

复杂激励下涡轴发动机中央从动锥齿轮故障机理

陈雪骑¹, 马艳红^{1,2}, 王永锋¹, 洪 杰^{1,2}
(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 100191)

摘 要: 针对某小型涡轴发动机燃气发生器转子前端中央从动锥齿轮发生的疲劳断裂故障,同时考虑了齿面高频啮合激励作用和转子-从动锥齿轮耦合振动带来的影响,研究了从动锥齿轮的振动响应特征。结果表明:齿面啮合激励会激起从动锥齿轮 5 节径振型,同时,转子-从动锥齿轮耦合振动会对锥齿轮产生转子转速 2 倍频($2\times$)激励,并激起锥齿轮的俯仰模态振型,除此之外,齿面附加约束作用改变了该振型下的振动应力分布,使疲劳裂纹沿径向扩展,与故障现象相符,证明了该故障机理分析的正确性。

关 键 词: 疲劳断裂; 故障机理; 复杂激励; 传动齿轮; 耦合振动

中图分类号: V234.96 **文献标志码:** A

Failure analysis on central drive bevel gear of turbo-shaft engine with complex excitation

CHEN Xueqi¹, MA Yanhong^{1,2}, WANG Yongfeng¹, HONG Jie^{1,2}
(1. School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Research Institute of Aero-Engine,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A fatigue failure of the central driven bevel gear was found at the front end of the high pressure rotor of a small turbo-shaft engine. Taking into consideration of both the gear teeth meshing and rotor-gear coupling vibration, the vibration response of the driven bevel gear under the combined influences of tooth surface meshing excitation and rotor lateral vibration excitation was investigated. The analysis results showed that the gear teeth meshing caused the 5th nodal diameter shape vibration, while the coupled vibration of the rotor-driven gear system led to a $2\times$ excitation and then excited the swing shape vibration of the driven bevel gear. Meanwhile, the additional constraints arousing from the gear teeth meshing changed the vibration stress distribution of the swing shape vibration, which then forced the fatigue crack to propagate radially through the gear. The distribution of vibration stress is consistent with the phenomenon of the driven gear fatigue failure, which proves the correctness of the failure mechanism analysis.

收稿日期:2019-10-25

基金项目:国家自然科学基金(51575022,11772022,); 国家科技重大专项(2017-IV-0011-0048,2017-VII-0010-0104)

作者简介:陈雪骑(1991—),男,博士生,主要从事航空发动机整机动力学、连接结构界面损伤等研究。

引用格式:陈雪骑,马艳红,王永锋,等. 复杂激励下涡轴发动机中央从动锥齿轮故障机理[J]. 航空动力学报,2020,35(6):1222-1227. CHEN Xueqi, MA Yanhong, WANG Yongfeng, et al. Failure analysis on central driven bevel gear of turbo-shaft engine with complex excitation[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(6): 1222-1227.

Key words: fatigue crack; failure mechanism; complex excitation; driven gear; coupled vibration

中央传动齿轮结构系统是航空发动机中传递轴功率的关键组件,在航空发动机传动系统中起关键作用。随着现代航空发动机对高性能、高效率结构的要求,在降低齿轮传动机械结构质量的同时,齿轮转速和传递功率不断增加,极易导致锥齿轮在啮合激励或转子转速倍频激励下产生高阶共振,造成齿轮高周疲劳,继而引发传动系统乃至涡轴发动机整机事故^[1]。

如图 1 所示,为某小型涡轴发动机燃气发生器转子-传动齿轮结构系统的结构示意图。转子通过前端的主动齿轮衬套与中央从动锥齿轮连接,进而驱动传动轴转动。由于该转子刚度小、转速高,在驱动从动锥齿轮的过程中不可避免地引起齿轮的复杂振动状态,导致该结构系统所在的涡轴发动机在试车过程中多次发生振动过大、中央从动齿轮断裂的故障,严重危害发动机的正常运行。

