

文章编号: 1000-8055(2007)06-1018-07

弹性支撑条件下裂纹齿轮体有限元模拟与仿真

邵忍平, 张延超, 黄欣娜, 曾泽君
(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 将齿轮与轴的装配支撑关系考虑为弹性支撑, 采用有限元数值分析 ANSYS 软件对故障齿轮的动力特性进行了模拟. 研究了裂纹故障发生后齿轮动力特性的变化, 分析了不同大小和不同类型的故障对齿轮体动力特性的影响. 结果表明: 裂纹的大小和位置对动力特性都有影响, 但裂纹发生位置的影响要大于裂纹大小的影响, 即处于齿轮结构体中部的缺陷要比处于外边缘的缺陷对动力特性影响大. 另外, 探讨了仿真时设置弹性支撑边界条件的方法, 并通过与固定支撑和自由支撑边界条件的比较, 给出了弹性支撑条件下分析结果的真实性和有效性, 为齿轮故障发生机理和诊断的研究提供了一种方法.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 故障; 齿轮; 动力特性; 有限元仿真; 弹性支撑
中图分类号: TH113.1 **文献标识码:** A

FEM simulation of cracked gear body under elastic supporting condition

SHAO Ren-ping, ZHANG Yan-chao, HUANG Xin-na, ZENG Zejun
(School of Mechatronics,
Northwestern Polytechnical University, 710072, Xi'an, China)

Abstract: The dynamic characteristics of the fault gear were simulated using ANSYS numerical analytical software, if the gear and shaft are considered to have an elastic support relationship. The changes of dynamic characteristics of rear gear in the case of crack faults were studied in order to analyze the influences of different kinds of faults upon the dynamic characteristics. The results show that, the dynamic characteristics are influenced by the position and the size of cracks, and the position has a bigger influence than the size of crack, namely, the crack in the middle of gear body is more influential than the outer crack. Moreover, the setting method of elastic supporting boundary condition was studied during simulation process, and also compared with the fixed supporting and free supporting boundary conditions. The analytical results and findings provide an approach to study the fault causes and diagnosis of gear.

Key words: aerospace propulsion system; fault; gear; dynamical characteristics; FEM (finite element method) simulation; elastic supporting

齿轮传动被广泛应用在机械传动系统之中发挥着重要的作用. 当齿轮及其系统发生故障时将严重的影响到机械系统的安全性和可靠性, 因此

研究齿轮系统的故障检测和诊断, 将成为当今机械故障诊断研究的热点, 并且具有重要理论意义和实用价值^[1-2]. 以往人们研究齿轮时大多将边界

收稿日期: 2006-05-10; 修订日期: 2006-10-28

基金项目: 国家自然科学基金(50575187); 航空科学基金(01153073); 陕西省自然科学基金(2004E219)

作者简介: 邵忍平(1962-), 男, 陕西宝鸡人, 副教授, 博士, 主要从事机械动力学、振动噪声与控制、动态信号处理与识别、智能计算检测与诊断等方面的研究. Email: shaorp@mail.nwpu.edu.cn

条件视为内周固定在齿轮轴上,也即是视为固定支撑,还有不考虑齿轮的工作状况而将整个齿轮视为自由振动状态的自由支撑边界条件^[3-4]。但实际工作中的齿轮固定在轴上,轴和齿轮都有弹性,因而齿轮与轴之间是弹性支撑,齿轮常常受到轴振动的影响。在应用三维弹性理论分析中大多也不考虑弹性支撑轴的影响^[5]。另外,目前对齿轮及其故障齿轮体的数值仿真计算的研究也有很多^[6-8],但考虑弹性支撑边界条件的研究较少。为了更加准确的研究齿轮体以及齿轮体出现故障后动力特性的变化特征,本文应用有限元分析软件 ANSYS 对裂纹故障齿轮进行了数值模拟,在有限元分析中考虑了弹性支撑边界条件的影响,并在弹性边界条件下研究了故障以及无故障齿轮体的动力特性变化,为从动力学方面对齿轮故障诊断的准确识别,给出一种有效地方方法。

