

滚动轴承运动-接触精确建模与二次开发

马帅军, 闫柯, 张晓红, 王明凯, 朱永生, 洪军
(西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对目前商业软件在轴承动力学分析中接触求解精度不足的问题,提出了一种基于全局坐标系的轴承动力学仿真建模方法。以角接触球轴承为研究对象,利用刚体动力学理论,解析了轴承各个零件的瞬态几何位置关系;结合经典的赫兹接触与弹流动压润滑理论,构建了轴承组件的动力学微分方程;采用位移求解计算精度高的 GSTIFF I3 算法对建立的动力学微分方程进行快速求解,通过分析任一瞬态下各个零件的受力状态,实现了轴承组件间高副接触过程的精确解析。通过与经典理论对比,该模型的接触力仿真误差为 0.82%;通过与不同转速及不同预紧力下保持架的实验测量转速对比,该模型的转速仿真误差不超过 0.5%。本文所提方法显著提升了轴承接触与运动特征的分析精度,为滚动轴承的工程设计及状态建模预测等提供了准确高效的计算手段。

关键词: 角接触球轴承;精确接触建模;全局坐标系;二次开发

中图分类号: TH133 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202108005 **文章编号:** 0253-987X(2021)08-0033-09



OSID 码

An Accurate Modeling Method and Secondary Development of
Bearing Contact-Motion

MA Shuaijun, YAN Ke, ZHANG Xiaohong, WANG Mingkai, ZHU Yongsheng, HONG Jun
(Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System,
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A simulation modeling method of bearing dynamics based on the global coordinate system is proposed to solve the problem of low accuracy of the contact solution in the existing commercial softwares for bearing dynamic analysis. The angular contact ball bearing is used as the research object, and the transient geometric position relationships of each part of the bearing are analyzed by using the rigid body dynamics theory; dynamic differential equations of the bearing assemblies are constructed by combining the classical Hertzian contact theory and elastohydrodynamic lubrication theory; the GSTIFF I3 algorithm with high calculation accuracy for displacement solution is used to solve the dynamic differential equations quickly. The higher-pair contact process between bearing components is accurately predicted by analyzing the force state of each part in any transient state. Compared with the calculation of classical theory, the simulation error of the contact force of the proposed model is 0.82%; the speed simulation error of the model is less than 0.5% by comparing with the measured cage speed under different rotating speeds and different preloads by the test bench. The proposed method significantly improves the precision of characteristic analysis of bearing contact and movement, and provides

an accurate and efficient calculation method for engineering design and state modeling prediction of rolling bearings.

Keywords: angular contact ball bearing; accurate contact modeling; global coordinate system; secondary development

滚动轴承作为旋转机械转子系统的核心支撑零部件,其动力学性能直接影响装备整机的运行状态。轴承力学的发展经历了静力学、拟静力学、拟动力学和动力学四个阶段,其中动力学阶段考虑因素最多,计算精度最高,最为完善^[1]。然而,基于运动微分方程对轴承动力学特性进行描述时,需要对轴承各组件进行复杂的空间力系分析,且存在方程参数多、初值依赖性强、非线性弱、收敛性不强等问题,例如广为所知的动力学软件 ADORE^[2],在仿真过程中需要设置配合公差、摩擦拖动系数、疲劳系数等上百个参数,操作专业性极强,给工程应用带来一定不便。随着多体动力学软件的不断成熟,如 ADAMS、Sim-pack、RecurDyn 等,通过将轴承各个零件视为纯刚体,忽略大变形,细化小变形,大幅度提升了动力学分析软件的计算效率^[3],成为当前滚动轴承工程应用分析中的首选方案。

