

某航空电机主轴轴承的多轴振动应力响应分析^{*}

董 龙^{1,2}, 赵雪峰¹, 葛发华²

(1. 贵州大学, 贵州 贵阳 550025; 2. 国家精密微特电机工程技术研究中心, 贵州 贵阳 550081)

摘 要: 基于随机振动载荷作用的轴承疲劳寿命分析较复杂, 其关键是要得到准确的应力分布。因此, 对某航空电机的主轴轴承进行应力响应分析。首先, 基于某航空电机主轴轴承的特点, 在轴向、航行和垂向的功率谱密度下, 建立了多轴随机振动作用下的 Von Mises 应力分布模型。其次, 采用 Ansys Workbench 对其进行有预应力的模态分析和随机振动应力响应分析。最后通过对比理论计算与仿真获得的应力均值和应力标准差值结果, 验证了功率谱密度作用下的应力响应分析方法的可行性, 为疲劳寿命分析提供依据。

关键词: 主轴轴承; 功率谱密度; 多轴振动; 应力响应

中图分类号: TM 302 文献标志码: A 文章编号: 1673-6540(2018)04-0080-05

Analysis for Multiaxial Vibration Stress Response of the Main Shaft Bearing of an Aviation Motor^{*}

DONG Long^{1,2}, ZHAO Xuefeng¹, GE Fahua²

(1. Guizhou University, Guiyang 550025, China;

2. National Engineering Research Center for Small and Special Precision Motor, Guiyang 550081, China)

Abstract: The bearing life analysis under the random multiaxial loading was the very complex, the key was to get the exact stress distribution. Therefore, the stress analysis was carried out for the main shaft bearing of an aviation motor. Firstly, based on the characteristic of air motor axis bearing, the Von Mises stress distribution model of the random multiaxial loading was built up under the axial, sailing and vertical direction power spectrum density. Secondly, the modal with pre-stress analysis and random vibration analysis were carried out through Ansys Workbench. Finally, the mean value of the stress was compared. The correctness stress analysis method was validated, which lays the basis for the bearing fatigue life analysis.

Key words: spindle bearing; power spectral density; multi-axis vibration; stress response

0 引 言

传统的轴承疲劳寿命分析方法都是建立在时域上的, 基于轴承的应力循环, 通过合适的疲劳损伤累计理论研究轴承的寿命, 时域分析方法能比较准确地得到随机振动造成的累计损伤, 但其要求足够长的信号时间历程记录, 涉及到很大的计算量。但是, 还有很多轴承是在随机振动载荷的情况下工作的, 这种情况下的应力响应分析是在频域中进行的, 其方法的关键是将应力响应功率

谱密度函数转化为应力幅值概率密度函数, 应力幅值概率密度函数对应应力幅值分布描述的准确程度直接影响到预测结果的精度, 是影响寿命预测精度最主要的因素^[1-2]。因此, 准确的得到随机振动载荷作用下的应力响应情况是预测主轴轴承寿命的关键。

国内外关于随机振动应力响应方面开展了许多研究。金奕山等^[3]利用平稳随机过程的穿越分析和极值的概率分析, 给出了一种计算 Von Mises 应力过程峰值概率密度函数的公式。刘相秋等^[4]

^{*} 基金项目: 某预演项目(大功率高速起动/发电机设计技术研究)(303040304)

作者简介: 董 龙(1989—), 男, 硕士研究生, 研究方向为先进制造技术。

赵雪峰(1979—), 女, 副教授, 研究方向为先进制造技术、先进加工设备。

通过模态叠加理论推出了一种线性系统随机振动 Von Mises 应力均方根值和功率谱密度的计算方法。Henrik O Madsen^[5] 针对平面 Von Mises 应力建立了一个椭球模型, Von Mises 应力过程的极值概率密度可由椭球的平均穿出率来计算。文献[6]在无阻尼和轻阻尼系统的频域内, 采用了 EWM 和 Symmetric-Galerkin 边界元法进行了二维弹性动力学分析, 并且给出了几个数值例子(包括断裂问题), 验证了所提出的频域分析的效率和准确性。