1 齿轮体有限元模型的建立

如图 1 所示,是带有凸圆结构的齿轮体模型。由于有限元软件 ANSYS 本身的建模功能不够强大,本文采用三维 CAD/CAM 软件 Pro/E 建立齿轮的实体模型。采用 Pro/E 参数化建模的特点,给出齿轮齿廓的数学方程,通过方程来体现渐开线的齿廓,并绘制出轮廓曲线,采用 Pro/E 草绘方法绘制出齿轮平面图,然后拉伸平面图得到三维渐开线单体齿轮实体模型如图 2 所示,在此基础上在齿轮的一侧长出一个凸圆并且切出两个对称的固定传感器的凹槽,即可得到如图 1 所示具有凸圆结构形状的齿轮。通过 IGES 输入方法将

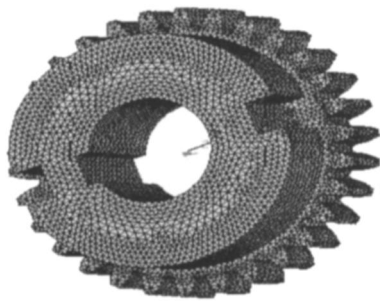


图 1 齿轮体有限元模型

Fig. 1 FEM model of gear body

Pro/E 中的模型导入到 ANSYS 中,再对模型进行拓扑修复、几何修复以及几何简化,从而得到图 1 所示的 ANSYS 有限元分析模型。根据实际工程中故障常出现的情况,将故障设置在轮齿上,故

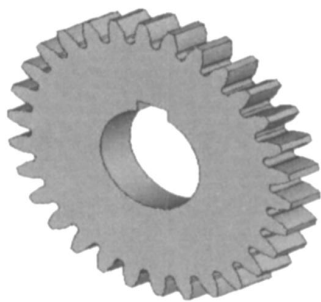


图 2 Pro/E 建立的单体齿轮实体模型

Fig. 2 Gear model in Pro/E

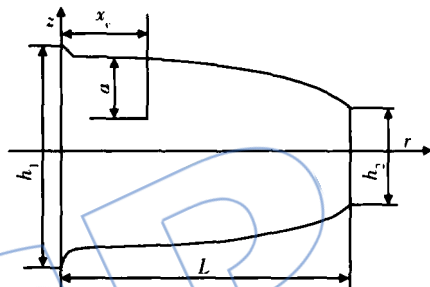


图 3 裂纹齿几何简图

Fig. 3 Model of cracked tooth

障位置为对称分布,即每个齿轮设置对称分布的两个故障齿。为了研究需要在此故障以裂纹为代表,并且将裂纹只设置在齿根和分度圆两处,齿根裂纹和分度圆裂纹分别沿齿根圆弧的切线方向和分度圆弧的切线方向,裂纹为穿透裂纹,裂纹宽度为 $c = 0.3 \text{ mm}$,裂纹深度为 a ,如图 3 所示。在此主要建立故障齿轮体的 4 种有限元模型,分别为:(1)齿根裂纹 $a = 5 \text{ mm}$ 的模型、(2)齿根裂纹 $a = 3 \text{ mm}$ 的模型、(3)分度圆裂纹 $a = 4 \text{ mm}$ 的模型、(4)分度圆裂纹 $a = 2 \text{ mm}$ 的模型。

2 支撑边界条件的确定

以前研究齿轮时大多是把齿轮的内周视为固定在轴上,即处理为固定支撑,或处理为自由支撑,这实际上不符合齿轮的真实情况。为了更精确的研究齿轮的动力特性,在此采用有限元分析软件 ANSYS 将其处理为弹性支撑并分别模拟计算三种支撑边界条件下(固定支撑,自由支撑和弹性支撑)齿轮和故障齿轮的动力特性,并对三种支撑条件下求得的结果进行分析比较。

三种边界条件中,自由支撑和固定支撑,ANSYS 中都提供了既定的边界条件。但是对弹性支撑无法直接设定,本文根据动力学中求解动力特性的原理,把轴的质量设为足够小,而把轴的其它

参数如弹性模量和泊松比等设为正常进行分析. 因为质量越小固有频率就越大, 只有在高阶时才能够激起这些频率的振动, 这样一来轴的振动对整个齿轮轴连体振动的贡献就很小, 也就是说在低阶振动频率下主要表现为齿轮体的振动. 所以利用这种方法即可得到弹性支撑边界条件下的齿轮及故障齿轮体的动力学特性.