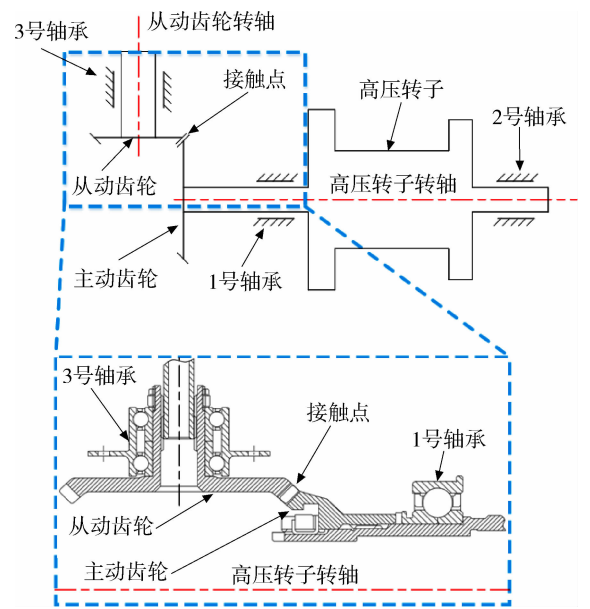


图 1 涡轴发动机转子-中央传动齿轮结构系统
Fig. 1 Configuration of the rotor system and corresponding central bevel gear system of turbo-shaft engine

如图 2 所示,为某次从动锥齿轮断裂故障中故障齿轮幅板的裂纹形状。其裂纹起始于齿轮小端幅板与齿底的交界位置,随后沿齿轮轮径方向扩展。根据对裂纹断口分析可知疲劳起始区未见明显生产和加工缺陷,且扩展充分,因此该裂纹是由材料的高周疲劳所产生。



图 2 中央从动锥齿轮幅板裂纹形状
Fig. 2 Fatigue crack of the disk of central driven bevel gear

对于齿轮结构出现的疲劳损伤,现有研究主要集中于裂纹产生机理、产生位置和扩展速度、扩展方向等^[2-5],并且研究了裂纹对齿轮系动力学特性的影响^[6],以此为基础发展出了一系列齿轮系损伤探测方法^[7-8],上述研究表明由于齿面产生的高频啮合激励作用会导致齿轮发生高周疲劳损伤,并且产生的裂纹会影响传动系统的振动特性。因此基于上述研究,本文考虑了齿面高频啮合激励下齿轮振动响应特性。

1 高频啮合激励下从动齿轮振动特性分析

如图 3 所示,为涡轴发动机中央从动锥齿轮的有限元(FEM)模型,通过有限元软件对自由状态下从动锥齿轮的模式应力分布与频率分析,并绘制成 Campbell 图,其结果如图 4 所示。

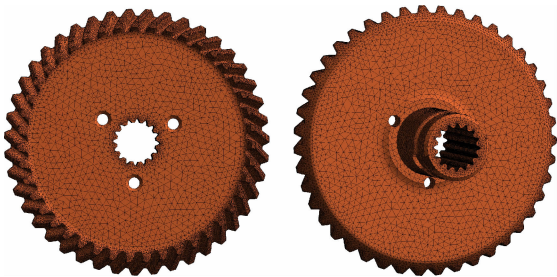


图 3 从动锥齿轮有限元模型
Fig. 3 FEM model of the driven bevel gear

图 4 中 K_r 为从动锥齿轮的受啮合激励阶次,该激励作用以从动锥齿轮的转速为基频、从动锥齿轮齿数为系数。在转子工作状态下该激励作

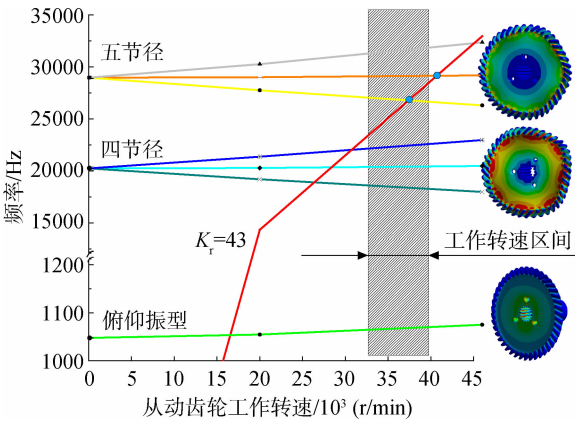


图 4 高频啮合激励下从动锥齿轮临界转速及振动应力分布特征

Fig. 4 Critical speed of the driven bevel gear and corresponding vibration stress distribution with high-frequency excitation

用主要会激起从动锥齿轮的 5 节径振型,从而造成齿轮在齿根位置产生疲劳裂纹。

但是应该注意到,该模态下振动应力分布主要集中于齿轮边缘位置,齿轮幅板内振动应力幅值较低,因此与故障件中实际的疲劳裂纹扩展方向(如图 2 所示)不符,需要进一步考虑结构系统其他因素对锥齿轮结构破坏产生的影响。

