壳体和各级齿轮轴等)进行了齿轮啮合激励下的振动特性分析。首先建立了附件机匣系统的有限元模型,给出了系统传动链的基本参数,然后计算了各齿轮副的静传递误差及其激励谱,并以此作为附件机匣系统的激励载荷,利用 Masta 软件计算了在各齿轮副啮合激励下附件机匣系统(包括附件机匣壳体和各级齿轮轴等)的振动响应,详细分析了附件机匣壳体在各轴承位置振动响应的基本特性和规律。

本文的研究考虑了轮齿啮合时变刚度和静传递误差产生的啮合力做为系统振动激励,详细分析了典型附件机匣系统的振动响应,在设计阶段即可预测齿轮系统的振动特点,有助于指导结构的合理化设计。

1 附件机匣结构与有限元模型

1.1 附件机匣结构系统

典型航空发动机附件机匣结构如图 1 所示,由壳体、各级圆柱齿轮轴、支承轴承组成。传动系统如图 2(图中 835,840,⋯表示轴承编号,002,003,⋯表示齿轮轴编号,Z1,Z2,⋯表示齿轮编号)。齿轮轴系统主要参数列于表 1。系统动力由 005 轴输入,由两分支(分别称为“上分支”和“下分支”)的各齿轮副传给各附件。

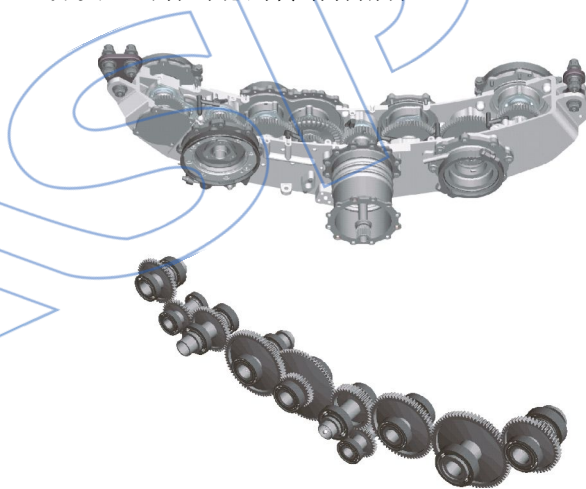


图 1 附件机匣结构

Fig. 1 Accessory gearbox structure

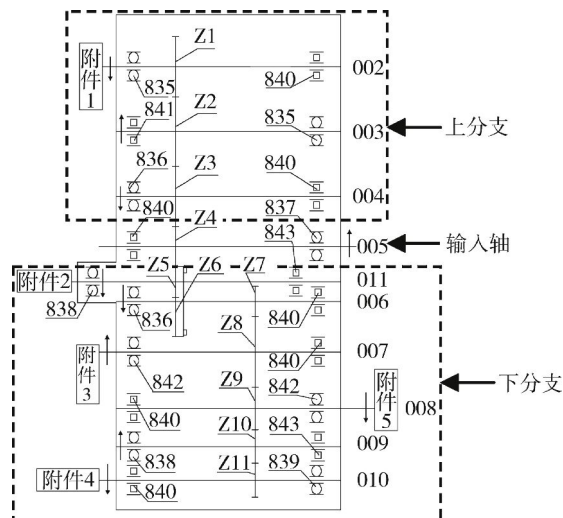


图 2 传动系统

Fig. 2 Transmission system

表 1 齿轮轴系统主要参数

Table 1 Main parameters of gearshaft system

齿轮轴	额定转速/ (r/min)	传动比	齿轮齿数	额定啮合 频率/Hz
005	15 365	—	40	10 243
004	10 075	0.656	61	10 243
003	8 780	0.571	70	10 243
002	12 542	0.816	49	10 243
011	19 823	1.29	31	10 243
006	8 656	0.563	71/31	10 243/4 473
007	4 193	0.273	64	4 473
008	6 240	0.406	43	4 473
009	7 893	0.514	34	4 473
010	6 240	0.406	43	4 473