3 故障齿轮体动力特性的模拟与仿真

采用有限元模态分析方法来分析模拟齿轮体模型的动力特性. 在此分别对上述 5 种齿轮的实

体模型在三种不同的边界条件下进行分析, 共模拟了齿轮结构的前 40 阶模态特性, 这里只给出了前 12 阶数值分析结果. 齿轮的输入参数为: 弹性模量为 $2.058 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, 齿轮材料密度为 $7.86 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 泊松比为 0.3, 齿数为 $Z = 30$, 模数为 $m = 4 \text{ mm}$, 内径为 45 mm, 凸圆直径为 104 mm. 各种模型都采用 Solid Brick 8node 185 单元类型, 并用自由网格划分方法(free meshing), 近似划分为 75 万个单元, 用 Block lanczos 算法进行模态分析. 得到不同支撑条件下 5 种齿轮模型的前 12 阶固有频率分别如表 1, 表 2 和表 3 所示.

表 1 内周自由支撑时正常与故障齿轮前 12 阶固有频率(单位: Hz)
Table 1 Natural frequency of gear body under free supporting on inner circumference(unit :Hz)

阶次 模型	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
无故障齿轮	7 636	8 141	10 251	10 259	14 511	16 318	17 420	18 723	19 594	20 611	21 641	22 383
分度圆裂纹 (a=2 mm)	7 636	8 140	10 251	10 259	14 510	16 318	17 419	18 722	19 593	20 611	21 640	22 383
分度圆裂纹 (a=4 mm)	7 634	8 138	10 248	10 256	14 508	16 316	17 416	18 721	19 589	20 610	21 639	22 381
齿根裂纹 (a=3 mm)	7 620	8 125	10 235	10 248	14 492	16 285	17 390	18 710	19 578	20 589	21 623	22 378
齿根裂纹 (a=5 mm)	7 616	8 120	10 228	10 237	14 484	16 275	17 381	18 701	19 565	20 579	21 612	22 367

表 2 内周固定支撑时正常与故障齿轮前 12 阶固有频率(单位: Hz)
Table 2 Natural frequency of gear body under fixed supporting on inner circumference(unit :Hz)

阶次 模型	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
无故障齿轮	13 417	14 234	14 406	15 005	15 781	16 504	18 118	19 619	20 454	20 749	24 942	25 562
分度圆裂纹 (a=2mm)	13 417	14 232	14 402	15 004	15 781	16 501	18 114	19 616	20 451	20 746	24 938	25 549
分度圆裂纹 (a=4mm)	13 415	14 229	14 396	15 001	15 781	16 490	18 105	19 610	20 448	20 732	24 932	25 534
齿根裂纹 (a=3mm)	13 403	14 226	14 383	15 003	15 771	16 463	18 092	19 520	20 374	20 645	24 720	25 288
齿根裂纹 (a=5mm)	13 279	14 213	14 366	14 995	15 715	16 401	18 068	19 511	20 308	20 474	24 355	25 078

表 3 内周弹性支撑时正常与故障齿轮前 12 阶固有频率(单位: Hz)
Table 3 Natural frequency of gear body under elastic supporting on inner circumference(unit :Hz)

阶次 模型	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
无故障齿轮	8 870	12 627	12 932	13 657	14 382	14 924	15 164	16 277	19 248	20 116	24 604	25 207
分度圆裂纹 (a=2mm)	8 868	12 625	12 929	13 655	14 381	14 922	15 163	16 276	19 245	20 115	24 598	25 199
分度圆裂纹 (a=4mm)	8 866	12 621	12 926	13 653	14 377	14 918	15 156	16 268	19 241	20 108	24 596	25 195
齿根裂纹 (a=3mm)	8 848	12 602	12 901	13 641	14 361	14 904	15 146	16 253	19 232	20 086	24 589	25 179
齿根裂纹 (a=5mm)	8 836	12 588	12 891	13 632	14 356	14 898	15 133	16 248	19 226	20 075	24 586	25 168