国内学者基于 ADAMS 等软件,围绕滚动轴承动态特性开展了大量研究工作。关猛等利用 Pro-Engineer 软件建立双列圆锥滚子轴承的三维模型,导入到 ADAMS 软件进行相关参数设置,进而开展了轴承的动力学特性仿真分析^[4];姚廷强等直接利用 ADAMS 软件中的 CMD 参数化命令建立了四点角接触球轴承三维模型,并利用宏命令进行了相关参数设置,分析了不同工况下轴承的动态性能^[5];张军飞等对上述仿真步骤进行了集成,编写了简单的轴承仿真界面,包括参数化建模和参数设置功能,提升了轴承动力学分析的便利性^[6]。考虑到滚动轴承组件间的点线高副接触特征,其接触变形直接影响着套圈与滚子之间的接触载荷与油膜压力分布特点,进而影响轴承磨损、发热、疲劳等一系列服役性能预测的准确性^[7],因此,在利用 ADAMS 软件开展轴承动力学仿真时,解决轴承套圈与滚动体间的接触问题显得尤为重要。ADAMS 软件在处理接触问题时,有两种库可供选择:Default_Library 和 Parasolids,两者之间的主要区别如图 1 所示。其中 Default_Library 对体的识别精度较低,适合分析宏观接触,但计算效率高;Parasolids 对体的识别精度较高,适合分析微观接触,但计算效率低,很难在工程中应用^[8]。

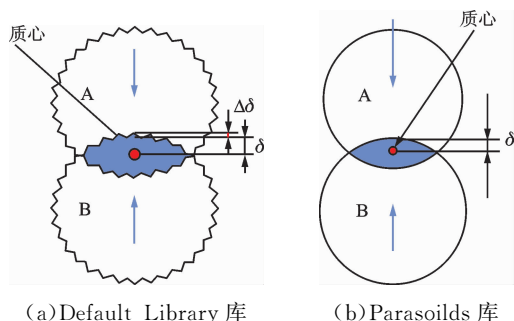


图 1 ADAMS 接触求解器识别原理

Fig. 1 Recognition principle of ADAMS contact solver

针对上述问题,李琦利用 Fortran 语言编写了 Gfsub 作用力子程序,对 ADAMS 进行了二次开发,开展了轴承动力学性能研究,但仍然没有完全脱离软件自身的接触设置,仿真分析精度较低^[9];邓四二等利用 Fortran 语言编写了 Gfsub 作用力子程序,对 ADAMS 进行了二次开发,没有依赖于软件自身接触,计算精度较高^[10],但是建立的动力学模型是基于局部坐标系的,在处理形状较为规则的保持架与滚动体时效果较好^[11],而对于形状复杂的异型保持架、修型滚子等稍显不足。

针对 ADAMS 软件自身接触求解器的问题,本文基于轴承全局坐标系,利用 C 语言编写 Gfsub 作用力子程序,以角接触球轴承为例,建立了轴承动力学模型,编写的子程序与软件自身的数据传递原理如图 2 所示,针对 Gfsub 子程序及 ADAMS 求解器的特点,选取 GSTIFF I3 求解方法来求解建立的动力学模型。通过将所建立模型的仿真结果与 ADAMS 自身接触模型、经典的轴承力学模型结果对比,证明了本模型的接触仿真计算精度较高。最后搭建保持架转速测量实验台,验证本模型的运动仿真分析精度。