2 转子-齿轮结构系统耦合振动及其影响

齿轮的啮合除了会带来啮合激励作用外,由于齿面接触带来的局部约束还会造成燃发转子和从动锥齿轮之间的振动互相影响,带来从动锥齿轮振动响应特性的改变^[9-10]。

为了考虑齿轮系工作面附加接触刚度对结构系统动力学特性的影响,诸如方法^[11]、势能法^[12]、有限元法^[13]和试验法^[14]等方法用来表征结构系统刚度特性的变化特征,其中有限元方法由于具有较好的普适性,因此得到了广泛的使用^[15]。而通过结合齿轮动力学模型和界面接触模型,Parker 等^[16]和 Lin 等^[17]分析了齿轮齿面接触刚度对结构动力特性的影响,而 Cai^[18]则考虑了齿面接触间隙带来的影响。研究表明齿面接触会改变齿轮系的固有模态频率,并对结构系统带来非线性激励作用。

针对如图 5 所示的转子-中央传动锥齿轮结构系统,由于其转动轴线互相垂直,转子横向振动更加容易影响锥齿轮,因此本节将建立转子-齿轮结构系统的耦合振动分析模型,对转子不平衡激

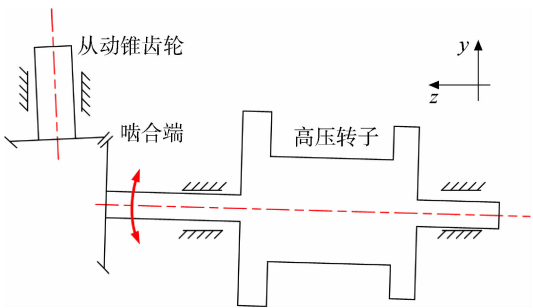


图 5 耦合振动状态下转子轴系对齿轮结构的影响
Fig. 5 Influence of rotor shaft on the gear while the system is under coupled vibration

励下结构系统的响应特性进行分析。

2.1 转子-齿轮结构系统动力学模型

通过非线性刚度弹簧将附加约束考虑到支承-转子-齿轮动力学模型中,建立的模型如图 6 所示。图中 $O-xyz$ 为高压转子系统的局部直角坐标系, $O'-x'y'z'$ 为齿轮轴转子系统的局部直角坐标系,轮盘 1、轮盘 2、轮盘 3 和轮盘 4 分别表示主动齿轮、高压压气机、高压涡轮和从动齿轮。

由于转子与锥齿轮齿面之间的接触存在初始间隙 U_{gap} ,因此建立了如图 6 所示的间隙弹簧模型。图中 U_1 和 U_4 分别表示主动锥齿轮和从动锥齿轮上的接触点; k_c 和 c_c 表示齿面接触刚度和接触阻尼。但是,为了简化模型,本文在接触特性模型中不考虑不同外力作用下接触刚度 k_c 的非线性变化,并忽略接触阻尼 c_c 的影响。在上述条件下,在高压压气机位置施加不平衡量以求解不平衡激励下转子-齿轮结构之间的响应特性。

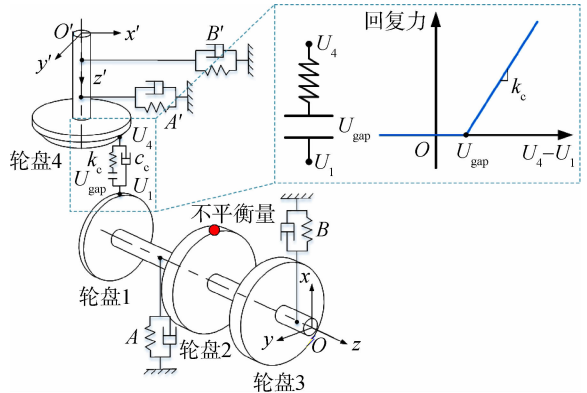


图 6 转子-齿轮系统耦合振动动力学模型
Fig. 6 Dynamic model of the coupled vibration of the rotor-gear system

2.2 耦合振动下燃发转子响应特性

通过计算工作转速下(转速 $n=42000$ r/min)

齿轮啮合位置的转子振动响应特性如图 7 所示,其中频域响应中包含转子转速频率成分及其倍频成分,但是主要以 1 倍频($1\times$)和 2 倍频($2\times$)为主。而根据转子轴啮合端轴心轨迹可知,啮合端的轴心轨迹运动向 y 轴负向偏移,表明耦合振动下转子啮合端受到来自齿面的持续约束作用。