为了探讨裂纹位置和大小对齿轮固有频率的影响,以无故障齿轮的固有频率 ω_0 作为基准,故障齿轮的固有频率记为 ω ,将表 1、表 2 和表 3 中故障与无故障的频率比作为纵坐标、故障的类型(裂纹大小和位置)作为横坐标,可得到裂纹位置和大小对齿轮前 12 阶固有频率的影响关系,分别如图 4、图 5 和图 6 所示.由图看出同一位置裂纹越大对齿轮的固有频率影响越大,裂纹越大固有频率下降就越多,这是由于裂纹越大对齿轮结构刚度损伤越大的缘故.另外,低阶固有频率下降较大而高阶固有频率下降较小;裂纹大小和位置对各阶固有频率都有影响,但对低阶影响更大,且裂纹越靠近齿根低阶固有频率下降越发显著.

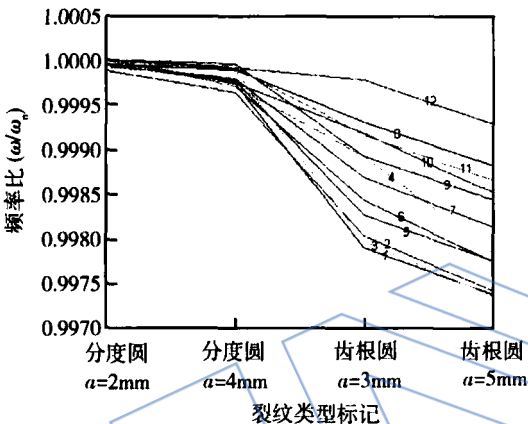


图 4 自由支撑时裂纹大小和位置对固有频率的影响
Fig. 4 Influence of crack depth and position on natural frequency under free supporting

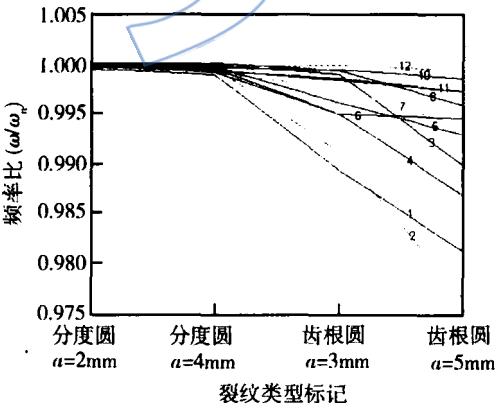


图 5 固定支撑时裂纹大小和位置对固有频率的影响
Fig. 5 Influence of crack depth and position on natural frequency under fixed supporting

从表 1 中可以看出齿根裂纹 $a=3\text{mm}$ 时比分度圆裂纹 $a=4\text{mm}$ 时固有频率低,即对固有频率的影响还要大,由此可以推测当齿根和分度圆裂纹都为同样大小时,齿根出现裂纹对齿轮的固有

频率影响更大,即固有频率降低越多,处于齿轮结构体中部的缺陷要比处于外边缘的缺陷对动力特性影响大.裂纹位置和大小对齿轮的固有频率都有影响,但裂纹出现的位置对固有频率的影响要更大一些.这是由于当裂纹出现在齿根时,结构刚度的损伤要比裂纹出现在靠近齿顶部位时大,因此固有频率的下降就越多,这与实际情况相符合.从其它表 2 和表 3 也可以得出类似的结论.