1 动力学模型的建立

角接触球轴承动力学模型主要由各个零件之间的相对位置关系以及滚动体、保持架、内外套圈之间的作用力构成。对模型作如下假设。

- (1) 轴承各个零件的质心与其几何中心重合。
- (2) 轴承各个零件均为刚体,不考虑轴承零件的

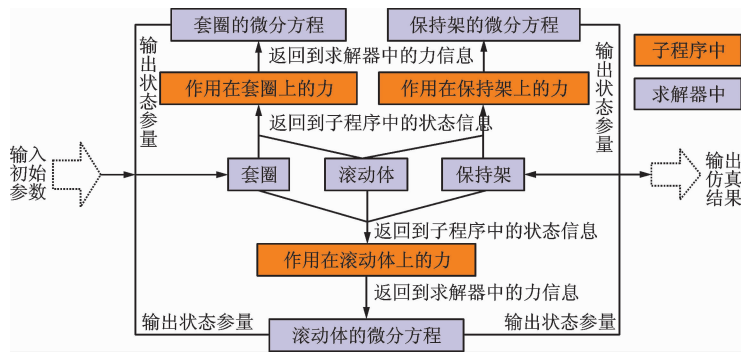


图 2 ADAMS 二次开发原理示意图

Fig. 2 A schematic diagram of ADAMS secondary development

大变形。

(3)外圈固定,限制 6 个自由度;内圈由于需要添加驱动转速,故具有 5 个自由度;滚动体具有 6 个自由度;保持架具有 3 个自由度。

1.1 轴承中各个参考坐标系的建立

为了能够准确地确定轴承各个零件之间的几何位置关系,建立角接触球轴承的整体坐标系与各个局部坐标系。各零件坐标系如图 3 所示。

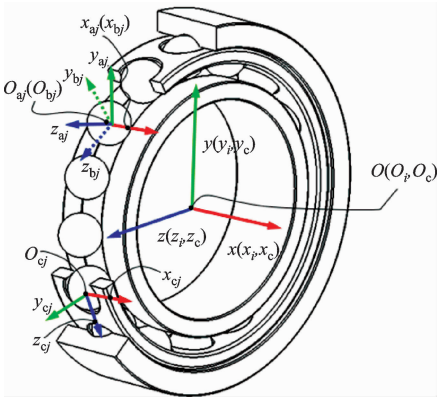


图 3 角接触球轴承的各零件坐标系

Fig. 3 Coordinate system for each part of angular contact ball bearing

(1) $Oxyz$ 为轴承整体的惯性坐标系, O 点与外圈的质心相重合(假设外圈固定,内圈旋转), x 轴为轴承的轴向, y 轴垂直于 x 轴指向 1 号滚动体, z 轴方向可根据右手定则确定。

(2) $O_i x_i y_i z_i$ 为内圈的随体坐标系, O_i 点与内圈的质心重合。

(3) $O_{aj} x_{aj} y_{aj} z_{aj}$ 为滚动体的随体坐标系, O_{aj} 点与滚动体 j 的质心重合。

(4) $O_{bj} x_{bj} y_{bj} z_{bj}$ 为滚动体的方位坐标系, O_{bj} 点与滚动体 j 的质心重合, x_{bj} 轴时刻指向轴承的轴向, y_{bj} 轴垂直于 x_{bj} 径向外指, z_{bj} 轴由右手定则确定

其方向。

(5) $O_c x_c y_c z_c$ 为保持架的中心坐标系, O_c 点与保持架整体的形心重合。

(6) $O_{cj} x_{cj} y_{cj} z_{cj}$ 为保持架的兜孔坐标系, O_{cj} 点与兜孔中心重合。

1.2 轴承各个零件之间的相互作用力

1.2.1 滚动体与套圈之间的接触力 假设某一时刻,内圈相对于轴承整体坐标系产生的位移为 $[\Delta_{xi}, \Delta_{yi}, \Delta_{zi}, \theta_{yi}, \theta_{zi}]^T$,第 j 个滚动体相对于轴承整体坐标系的坐标为 $[x_j, y_j, z_j]^T$,此时零件之间的相对位置关系如图 4 所示,内圈滚道中心到滚动体中心的矢量 $\overline{O_{ir}O_{bj}}$,可根据滚动体和内圈在整体坐标系下的坐标来确定,可表示为

$$\overline{O_{ir}O_{bj}} = \overline{OO_{rj}} - \overline{OO_i} - \mathbf{T}_{oi} \overline{O_iO_{ir}} = \begin{bmatrix} x_j \\ y_j \\ z_j \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \Delta_{xi} \\ \Delta_{yi} \\ \Delta_{zi} \end{bmatrix} - \mathbf{T}_{oi} \begin{bmatrix} 0 \\ r_2 \cos \vartheta_j \\ r_2 \sin \vartheta_j \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: $\mathbf{T}_{oi}$ 为内圈连体坐标系到轴承整体坐标系的旋转变换矩阵; r_2 为滚动体中心与内圈中心的距离; ϑ_j 为滚动体 j 相对于轴承内圈坐标系下的方位角。

将内圈滚道中心到滚动体中心的矢量转换到滚动体的方位坐标系中,根据几何关系便可确定内接触角的大小。内圈滚道与滚动体之间的接触力沿着矢量 $|\overline{O_{ir}O_{bj}}|$ 方向,在力的作用下两者的接触变形

$$\delta_{ij} = \begin{cases} |\overline{O_{ir}O_{bj}}| - (r_i - 0.5D_w), & |\overline{O_{ir}O_{bj}}| > (r_i - 0.5D_w) \\ 0, & |\overline{O_{ir}O_{bj}}| < (r_i - 0.5D_w) \end{cases} \quad (2)$$