1.2 附件机匣有限元模型

首先建立附件机匣系统的有限元模型, 分别将所建立的壳体 and 齿轮轴 Unigraphics NX 三维模型导入 CAE 软件 Hpmesh 和 ANSYS 程序建立有限元模型。

壳体和齿轮轴均采用 solid 187 四面体单元, 壳体单元数为 970 153, 节点数为 255 209; 齿轮轴 005 单元数为 36 041, 节点数为 9 879。

在壳体上安装轴承的位置、齿轮轴轴承安装位置、输出功率位置和齿轮表面建立凝聚节点; 通过子结构分析计算壳体和齿轮轴的刚度矩阵和质量矩阵。壳体有限元模型见图 3, 由于网格很密, 分段表示; 壳体凝聚节点如图 4 所示; 齿轮轴 005 凝聚节点如图 5 所示。然后在 Masta 软件中将壳体和齿轮轴按照安装位置将凝聚节点相互对应联结, 同时即导入了刚度和质量矩阵。各齿轮之间通过齿面凝聚节点对应联结相互耦合, 来确定各齿轮之间的传递运动关系。

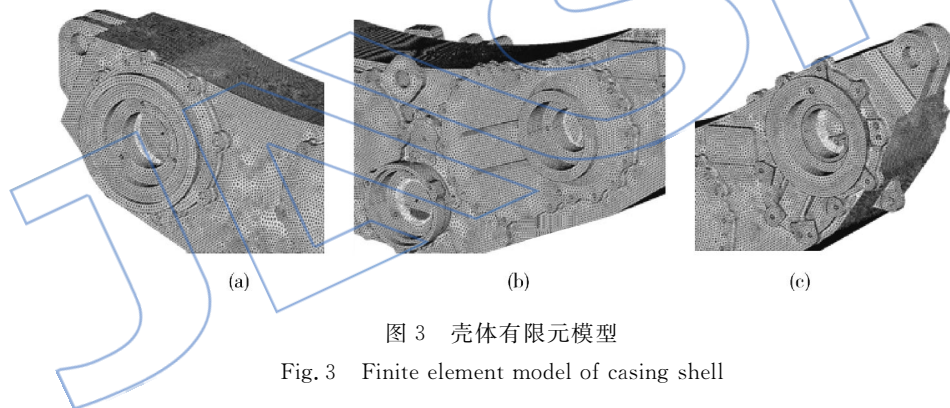


图 3 壳体有限元模型

Fig. 3 Finite element model of casing shell



图 4 壳体凝聚节点

Fig. 4 Condensed nodes of casing shell

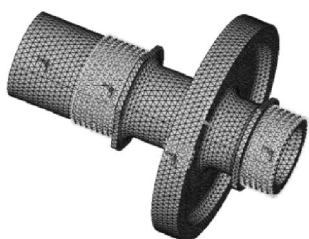


图 5 齿轮轴 005 凝聚节点

Fig. 5 Condensed nodes of gearshaft 005

2 算例分析

2.1 齿轮系统啮合激励分析

齿轮传动系统作为一种弹性的机械系统, 在动态激励作用下产生振动^[11-12]。齿轮系统动态激励分为内部激励和外部激励两大类, 内部激励是指齿轮副啮合过程中所产生的动态激励。因此内部激励作用下的振动响应是齿轮系统独特的振动问题。内部激励主要是啮合刚度周期变化导致的刚度激励。下面分析这种刚度激励的主要特点。

刚度激励是啮合过程中单双齿对交替, 导致轮齿综合啮合刚度周期性变化, 从而使轮齿啮合力周期性变化对齿轮系统的动态激励。刚度激励的轮齿啮合力可以表示为

$$F = D \times \delta \quad (1)$$

式中 F 为啮合力; D 为综合啮合刚度; δ 为啮合变形 (也称为静态传递误差, static transmission er-

ror, STE).