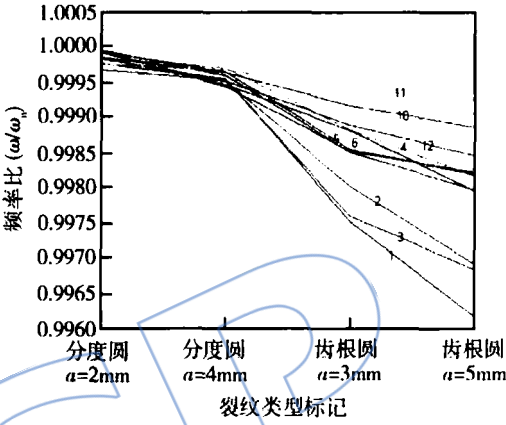
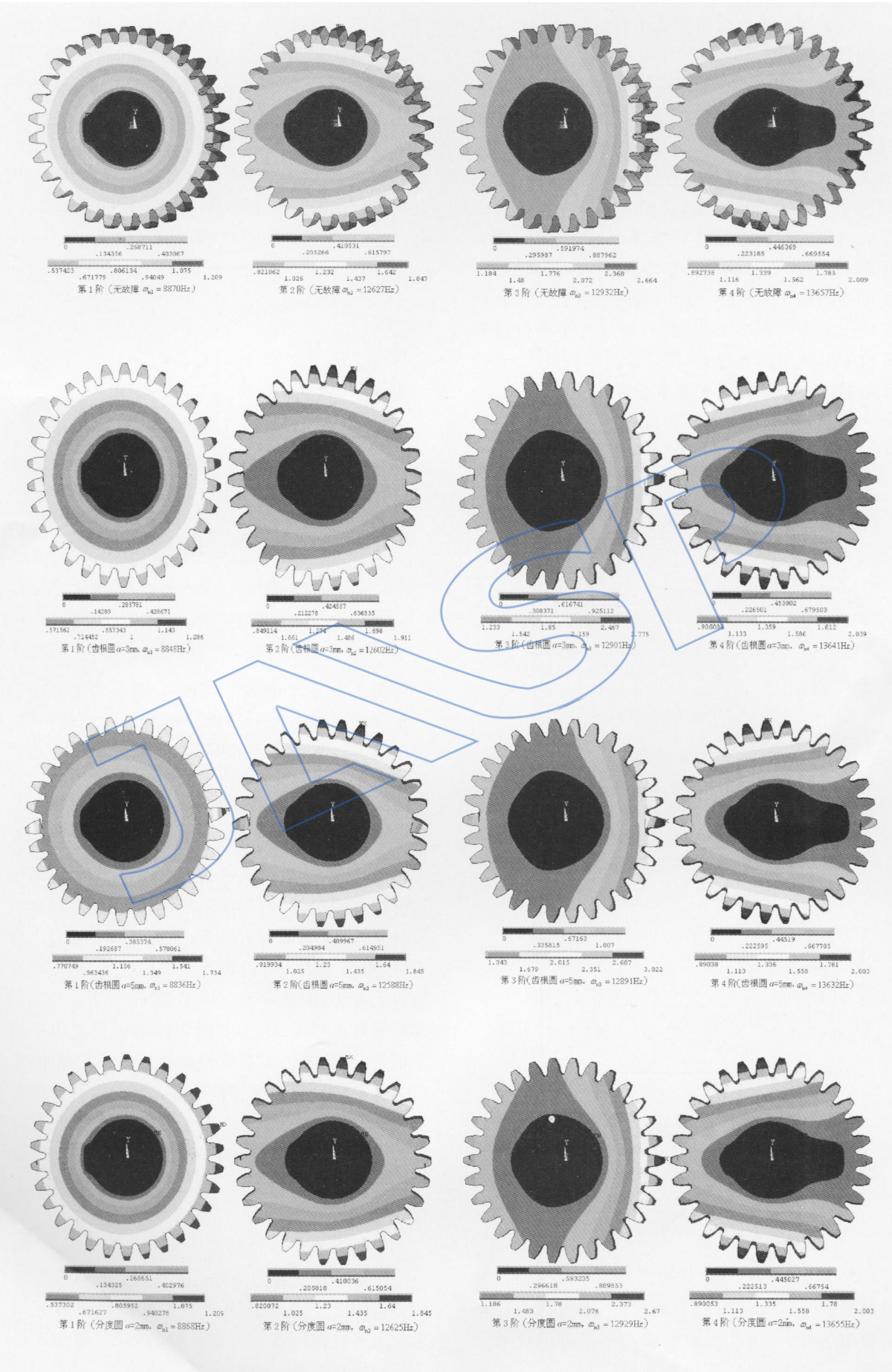


图 6 弹性支撑时裂纹大小和位置对固有频率的影响
Fig. 6 Influence of crack depth and position on natural frequency under elastic supporting