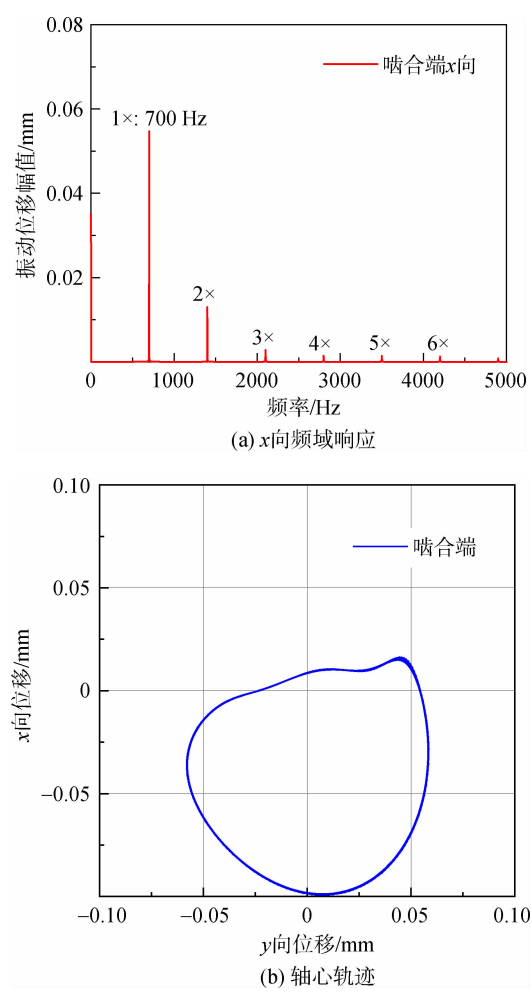


图 7 转子系统轴啮合位置振动响应($n=42\,000\text{ r/min}$)
Fig. 7 Vibration response at the front end of the rotor system ($n=42\,000\text{ r/min}$)

因此转子-齿轮耦合振动过程中,转子的横向振动会给从动锥齿轮带来转子转速的 1 倍频、2 倍频激励作用,同时会带来对从动锥齿轮的附加约束作用,需要在从动锥齿轮的振动特性分析中考虑上述因素的影响。

3 复杂激励下从动锥齿轮振动特性

根据上文分析,小型涡轴发动机中央从动锥齿轮会受到复杂激励的作用,其中主要包括两个激励来源:①锥齿轮齿面高速啮合激励作用,该激励以从动锥齿轮转速为基频、齿数为系数;②燃发

转子横向振动产生的低频激励作用,对从动锥齿轮产生燃发转子转速的 1 倍频、2 倍频激励作用,同时转子横向振动还会对从动锥齿轮产生附加约束作用,改变其固有模态特性。

因此,本节将对复杂激励下从动锥齿轮的固有特性和响应特性进行分析。

3.1 从动锥齿轮固有特性分析

为了分析附加刚度约束对锥齿轮模态特性的影响,分别计算自由状态和附加约束(考虑接触刚度 $k_c=5\times10^6\text{ N/m}$)状态下齿轮的各阶模态振型及其对应的频率。计算得到的对比结果统计如表 1 所示。

表 1 附加约束对从动锥齿轮固有特性的影响
Table 1 Influence of the additional constraint on the inherent characteristics of the driven bevel gear

振型	频率/Hz		相对 改变量/%
	无约束	有约束	
摆动振型	1256.0	1689.0	34.47
1 节圆	1928.7	2103.5	9.06
2 节径	6773.2	6909.6	2.01
3 节径	12527.0	12609.0	0.65
4 节径	20238.0	20302.0	0.32
5 节径	28976.2	29016.2	0.14

显然,对于低阶模态,齿面啮合产生的约束作用将显著改变结构的固有特性,而随着模态频率的增高,局部约束刚度对从齿轮固有特性的影响率逐渐降低,局部约束刚度对于齿轮高阶模态频率的影响可以认为忽略不计。

3.2 从动锥齿轮响应特性分析

由于从动锥齿轮结构受到的外界激励分别来源于齿轮啮合产生的高频激励和转子振动产生的低频激励,因此基于单激励系统的 Campbell 图已经不能适用。

如图 8 所示,为附加约束条件下从动齿轮的 Campbell 图,该图中分别表示了以齿轮转动频率为基频的 43 倍频激励 $K_z=43$ 和以转子转动为基频的 2 倍频激励 $K_g=2$,用以分析工作状态下可能出现的共振区域。此外,由于齿面接触刚度只对从动齿轮的低频振动模态影响较大,因此该图中考虑了不同齿面接触刚度对从动锥齿轮低阶模态动频特性的影响,其中接触刚度 k_c 取值范围为 $k_c\in[1\times10^6,5\times10^6]\text{ N/m}$ 。