式中: r_i 为内圈的沟曲率半径; D_w 为滚动体直径。

虽然滚动体与滚道之间被弹流油膜分离,但对其接触参数影响不大,仍可用 Hertz 理论进行接触力的计算。第 j 个滚动体与内滚道之间的法向接触力为

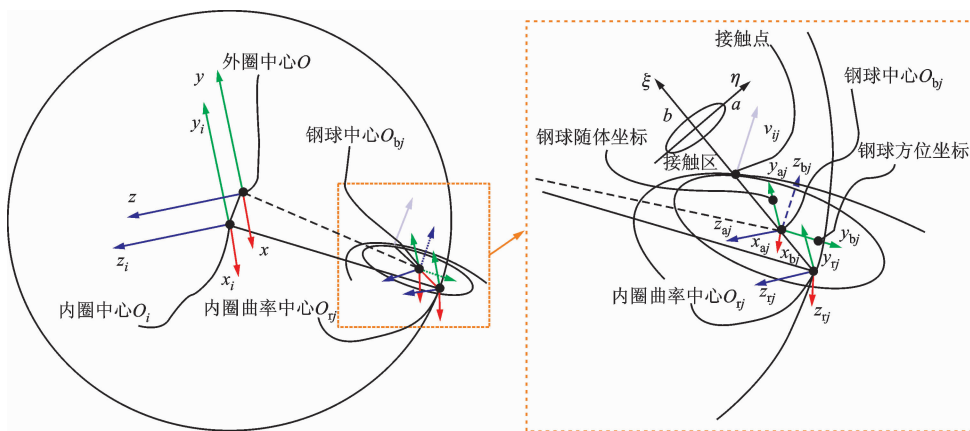


图4 各个零件之间的相互位置关系

Fig. 4 Position relationship between parts

$$Q_{ij} = K_{ij} \delta_{ij}^{1.5} \quad (3)$$

式中: K_{ij} 为第 j 个滚动体与内滚道间的 Hertz 接触刚度, 具体计算详见文献[12]。

同理可得第 j 个滚动体与外滚道之间的法向接触力

$$Q_{oj} = K_{oj} \delta_{oj}^{1.5} \quad (4)$$

1.2.2 滚动体与套圈之间的摩擦力 在滚动体与内圈滚道的椭圆接触面上, 由于接触点处两者的滑动速度不同, 故存在相对运动趋势或者相对运动, 导致滚动体与内外滚道表面产生油膜拖动力。第 j 个滚动体与内圈滚道表面的拖动力 $T_{ix(y)j}$ 可由滚动体与滚道之间的接触应力和拖动系数的乘积进行积分得到, 即为

$$T_{ix(y)j} = \int \mu(x'_i, y'_i) \sigma(x'_i, y'_i) dS \quad (5)$$

式中: S 为滚动体与内滚道的有效接触区域面积; $\sigma(x'_i, y'_i)$ 为接触区任意一点 (x'_i, y'_i) 的接触应力, 可利用 Hertz 接触理论计算^[13]; $\mu(x'_i, y'_i)$ 为接触区任意一点 (x'_i, y'_i) 的拖动系数, 具体计算详见文献[14]。

同理得第 j 个滚动体与外滚道之间的拖动力为

$$T_{ox(y)j} = \int \mu(x'_o, y'_o) \sigma(x'_o, y'_o) dS \quad (6)$$

1.2.3 滚动体与保持架之间的相互作用力 同样, 假设某一时刻, 保持架中心相对于轴承坐标系的位移为 $[\Delta_{xc}, \Delta_{yc}, \Delta_{zc}, \theta_{xc}, \theta_{yc}, \theta_{zc}]^T$, 由于保持架仅在 X - Y 平面移动, 故 $\Delta_{zc}, \theta_{yc}, \theta_{zc}$ 为零, 第 j 个兜孔的中心相对于保持架中心坐标系的方位角为 θ_j , 该兜孔对应的滚动体相对于轴承整体坐标系的坐标为 $[x_j, y_j, z_j]^T$, 具体几何关系如图 5 所示。在轴承整体坐标系下, 保持架兜孔中心到对应的滚动体中心的矢量 $\overline{O_{cj}O_{bj}}$ 可表示为