针对某航空电机主轴轴承在多轴振动载荷作用下的 Von Mises 应力进行了研究。先分析得到了轴承实际工作中 Von Mises 应力近似分布, 计算出轴承的应力均值和标准差值, 然后建立轴承的三维有限元模型并对其进行预应力模态分析, 得到轴承的固有频率与振型, 再输入激励功率谱密度进行随机振动分析。通过对比仿真结果与理论计算值, 发现所建立的理论分析模型和分析方法是可取的, 其结果也为轴承疲劳寿命分析提供参考依据。

1 主轴轴承多轴振动的 Von Mises 应力分析模型的建立

1.1 主轴轴承

本文轴承采用某航空电机主轴轴承(角接触球轴承), 型号是 SZSB1905CSX1DBL(巴顿轴承)。该航空电机主轴装配图如图 1 所示。电机主轴运行转速高达 11 000 r/min, 同时运行过程中还受到随机激励的振动载荷, 通过测定轴向、径向和垂向的加速度功率谱密度得到轴承在转动过程中的振动载荷。

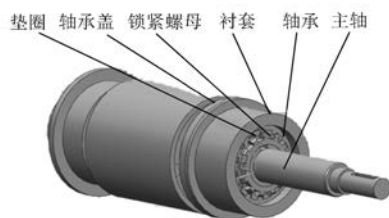


图 1 某航空电机主轴装配图

1.2 二轴(平面)振动应力分析

与单轴振动应力相比, 多轴振动应力状态更为

复杂, 一种实用的分析方法是多轴 Von Mises 应力变换为单轴 Von Mises 应力。但由于多轴应力与单轴应力分量之间的非线性关系, 这样使得转换后的 Von Mises 应力不再符合零均值的非 Gauss 过程, 而且要得到应力概率密度函数式就更困难, 但研究表明随机振动应力概率密度曲线具有一些威布尔分布的特点, 可以通过双参数的威布尔分布来近似拟合振动过程的应力分布^[7-8]。

结构在不同载荷与不同位置的等效力概率密度曲线用双参数威布尔曲线来拟合时, 该曲线的形状主要由两个参数决定: (1) 表征曲线平缓程度的参数 k ; (2) 表征最大值位置的参数 λ 。假定振动的 Von Mises 应力近似符合双参数的威布尔分布, 不存在负应力, 表达式为

$$f(\sigma) = \frac{k}{\lambda} \left(\frac{\sigma}{\lambda} \right)^{(k-1)} e^{-\left(\frac{\sigma}{\lambda}\right)^k} \quad (1)$$

其期望值与方差值为

$$E(\sigma) = \lambda \Gamma\left(1 + \frac{1}{k}\right) \quad (2)$$

$$\sigma^2(\sigma) = \sigma^2 \left[\Gamma\left(1 + \frac{2}{k}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{1}{k}\right) \right] \quad (3)$$

只要得到分布中的参数 k 与 λ , 就可以得到威布尔分布函数式, 通过函数式就可以画出 Von Mises 应力概率密度曲线。

1.3 多轴(三轴)振动应力分析

通过将以上平面(二轴)振动应力的拟合方法推广到三轴振动应力上面, 可得所需的 Von Mises 应力概率密度曲线。

1.3.1 Von Mises 应力期望值与方差值计算

Von Mises 应力遵循材料力学第四强度理论, 其表达式为

$$\sigma^2 = \sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_y - \sigma_x \sigma_z - \sigma_z \sigma_y + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{zy}^2 + \tau_{xz}^2) \quad (4)$$

式中: σ ——Von Mises 应力;

σ_{ij} ——正应力分量;