由表 1、表 2 和表 3 与图 4、图 5 和图 6 中的三种不同支撑条件下数据分析结果的比较可知,自由支撑边界条件下的固有频率比弹性支撑边界条件下的数值小,而固定支撑边界条件下的固有频率比弹性支撑边界条件下的数值大.这是由于弹性支撑边界条件考虑了材料弹性变形的影响作用,将边界约束考虑为弹簧,而自由支撑没有考虑边界约束的影响,即支撑刚度为零,因此总刚度有所减小,固有频率有所降低;而对于边界固定支撑条件,由于考虑边界约束为坚固的硬边界,支撑刚度为无穷大,因此导致整体刚度增大,所求得的固有频率数值较大.由于实际工作的齿轮支撑于齿轮轴上,齿轮及轴本身就是弹性材料具有弹性,所以综合分析可见考虑弹性边界支撑时求得的固有特性较为合理,比较符合齿轮的实际工作状况.因此对工程实际中工作的齿轮系统进行研究时,按照弹性边界支撑模型来简化处理,这样更符合工程实际情况.

裂纹对齿轮结构振型的影响如图 7 所示.图中给出了弹性支撑边界条件下 5 种齿轮体模型模拟分析的前 4 阶振型.由图中各阶振型可以直观地看出齿轮体上各点三维振幅的大小,轮齿上的局部裂纹对整个齿轮的振型影响不大,但对裂纹



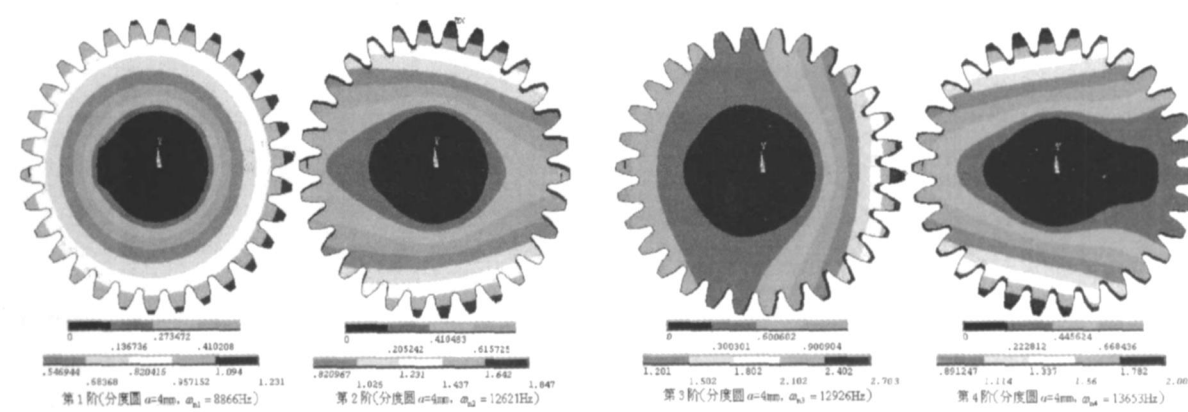


图 7 5 种齿轮模型的前 4 阶振型

Fig.7 Mode shape of gear body (first 4-orders,5 types model)

所在齿附近的局部振动形态影响较大,在裂纹发生处振型发生突变,尤其是高阶振型发生突变较显著,即使是小裂纹也很容易使齿轮的局部受到损伤和破坏.当裂纹出现在分度圆和齿根时对齿轮的影响也不同,而且相同大小的裂纹,越靠近齿根部位对局部的振动影响就越大;当裂纹较大时即使是低阶振动,裂纹处的轮齿也很容易受到破坏.由此可知当齿轮上出现裂纹时工作中的齿轮的振动将会明显增大,与之伴随的是工作噪声的增大.这些结论对齿轮辐射噪声和裂纹检测的研究有重要的价值.

由图 7 可以发现,当裂纹出现以后振动幅值明显增大,不同类型和大小的故障齿轮振动幅值的变化也互不相同,裂纹出现在齿根时比出现在分度圆处对幅值的影响更大,当裂纹位置相同时裂纹越大振幅就越大.这些变化特征可以对不同大小和类型的故障进行更加准确的辨识和诊断.为了详细地分析裂纹齿附近动态幅值的大小,取出齿面渐开线这条曲线如图 8 所示,来观察该线的振动位移变化情况.如果在不同类型的故障齿轮模型中都取出同样的这条曲线,那么可得到前 4 阶振型中该曲线振动幅值的变化如图 9 所示.