对于直齿轮传动,一般情况下重叠系数为非整数,轮齿啮合过程单齿啮合和双齿啮合交替出现,导致综合啮合刚度周期变化,从而使得STE也表现为类似矩形波的周期变化^[13-14].显然,这类时域周期变化的动态激励经Fourier变换其谱图具有多阶谐波成分,因此具有多频激励的频域特性.

不失一般性,对于典型附件机匣系统的005/004齿轮副,由Masta软件^[15]计算得到的STE及其谱图如图6所示.结合式(1)可以看出:这时的啮合激励具有多阶谐波,1阶谐波将对系统振动影响最大.类似地,可以得到附件机匣各级齿轮副的静传递误差及其频率特性.

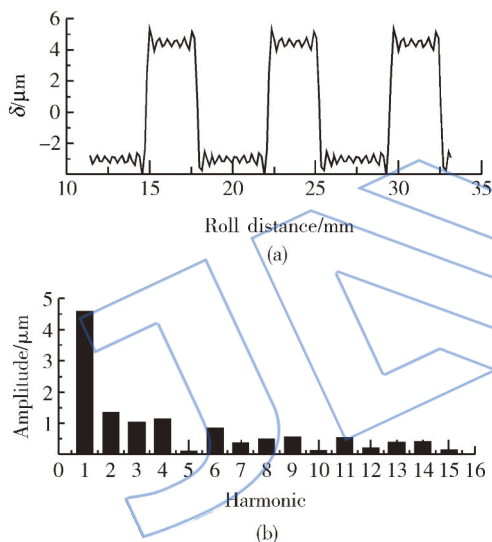


图6 齿轮副005/004的静态传递误差及其谱图
Fig. 6 STE and spectrum of gear pair 005/004

由表1可知:典型附件机匣系统的两个传动分支在公称转速时,各自的额定啮合频率分别为10243 Hz和4473 Hz,该频率实际上是“上分支”和“下分支”齿轮副啮合激励的1阶谐波,两分支啮合激励均有相应的2阶谐波,3阶谐波等.

2.2 附件机匣壳体振动响应特性分析

利用上节得到的各齿轮副啮合激励,由前述的附件机匣系统有限元模型,计算得到了系统在不同旋转速度下的振动稳态响应(振动频率响应).下面基于附件机匣典型轴承位置的响应特性,说明和讨论系统稳态振动响应的基本特性.

2.2.1 典型响应点的振动特性

以附件机匣壳体002齿轮轴处的振动响应为

例,分析讨论同时考虑各齿轮副啮合激励下附件机匣振动频率响应特性.

图7(a)~图7(c)所示分别为振动响应点(壳体002齿轮轴处)在 x , y , z 三个方向的前2阶谐波激励的振动频率响应,计算中同时涉及两个传递分支啮合激励1阶谐波,2阶谐波,3阶谐波等.图中,额定啮合频率分别为10243 Hz的“上分支”和4473 Hz的“下分支”,相应的1阶谐波,2阶谐波分别标示为order 40, order 80和order 17.46, order 34.93.