τ_{ij} ——剪切应力分量。

其均为零均值 Gauss 随机过程, 假设各个应力分量的平方之间相互独立, σ^2 的期望值与方差值可表达如下:

$$\begin{aligned} E(\sigma^2) &= E(\sigma_x^2) + E(\sigma_y^2) + E(\sigma_z^2) - \\ &E(\sigma_x)E(\sigma_y) - E(\sigma_x)E(\sigma_z) - E(\sigma_z)E(\sigma_y) + \\ &3 \cdot [E(\tau_{xy}^2) + E(\tau_{zy}^2) + E(\tau_{xz}^2)] \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned}\sigma^2(\sigma^2) = & \sigma^2(\sigma_x^2) + \sigma^2(\sigma_y^2) + \sigma^2(\sigma_z^2) + \\ & \sigma^2(\sigma_x)\sigma^2(\sigma_y) + \sigma^2(\sigma_x)\sigma^2(\sigma_z) + \\ & \sigma^2(\sigma_z)\sigma^2(\sigma_y) + 9 \cdot [\sigma^2(\tau_{xy}^2) + \\ & \sigma^2(\tau_{zy}^2) + \sigma^2(\tau_{xz}^2)]\end{aligned}\tag{6}$$

由于各个应力分量均为线性不相关的零均值 Gauss 过程,其方差通过求各功率谱密度曲线与 X 轴(Hz)的面积得到,而对于零均值的 Gauss 过程 $X \sim N(0, \mu)$ 有:

$$E(X^2) = \mu^2\tag{7}$$

$$\sigma^2(X^2) = E(X^4) - [E(X^2)]^2 = 2 \cdot \mu^4\tag{8}$$

通过式(7)和式(8)得到应力分量平方的期望值和方差值,再代入到式(5)和式(6)即可计算出 Von Mises 应力平方的期望值和方差值。

1.3.2 Von Mises 应力概率密度曲线的拟合

由原点矩的定义与式(5)可以得:

$$E(\sigma^2) = \int_{-\infty}^{+\infty} x^2 f(x) d(x) = \lambda^2 \Gamma\left(1 + \frac{2}{k}\right)\tag{9}$$

$$E(\sigma^4) = \int_{-\infty}^{+\infty} x^4 f(x) d(x) = \lambda^4 \Gamma\left(1 + \frac{4}{k}\right)\tag{10}$$

式中: $f(x)$ ——用威布尔分布拟合的 Von Mises 应力的概率密度函数。

将式(9)与式(10)代入式(8),可得:

$$\sigma^2(\sigma^2) = \lambda^4 \left[\Gamma\left(1 + \frac{4}{k}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{2}{k}\right) \right]\tag{11}$$

将式(2)和式(3)得到等效应力平方的期望值和方差值代入到式(9)和式(11)中,两个方程求解两个未知量,就可以计算出威布尔分布的参数值 λ 与 k ,即得到了拟合后的 Von Mises 应力威布尔分布曲线。通过该分布曲线就可以计算出随机振动 Von Mises 应力的均值和标准差值。

2 主轴轴承有限元模型的建立

电机的主轴轴承材料为 AISI 440C (9Cr18),材料参数如表 1 所示。轴承润滑方式为脂润滑,润滑脂采用美孚航空润滑脂 28,润滑脂参数如表 2 所示,轴承结构参数如表 3 所示。

表 1 轴承材料参数

材料型号	密度/(kg · m ⁻³)	弹性模量/MPa	泊松比
ISI 440C (9Cr18)	7.66×10 ³	228×10 ³	0.288

表 2 轴承润滑脂参数

型号	常温密度/ (kg · L ⁻¹)	黏度(40 ^o C/100 ^o C) cst	黏度指数 (ASTM D2270)
G-33	0.865	29/6	98