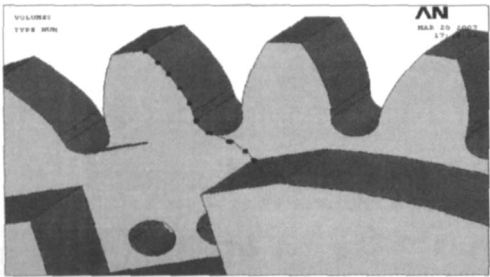


图 8 齿轮端面的渐开线曲线几何示意图

Fig.8 Involute curve in correctitude surface of gear

图 9 中显示了三种模型(无故障,分度圆裂纹和齿根裂纹齿轮)的同一条曲线的振动位移.图中横坐标表示曲线上各点的坐标值 x ,以曲线齿顶处为坐标起点,纵坐标表示曲线上各点振动的幅值大小 y (单位为 mm).可以看出,当分度圆出现裂纹后曲线上各点的振动位移明显增大,尤其是低阶时较为明显,如第 1 阶和第 2 阶,而且振动的线型也有明显的不同.当裂纹为齿根长裂纹时,可见不但曲线上各点的振动明显增大,而且比分度圆裂纹故障时的振动还要强烈;低阶的振动位移比高阶的更大,而且对局部的振动影响较大.从图 9 中齿根长裂纹曲线的振动情况可以看出,由于曲线是从故障齿齿顶开始延伸到齿轮体内部的,所以越靠近齿轮体内部时,振动的位移就越小,并且受到故障的影响也越小.因此可以得出裂纹故障对局部振型影响较大、而对整体振动影响较小这一条结论.但在传动系统中局部的振动往往对整个系统的振动有着直接的影响,可以诱发异常的振动和噪声,这也正是我们要研究的目的之所在,也说明了上述模拟分析得出结论的可靠性.

4 结 论

本文研究了在有限元软件分析中设置弹性支撑边界条件的方法,在弹性边界条件下模拟分析了齿轮以及故障齿轮体的动力特性.通过对比分析说明了采用弹性边界支撑条件的精确性和有效性,分析了不同大小和类型的裂纹故障对齿轮体动力特性的影响,得出了在不同故障时齿轮体动力特性的特征以及变化趋势,为有效地进行特征提取和诊断奠定了基础,对齿轮体故障诊断具有实用价值.