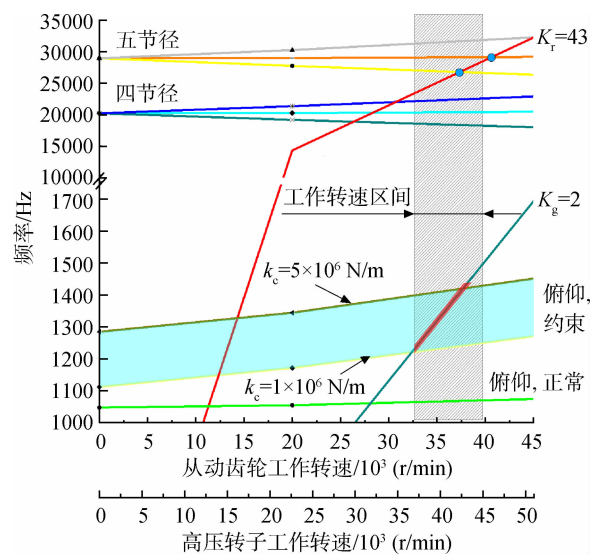


图 8 附加约束条件下从动锥齿轮 Campbell 图
Fig. 8 Campbell diagram of the driven bevel gear with additional constraint

根据图 8 可知,由于啮合产生的附加约束作用,从动锥齿轮俯仰模态振型对应的模态频率大幅提升,因此与转子系统振动而产生的 2 倍频激励在工作转速范围内产生了交点,表明转子系统产生的 2 倍频激励在工作转速范围内会激起从动锥齿轮的俯仰振动模态。

同时,由齿面啮合产生而产生的从动齿轮转速 43 倍频激励会与从动锥齿轮的 4 节径和 5 节径动频曲线相交,表明齿轮啮合产生的高频激励在齿轮工作转速范围内会激起从动锥齿轮的高频振动,尤其是 43 倍频激励与 5 节径后行波的交点位于轴承工作转速范围内,因此有可能会引起结构振动、带来结构损伤。

仅考虑低频激励力的作用,计算得到以转子转速 2 倍频为激励频率的低频激励下中央从动齿轮振动应力的分布特征如图 9 所示,需要注意的

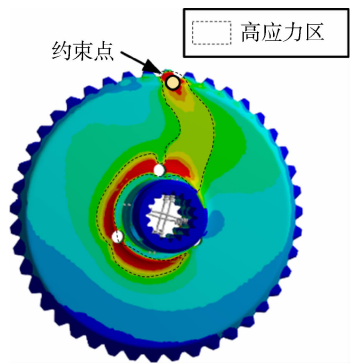


图 9 中央从动齿轮结构低频振动应力分布状态
Fig. 9 Distribution of low-frequency vibration stress on the central driven bevel gear

是,该计算考虑了齿轮对啮合产生的约束刚度的影响。

显然,在低频激励下,齿轮振动应力主要分布在盘轴连接位置,该振动应力分布状态表明低频激励条件下从动锥齿轮的振型为俯仰振型,符合上文分析。同时还应该注意到,由于局部接触刚度的变化造成振动应力的分布具有非对称特征,当齿轮齿根出现微裂纹时,低频振动应力会使裂纹沿径向扩展,其应力分布特征符合裂纹扩展特征。

4 结 论

根据对故障现象的分析和转子-齿轮结构系统的动力学分析,可以得到如下结论:

1) 工作状态下发动机燃发转子系统会与从动锥齿轮之间发生耦合振动,而在振动状态下转子轴系会对从动锥齿轮结构产生两方面的作用,一方面,转子轴系振动会产生基于高压转子工作转速的基频和 2 倍频激励作用,另一方面则会对从动锥齿轮产生轴向上的附加约束作用。在分析从动锥齿轮结构的动力学特性时需要考虑齿面啮合产生的高频激励作用,同时还必须要考虑转子-中央从动锥齿轮耦合振动产生的影响。