表 3 轴承结构参数

滚珠数	内径/mm	外径/mm	宽度/mm	接触角/(°)
21	25	42	9	15

依据以上轴承结构参数使用 Ansys Workbench 的 DM 模块建立轴承的三维模型如图 2 所示,建立模型时,对轴承做以下简化处理。

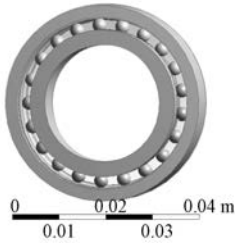


图 2 主轴轴承的三维模型

(1) 轴承除了承受振动载荷外,还承受一定的预紧力,但实际预紧力较小,对轴承的应力影响可以忽略不计,所以分析中不考虑预紧力。

(2) 从轴承实际损坏的情况来看,轴承的疲劳破坏主要发生在内外圈的滚道上面,所以分析中也不考虑保持架的影响,建模时忽略保持架。

(3) 轴承内外圈边缘的倒角对轴承的应力分析影响很小,考虑到对有限元分析模型的简化,建模时忽略倒角。

轴承分析的约束条件如下:(1) 由于轴承外圈与电机机壳固定,所以在外圈外圆面施加固定约束。(2) 内圈两边的端面设置轴向位移约束。(3) 因为没有考虑保持架,所以设置滚动体周向位移约束。

网格的形式设置为六面体,在滚动体与滚道的接触面上进行细化,得到单元数 84 675,节点数 143 982,轴承的接触设置为摩擦接触,目标面为内外圈与滚动体接触的曲面,接触面为滚动体的表面,接触行为设置为对称接触;轴承的工作温度为 100~120 ℃,摩擦因数参考文献[9-10],计算得到轴承的摩擦因数为 0.039 5。

3 结果分析

3.1 主轴轴承的模态分析

随机振动分析是一种频域分析,需要首先进行模态分析。电机主轴的工作转速高达 11 000 r/min,而对于高转速部件,工作时由于受到离心力的影响,其固有频率跟静止时相比会有一定的变化,在进行轴承的模态分析时应该考虑离心力的影响,因此在进行模态分析前,先分析轴承在 11 000 r/min 的转速下的静应力情况,以此静应力作为预应力再进行轴承的模态分析。静应力分析结果如图 3、图 4 所示,最大压力发生在内圈与滚动体接触处。按有限元对称接触应力的计算规则,接触应力为接触面与目标面的应力平均值,所以接触应力为 207.3 MPa。由此可知,由于高转速带来的离心力较大,故不可忽略。



图 3 轴承内圈接触面应力

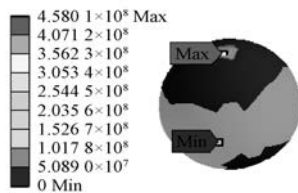


图 4 滚动体接触面应力

得到静应力后,以此为预应力进行模态分析。模态分析应该提取主要被激活振型的频率和振型,提取出来的频谱应该位于功率谱密度曲线的频率范围内(0~2 000 Hz),所以模态分析的阶次设置为 20 阶。模态分析结果的 20 阶工作频率如表 4 所示。

由表 4 可见,模态分析结果的前 20 阶共振频率大部分聚集在 1 000 Hz 以上。但实际的前 20 阶自由共振频率大多聚集在低阶(低于 1 000 Hz),这是由于较大的预应力所造成的。

表 4 轴承 20 阶共振频率

阶次	共振频率	阶次	共振频率
1	804.79	11	1 497.8
2	1 127	12	1 554.9
3	1 314.7	13	1 582.9
4	1 320.8	14	1 585.5
5	1 322.1	15	1 620.9
6	1 325	16	1 626.5
7	1 371.9	17	1 641.8
8	1 387.7	18	1 696
9	1 388.2	19	1 722.4
10	1 483.9	20	1 805.2

3.2 主轴轴承的随机振动响应分析

随机振动分析也被称为功率谱密度(本文为加速度功率谱密度)分析,是一种基于概率统计学理论的谱分析技术。其响应是随机的,输出量为结果量(位移、应力等)的标准差。如果结果符合正态分布,则就是结果量的 1σ 值,即结果位于 $-1\sigma \sim 1\sigma$ 的概率为 68.3%。

基于以上模态分析得到的 20 阶共振频率对轴承进行随机振动分析,激振功率谱密度方向分别为 X(轴向)、Y(径向)、Z(垂向),施加于固定支撑处。对轴承进行多轴的随机振动响应仿真分析,得到的 Von Mises 应力云图如图 5 所示。对于应力均值,可以通过以加速度功率谱密度的均方根值为施加载荷来仿真分析,得到应力均值云图如图 6 所示。