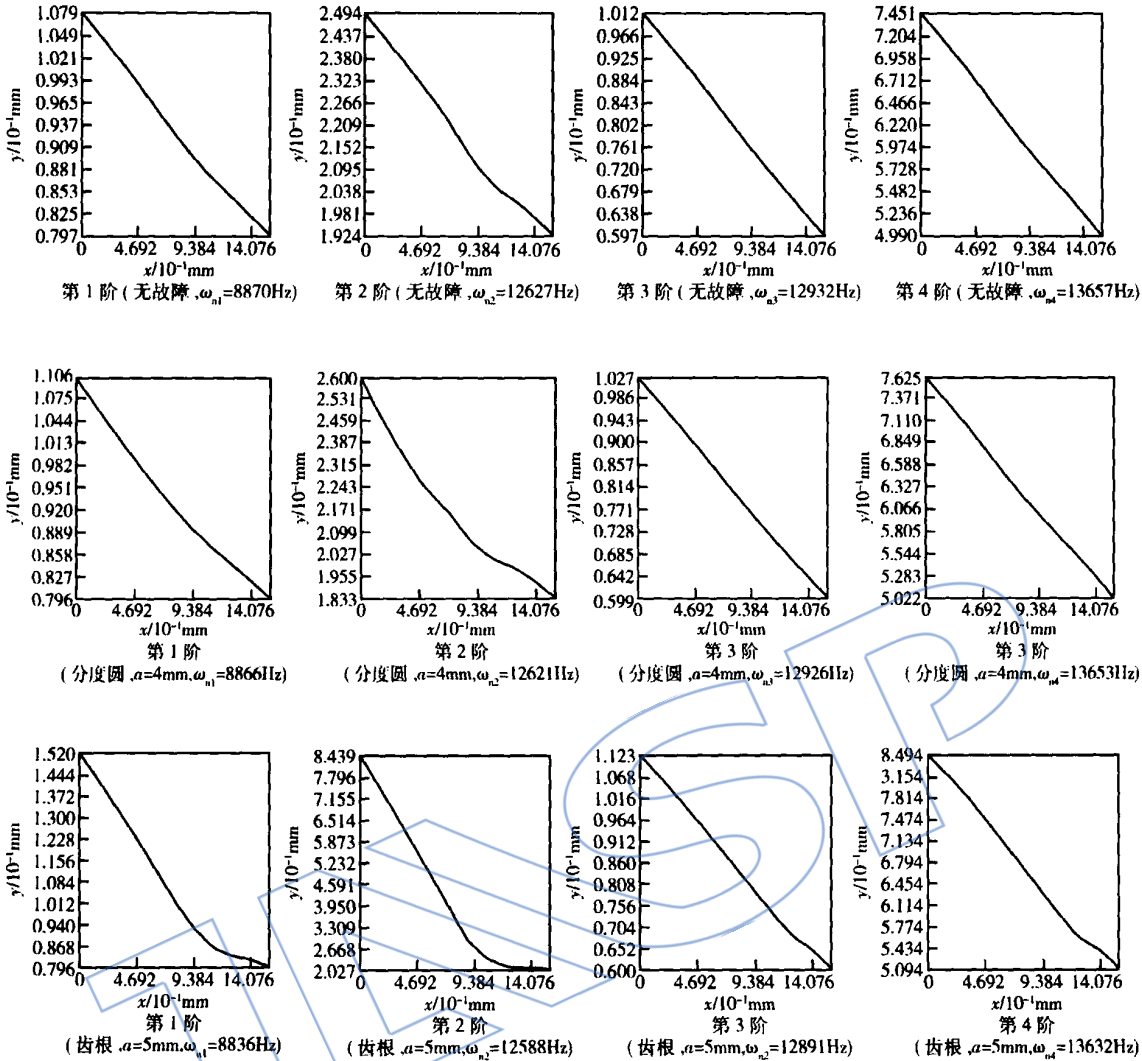


图9 不同故障模型同一条齿轮端面曲线的振动位移

Fig.9 Vibration displacement of a curve in correctitude surface of gear for different fault

参考文献:

[1] Lin D, Wiseman M, Banjevic D, et al. An approach to signal processing and condition-based maintenance for gearboxes subject to tooth failure[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2004, 18(5) : 993-1007.

[2] Dalpiaz G, Rubini A R R. Effectiveness and sensitivity of vibration processing techniques for local fault detection in gears[J]. Mechanical System and Signal Processing, 2000, 14(3) , 387-412.

[3] HA YASHI I, IWATSUKI N. The theoretical modal analysis of acircular plate with a solid shaft[J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 173(5) , 633-655.

[4] 邵忍平, 郭万林, 李春. 裂纹齿轮动力特性三维有限元模拟[J]. 航空动力学报, 2004, 19(2) : 283-288.

SHAO Renping, GUO Wanlin, LI Chun. 3-Dimensional FEM simulation of dynamic characteristics of cracked gear [J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(2) : 283-288.

[5] 邵忍平, 黄欣娜, 李素. 齿轮结构三维弹性动力分析与有

限元模拟[J]. 机械科学与技术, 2004, 23(4) : 416-418.

SHAO Renping, HUANG Xinna, LI Suyou. 3-Dimensional elastic and dynamic analysis and FEM simulation of gear structure[J]. Mechanical Science and Technology, 2004, 23(4) : 416-418.

[6] Kar C, Mohant A R. Multistage gearbox condition monitoring using motor current signature analysis and Kolmogorov-Smirnov test[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 290(1-2) : 337-368.

[7] Choi S. Fatigue crack prognosis for spur gears using failure model. Thesis of the requirements for the degree of doctor of philosophy in mechanical engineering [D]. Rensselaer Polytechnic Institute Troy, New York: June 2001.

[8] 邵忍平, 黄欣娜, 李宗斌. 裂纹对齿轮结构振动的影响[J]. 机械强度, 2004, 26(6) : 629-635.

SHAO Renping, HUANG Xinna, LI Zongbin. Influence of crack on structure vibration of gear tooth[J]. Journal of Mechanical Strength, 2004, 26(6) : 629-635.