$$\overline{O_{cj}O_{bj}} = \overline{OO_{rj}} - \overline{OO_c} - \mathbf{T}_{co} \overline{O_cO_{cj}} = \begin{bmatrix} x_j \\ y_j \\ z_j \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \Delta_{xc} \\ \Delta_{yc} \\ \Delta_{zc} \end{bmatrix} - \mathbf{T}_{co} \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{2} D_{cm} \cos \theta_{cj} \\ \frac{1}{2} D_{cm} \sin \theta_{cj} \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中: D_{cm} 为保持架兜孔中心所在的圆的直径。

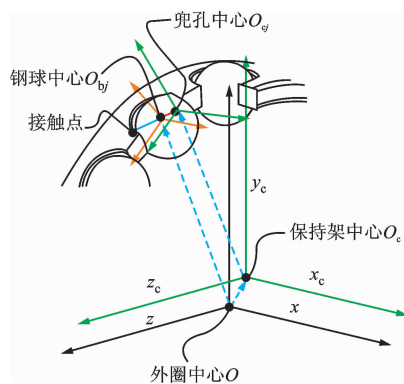


图5 保持架与滚动体之间的几何关系

Fig. 5 Geometric relationship between cage and roller

根据几何关系可知, 滚动体与保持架兜孔的作用力沿着矢量 $\overline{O_{cj}O_{bj}}$ 方向, 在力的作用下, 两者的变形为

$$\delta_{cj} = \begin{cases} |\overline{O_{cj}O_{bj}}| - C_p, & |\overline{O_{rj}O_{ibj}}| > C_p \\ 0, & |\overline{O_{rj}O_{ibj}}| < C_p \end{cases} \quad (8)$$

式中: C_p 为保持架与滚动体之间的兜孔间隙。

保持架的兜孔和滚动体接触的模式可视为 Hertz 接触, 接触刚度 K_{cj} 可参照套圈与滚动体的接触刚度计算方法, 则两者之间的接触力为

$$Q_{cj} = K_{cj} \delta_{cj}^{1.5} \quad (9)$$

1.2.4 保持架与引导套圈之间的相互作用力 保持架与引导套圈之间的相互作用是由于润滑剂的流

体动压效应所产生的,而套圈引导面和保持架端面的作用力比较小,故可采用短滑动轴承模型^[15]。保持架与引导套圈的相关几何关系如图 6 所示。

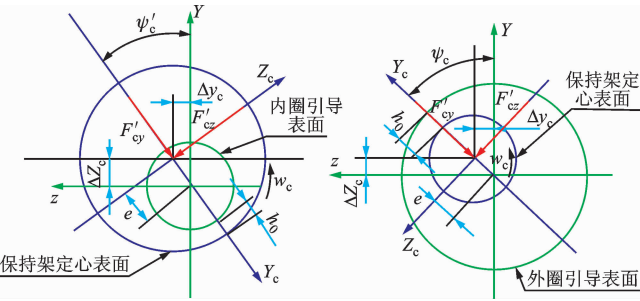


图 6 保持架与引导套圈之间受力示意

Fig. 6 Force diagram between cage and guide ring

在图 6 中,平面坐标系 $S_c = (O_c, y_c, z_c)$ 固定在保持架上, y_c 轴指向由于流体动压效应产生的最小油膜厚度 h_0 所在点。以外引导的保持架为例,某一时刻保持架所受的力与力矩为

$$\left. \begin{aligned} F'_{cy} &= -\eta_0 u_1 L^3 \epsilon^2 / [C_1^2 (1 - \epsilon^2)^2] \\ F'_{cz} &= \pi \eta_0 u_1 L^3 \epsilon / [4 C_1^2 (1 - \epsilon^2)^{3/2}] \\ M'_{cx} &= 2\pi \eta_0 V_1 R_1 L / (C_1 \sqrt{1 - \epsilon^2}) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中: η_0 为一般环境下润滑油的动力黏度; u_1 为润滑油的拖动速度; R_1 、 L 分别为保持架定心表面半径和宽度; C_1 为保持架的引导间隙; ϵ 为保持架质心与中心的偏移量。