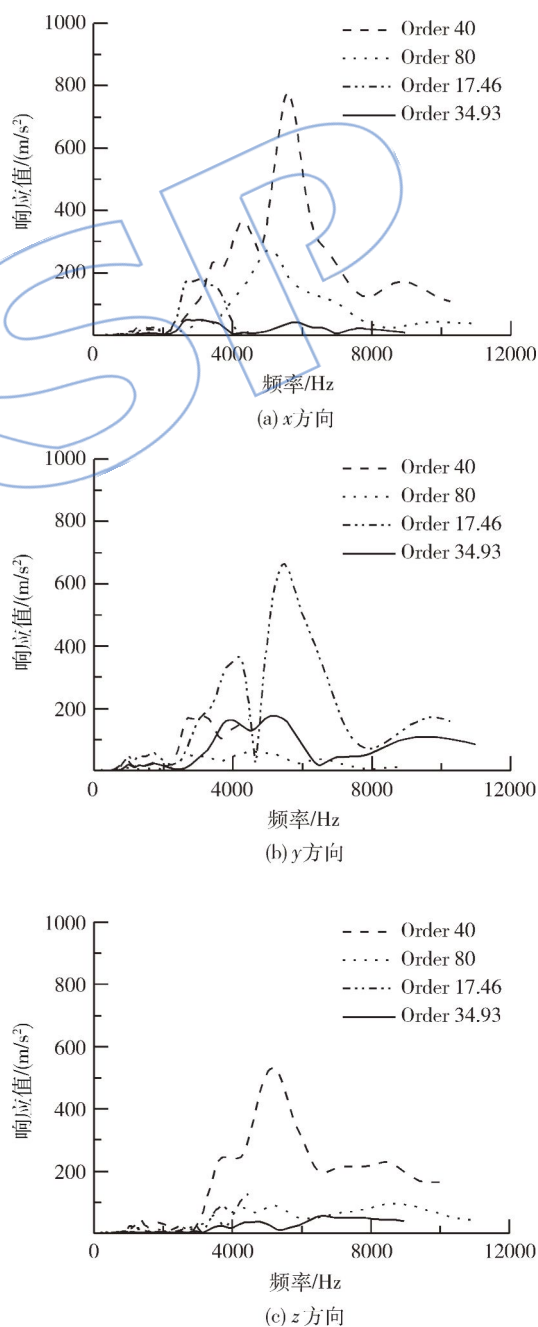


图7 前2阶谐波的振动频率响应
Fig. 7 Vibration frequency responses of the first and second order harmonics

可以看出:

1) 由于所选振动响应点位于 002 齿轮轴附近(在图 2 最上端的齿轮轴),离“下分支”较远,此处的振动响应为“上分支”齿轮啮合激励为主导,激起的振动响应更大.因此可以认为图 2 的上端附件机匣壳体的响应是较近的“上分支”的齿轮啮合激励为主导,图 2 的下端是较近的 4 473 Hz 的“下分支”主导,而在中间区域,两分支的激励均较为重要.

2) 两个传递分支的 1 阶谐波在 3 个坐标方向的振动响应均是主导,因此,啮合激励的振动问题应主要考虑这方面的影响.

3) 额定啮合频率为 10 243 Hz 的“上分支”激起的振动响应在频率范围 4 000~5 000 Hz 有较大的振动响应(图 7 中 ordre 40 和 order 80);而额定啮合频率为 4 473 Hz 的“下分支”激起的振动响应在频率范围 2 500~3 500 Hz 有较大的振动响应(图 7 中的 order 17.46 和 order 34.93).表明两个分支传动链具有不同的固有特性和传递特性.详细了解附件机匣系统的振动响应和共振特性则需要进一步的研究,尤其是各零件的固有特性的计算与分析等.

2.2.2 不同啮合副激励的响应特性

上述的分析表明:在选定的壳体响应点,“上分支”激励是响应的主导.由于附件机匣系统上分支共有 4 对啮合齿轮副,故进一步分析响应中各级齿轮副激励的影响是必要的.

计算得到的“上分支”传动链 4 对齿轮副啮合激励在该处的振动稳态频率响应分别如图 8 所示.可以看出:

1) 不同齿轮副激励的响应与传递路线上零件

的振动特性有关.该算例在频率 5 000~5 600 Hz 存在振动响应峰值点.

2) 更靠近响应点的齿轮副激励产生更大的振动响应,如齿轮副 004/003 和 003/002 产生的响应较大,但响应值在允许范围内,不会对附件机匣及轴承产生振动破坏.