2) 由于低频激励基于高压转子转速,而高频激励基于从动锥齿轮转速,因此对于从动锥齿轮在多个激励源激励条件下的响应特性,需要通过复杂激励下从动齿轮 Campbell 图对进行分析。而根据从动锥齿轮结构的动力学特性分析结果可知:低频激励下,由于齿面产生的附加约束作用,从动齿轮低阶模态频率提高从而被高压转子转速 2 倍频激起,同时在该附加约束作用下,结构内的低频振动应力分布呈现非轴对称特征;高频激励下,由于齿面-幅板连接位置发生了结构尺寸的突变,齿面啮合产生的高频振动能量波会在齿根位置聚集。

3) 结合故障现象,可以推测涡轴发动机中央从动锥齿轮疲劳损伤的力学过程分为了两个阶段。首先,齿面啮合产生的高频振动能量集中于齿根位置,造成齿根位置高周疲劳裂纹的快速萌生;随后,由于轴系振动产生的低频激励作用和附加约束作用,齿轮盘内较高的低频振动应力会迫使初始裂纹沿齿轮盘径向扩展,并造成结构的断裂破坏。

参考文献:

[1] 宋兆泓,陈光,张景武. 航空发动机典型故障分析[M]. 北

京:北京航空航天大学出版社,1993.

[2] LEWICKI D G. Gear Crack propagation path studies-guidelines for ultra-safe design[J]. Journal of the American Helicopter Society,2002,47(1):64-72.

[3] BELSAK A,FLASKER J. Detecting cracks in the tooth root of gears[J]. Engineering Failure Analysis,2007,14(8):1466-1475.

[4] KRAMBERGER J,ŠRAML M,GLODEŽ S,et al. Computational model for the analysis of bending fatigue in gears [J]. Computers and Structures,2004,82(23/24/25/26):2261-2269.

[5] MA Hui,ZENG Jin,FENG Ranjiao,et al. Review on dynamics of cracked gear systems[J]. Engineering Failure Analysis,2015,55:224-245.

[6] MA Hui,SONG Rongze,PANG Xu,et al. Time-varying mesh stiffness calculation of cracked spur gears[J]. Engineering Failure Analysis,2014,44:179-194.

[7] TIAN Zhigang,ZUO M J,WU Siyan. Crack propagation assessment for spur gears using model-based analysis and simulation[J]. Journal of Intelligent Manufacturing,2012,23(2):239-253.

[8] LI Guoyan,LI Fangyi,WANG Yifan,et al. Fault diagnosis for a multistage planetary gear set using model-based simulation and experimental investigation[J]. Shock and Vibration,2016,2016(12):9263298. 1-9263298. 19.

[9] HONG Jie,XU Xiru,JIANG Liming,et al. Vibration characteristics of rotor system considering gear meshing[R]. ASME Paper GT2019-91445,2019.

[10] CHOWDHURY S,YEDAVALLI R K. Vibration of high speed helical geared shaft systems mounted on rigid bearings[J]. International Journal of Mechanical Sciences,2018,142(7):176-190.

[11] LIU Xianzeng,YANG Yuhu,ZHANG Jun. Investigation on coupling effects between surface wear and dynamics in a spur gear system[J]. Tribology International,2016,101(9):383-394.

[12] YANG D C H,LIN J Y. Hertzian damping,tooth friction and bending elasticity in gear impact dynamics[J]. Journal of Mechanisms,Transmissions and Automation in Design,1987,109(2):189-196.

[13] COOLEY C G,LIU CHUNGUANG,DAI XIANG,et al. Gear tooth mesh stiffness;a comparison of calculation approaches[J]. Mechanism and Machine Theory,2016,105(11):540-553.

[14] AMARNATH M,SUJATHA C,SWARNAMANI S. Experimental studies on the effects of reduction in gear tooth stiffness and lubricant film thickness in a spur geared system[J]. Tribology International,2009,42(2):340-352.

[15] LIANG Xihui,ZUO M J,FENG Zhipeng. Dynamic modeling of gearbox faults;a review[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2018,98(1):852-876.

[16] PARKER R G,VIJAYAKAR S M,IMAJO T. Non-linear dynamic response of a spur gear pair;modelling and experimental comparisons[J]. Journal of Sound and Vibration,2000,237(3):435-455.

[17] LIN Tengjiao,OU H,LI Runfang. A finite element method for 3D static and dynamic contact/impact analysis of gear drives[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering,2007,196(9/10/11/12):1716-1728.

[18] CAI Yurong. Simulation on the rotational vibration of helical gears in consideration of the tooth separation phenomenon (a new stiffness function of helical involute tooth pair) [J]. Journal of Mechanical Design,1995,117(3):460-469.

(编辑:王碧琚)