为了较为方便地建立保持架的动力学微分方程,将保持架所受的力转换到轴承的整体坐标系中,其作用力可表示为

$$[F_{cy}, F_{cz}, M_{cx}]^T = \mathbf{T}_c [F'_{cy}, F'_{cz}, M'_{cx}]^T \quad (11)$$

式中: $\mathbf{T}_c$ 为保持架坐标系到整体坐标系的变换矩阵。

1.2.5 滚动体的润滑黏性阻力 在轴承运行过程中,轴承腔内会存在大量的润滑剂以及空气组成的混合物,容易对滚动体产生相关的黏性阻力,对轴承性能产生影响。但是由于内部几何形状、运行环境都比较复杂,建立准确的黏性阻力计算模型比较困难。在此将滚动体受到的黏性阻力等同于圆柱体在流体中移动所受的阻力^[16-17],故可按下式计算:

$$F_{\eta} = -\operatorname{sgn}(\omega_{mj}) \frac{1}{2} C_d \rho_0 \left(\frac{1}{2} d_m \omega_{mj} \right)^2 S \quad (12)$$

式中: ω_{mj} 为滚动体公转速度; C_d 为圆柱体的黏性阻力系数; ρ_0 为润滑油密度; d_m 为轴承的节圆直径; S 为圆柱体的平移方向面积。

1.3 微分方程的建立

(1) 对保持架进行受力分析,如图 7 所示,即可

得到保持架的运动微分方程

$$\left. \begin{aligned} m_c \ddot{y}_c &= -F_{cy} - \sum_{j=1}^Z (Q_{cj} \sin \theta_{cj}) \\ m_c \ddot{z}_c &= -F_{cz} - \sum_{j=1}^Z (Q_{cj} \cos \theta_{cj}) \\ I_c \dot{\omega}_{cx} &= M_{cx} + \frac{Dc + dc}{4} \sum_{j=1}^Z Q_{cj} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式中: m_c 为保持架质量; I_c 为保持架转动惯量; y_c 、 z_c 为保持架位移; ω_{cx} 为保持架公转角速度。

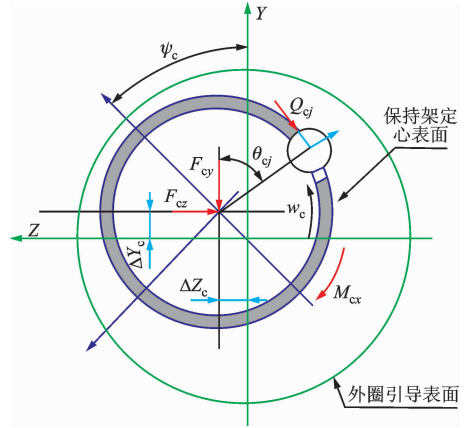


图 7 某时刻保持架的受力情况

Fig. 7 The force of the cage at a certain time

(2) 对内圈进行受力分析,如图 8 所示,即可得到内圈的运动微分方程

$$\left. \begin{aligned} m_i \ddot{x}_i &= F_X - \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} \sin \alpha_{ij} + T_{ixj} \cos \alpha_{ij}) \\ m_i \ddot{y}_i &= F_Y - \sum_{j=1}^Z [(Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - T_{ixj} \sin \alpha_{ij}) \cos \phi_{ij} + T_{iyj} \sin \phi_{ij}] \\ m_i \ddot{z}_i &= F_Z - \sum_{j=1}^Z [(Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - T_{ixj} \sin \alpha_{ij}) \sin \phi_{ij} - T_{iyj} \cos \phi_{ij}] \\ I_{iy} \ddot{\theta}_Y &= M_Y - \sum_{j=1}^Z [Q_{ij} \sin \alpha_{ij} R_i + T_{ixj} \cos \alpha_{ij} (R_i - f_i D_w) \sin \phi_{ij} + T_{iyj} (R_i - f_i D_w) \cos \phi_{ij}] \\ I_{iz} \ddot{\theta}_Z &= M_Z + \sum_{j=1}^Z [Q_{ij} \sin \alpha_{ij} R_i + T_{ixj} \cos \alpha_{ij} (R_i - f_i D_w) \cos \phi_{ij} - T_{iyj} (R_i - f_i D_w) \sin \phi_{ij}] \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