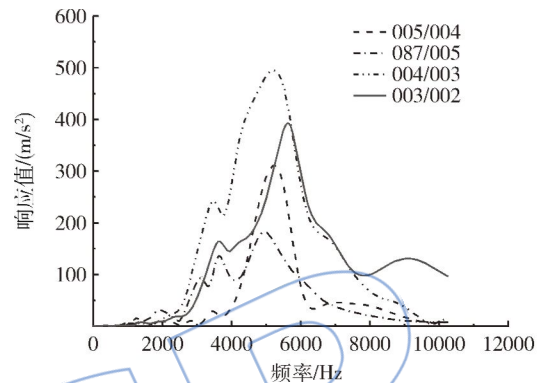


图 8 上分支各齿轮副激励的频率响应

Fig. 8 Frequency response of gear pairs in upper branch

2.2.3 不同响应点的振动特性

选取附件机匣壳体不同位置的振动响应最大值,可以比较在各齿轮副啮合激励下附件机匣的振动响应状态,这对附件机匣的振动设计、轴承振动和寿命分析都是很重要的.

计算得到的附件机匣系统各支承轴承处在水平、竖直、轴向即 x 、 y 、 z 方向的振动角速度响应最大值如图 9 所示.图中横坐标为各轴承编号,纵坐标为各轴承处的加速度响应最大值.从图中可以看出该附件机匣齿轮系统振动有如下特点:

1) 附件机匣系统 3 个方向的振动中,竖直方向响应最大.

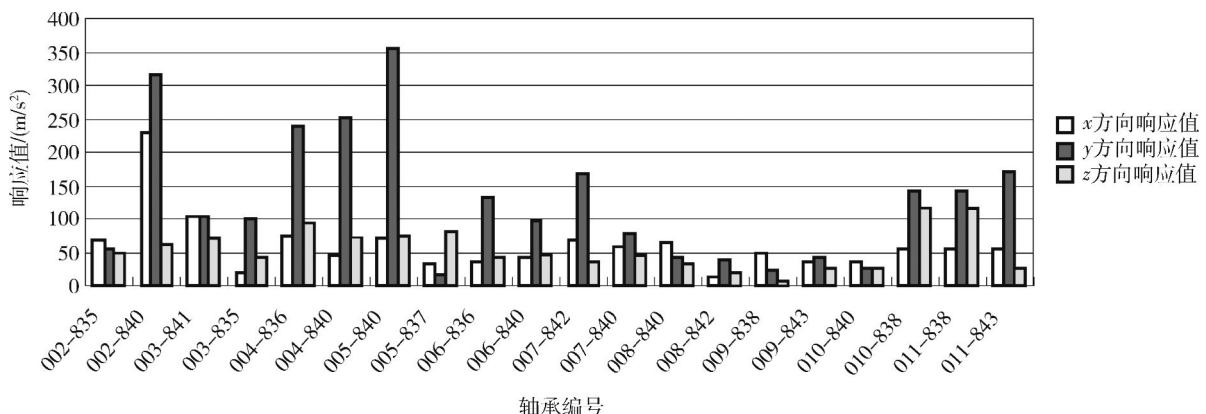


图 9 附件机匣系统各支承轴承处的振动响应

Fig. 9 Vibratory response of bearing shafts in accessory gearbox system

2) 附件机匣系统各处的振动响应程度有很大差别,002,004,005 轴的支承轴承响应明显比其他齿轮轴的支承轴承响应大. 分析原因在于该系统主要由 003/004 齿轮副激起,这对齿轮副直径较大,刚性相对较小,更容易激起振动.

3) 同一齿轮轴上两个支承轴承存在响应差别较大的情况. 如 005-840 轴承处为 356.3 g (g 为重力加速度),005-837 处为 14.2 g,这与齿轮与轴承位置距离远近有关,840 轴承距离齿轮比 837 近,因此 840 轴承响应比 837 大. 这对相应支承轴承的设计和寿命产生较大影响.