图 5 多轴 Von Mises 应力云图



图 6 多轴应力均值云图

分析可知,多轴振动的应力最大值集中在滚动体与外圈接触面处,且最大应力均值为 288.19 MPa。由图 5 可知,轴承应力分布的标准差值(1σ)为 1.76 MPa,该值不大,说明振动应力离散度较小;而通过以上拟合的威布尔分布,计算得到均值:307.54 MPa,标准差值为 1.61 MPa,理论计算值与仿真分析值之间差距不大(均值误差 6.7%,标准差值误差 9.3%)。通过对比,以上使用威布尔分布来拟合多轴振动应力概率密度曲线的方法可行。

4 结 语

由于随机振动激励下的应力响应随机,因此,疲劳寿命分析过程比较复杂。本文对电机主轴轴承在多轴振动状态下的 Von Mises 应力进行研究,得到了轴承的应力均值和标准差值,应力均值的理论值和仿真分析值分别为:307.54 MPa 与 288.19 MPa,误差为 6.7%,标准差值的理论值和仿真分析值分别为 1.61 MPa 与 1.76 MPa,误差为 9.3%。通过对比理论值与仿真分析值,发现拟合的分布曲线与实际的应力概率密度曲线误差不大,可以用应力的拟合曲线进行轴承的疲劳寿命分析;另一方面,基于加速度功率谱密度的 Von Mises 应力标准差值(1.76 MPa)比较小,说明轴承应力的离散度不大,而在该加速度激励载荷下的轴承寿命也会较长。

【参考文献】

[1] 杨万均,施荣明.随机振动应力幅值的分布规律

[J].机械设计与研究,2011,27(6): 16-20.

[2] 贺光宗,陈怀海,贺旭东.种多轴向随机激励下结构疲劳寿命分析方法[J].振动与冲击,2015,34(7): 59-63.

[3] 金奕山,李琳.随机振动结构 Von Mises 应力过程峰值概率密度函数的研究[J].应用力学学报,2006,23(4): 645-648.

[4] 刘相秋,张红波.一种随机振动 Von Mises 应力的计算方法研究[J].现代防御技术,2017,45(1): 40-43.

[5] MADSEN H O. Extreme-value statistics for nonlinear stress combination [J]. Journal of Engineering Mechanics, 1985, 111(9): 1121-1129.

[6] PHAN A V, GUDURU V, SALVADORI A, et al. Frequency domain analysis by the exponential window method and SGBEM for elastodynamics [J]. Computational Mechanics, 2011, 48(5): 615-630.

[7] 金奕山,李琳.随机振动载荷作用下结构 Von Mises 应力过程的研究[J].应用力学学报,2004,21(3): 13-16.

[8] 陈颖,朱长春,李春枝,等.典型结构在单、多轴随机振动下的动力学特性对比研究[J].振动工程学报,2009,22(4): 386-390.

[9] 任付娥,王优强.乳化液润滑轧辊轴承的弹流润滑分析[J].润滑与密封,2012,37(12): 47-51.

[10] 史修,江王黎.基于拟动力学的航空发动机主轴球轴承热弹流润滑分析[J].航空动力学报,2016,31(1): 233-240.

收稿日期: 2017-10-10

(上接第 79 页)

[14] 郑许峰,林明耀,葛善兵.无位置传感器无刷直流电机直接反电势检测方法的研究[J].电工电气,2005(6): 41-43.

[15] 郝玲玲,瞿成明,戴俊,等.无刷直流电机反电势过零法无传感器控制[J].重庆工商大学学报(自然科学版),2014,31(7): 56-62.

[16] 杨光,李醒飞.无刷直流电机反电势过零点检测转子位置研究[J].电力电子技术,2008,42(10): 18-

19.

[17] 董亮辉,刘景林.永磁同步电机位置传感器的故障检测和容错控制[J].西北工业大学学报,2016,34(2): 306-312.

[18] 冀睿琳.电动汽车用磁阻式旋转变压器的设计研究[D].天津:天津大学,2014.

收稿日期: 2017-10-10