3 结 论

1) 利用有限元方法,可以建立附件机匣系统的分析模型,全面考虑各齿轮副、传动轴和附件机匣壳体的弹性耦合,了解其内部啮合特性和响应特性. 这样的分析不仅可以了解齿轮副啮合状态,而且可以研究各传动轴承的动力学特性,为轴承的设计和排除故障提供参考. 以此模型为基础,还可以进一步研究附件机匣系统在外激励,以及内部和外部激励共同作用下的振动特性. 从而为附件机匣系统进行更加全面的振动与强度设计奠定基础.

2) 附件机匣系统是复杂的多部件组合弹性机械系统,在复杂的内部激励下会具有特殊的振动特性. 特别是由于齿轮副激励的多频率成分,系统的振动响应含有多激励和多频率的振动特性,导致系统的振动设计和共振特性更加复杂.

3) 系统的多频率、多啮合的激励导致附件机匣的响应是不均匀的,在设计和排除故障分析中,要特别关注振动较大区域的振动裕度问题.

参考文献:

- [1] 林基恕. 航空燃气涡轮发动机机械系统设计[M]. 北京: 航空工业出版社, 2005.
- [2] SUN Zhaohui, Steyer G C, Meinhardt G, et al. NVH robustness design of axle systems[J]. SAE Transactions, 2003, 112(6): 1746-1754.
- [3] Chung C H J, Steyer G, Abe T, et al. Gear noise reduction through transmission error control and gear blank dynamic tuning[J]. SAE Transactions, 1999, 108(6): 2829-2837.
- [4] Sun Z, Steyer G, Ranek M. FEA studies of axle system dynamics[R]. Detroit, US: SAE 2002 World Congress, 2002-01-1190, 2002.
- [5] Steyer G C, Lim T C. System dynamics in quiet gear design [C]//Proceedings of the 9th International Modal Analysis Conference. Florence, Italy: SEM Society for Experimental Mechanics Inc, 1991: 999-1005.
- [6] Dalpiaz G, Rivola A, Rubini R. Effectiveness and sensitivity of vibration processing techniques for local fault detection in gears[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2000, 14(3): 387-412.
- [7] 宋乐民. 发动机中央传动锥齿轮失效机理的试验研究[M]//杨世昌. 航空发动机失效分析典型案例. 北京: 国防工业出版社, 2002: 188-201.
- [8] 杨荣, 常春江, 魏文山, 等. 某型发动机附件机匣中心传动从动锥齿轮断裂故障分析[J]. 航空发动机, 1999, 25(4): 31-38.
YANG Rong, CHANG Chunjiang, WEI Wenshan, et al. Failure analysis of accessory gearbox's bevel gear[J]. Aeroengine, 1999, 25(4): 31-38. (in Chinese)
- [9] 陈光. 航空发动机结构设计分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.
- [10] JIANG Lidong, LIU Baoxing, ZHU Zhenrong, et al. Study on dynamic excitation of the star gearing[J]. Applied Mechanics and Material, 2011, 86: 116-119.
- [11] 王建军, 李其汉, 李润方. 齿轮系统非线性振动研究进展[J]. 力学进展, 2005, 35(1): 37-51.
WANG Jianjun, LI Qihan, LI Runfang. Research advances for nonlinear vibration of gear transmission systems[J]. Advances in Mechanics, 2005, 35(1): 37-51. (in Chinese)
- [12] 晏砺堂, 朱梓根, 李其汉, 等. 高速旋转机械振动[M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.
- [13] 李润方, 王建军. 齿轮系统动力学[M]. 北京: 科学出版社, 1997.
- [14] Wang J J, Li R F, Peng X H. Survey of nonlinear vibration of gear transmission systems[J]. Applied Mechanics Reviews, 2003, 56(3): 309-329.
- [15] Smart Manufacturing Technology(SMT)公司. Masta 培训手册[M]. Nottingham, UK: SMT, 2002.