式中: m_i 为内圈的质量; F_X 、 F_Y 、 F_Z 、 M_Y 、 M_Z 为施加在内圈上的载荷; I_{iy} 、 I_{iz} 为内圈在各个方向的转动惯量。

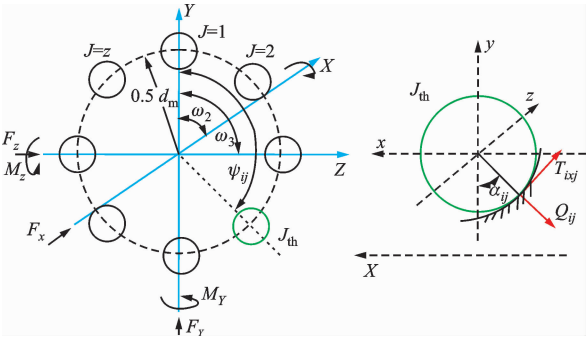


图 8 某时刻内圈的受力情况

Fig. 8 The force on the inner ring at a certain moment

2 动力学模型在动力学软件中的实现

2.1 作用力子程序的开发

ADAMS 软件不仅提供了易于操作的用户界面以及强大的动力学求解功能,还留有特定的接口,方便用户针对特殊需求基于软件进行二次开发。然而轴承各个零件之间的受力较为复杂,需要以子程序的形式来定义零件之间的相互作用力。在开发轴承作用力子程序时,采用 ADAMS 软件提供的用户作用力子程序的模板进行编写,这个子程序需要包含一个头文件 `slv_c_utils.h`,用于预定义在子程序中用于子程序和 ADAMS 软件自身的数据传输函数^[18-19]。在进行子程序编写时,仿真过程中调用的作用力子程序中的函数名称、形参个数和类型必须按照 ADAMS 预先规定的格式进行编写。在子程序

中通过 `SYSARY` 函数或 `SYSFNC` 函数提取求解器中的状态变量,并且利用 `RESULT` 数组函数将计算的结果返回到求解器之中。

2.2 求解器的选择

基于 `Gfsub` 编写完成作用力子程序之后,需要在 ADAMS 软件建立微分方程,并完成求解工作。而在 ADAMS 求解器对微分方程进行求解时,主要包含以下 3 个步骤:

- (1)利用显式求解方法对微分方程进行初步求解,得到微分方程解的预估值;
- (2)利用隐式求解方法再次对微分方程进行求解,得到微分方程解的校正值;
- (3)将预估值与校正值之间的误差与求解器设定误差进行对比,若满足设定的误差要求,则作为微分方程的解,若不满足,则缩小步长并返回步骤 1,继续求解。

在求解过程中,ADAMS 一共提供 5 种类型的预估-校正方法: `GSTIFF`、`WSTIFF`、`HASTIFF`、`HHT`、`Newmark`,各种方法的具体特点如表 1 所示。其中 `GSTIFF` 和 `WSTIFF` 的 I3 积分格式求解器的特点是将误差收敛在位移上, `GSTIFF`、`WSTIFF` 的 I2 积分格式和 `HASTIFF` 的 SI1/SI2 求解器的特点是将误差收敛在速度上, `HHT` 和 `Newmark` 求解器是将误差收敛在加速度上^[20]。基于轴承的相关基础理论,第一种仿真计算精度最高,第三种仿真计算精度最差,在此选择 `GSTIFF` 和 `WSTIFF` 的 I3 积分格式求解器。

表 1 ADAMS 中各种求解方法的特点

Table 1 Characteristics of each solver in ADAMS

求解方法	求解方法特征	结果分析
GSTIFF I3	预估-校正误差通过位移误差判断	计算精度最高,仿真速度较快
WSTIFF I3		
GSTIFF I2	预估-校正误差通过速度误差判断	计算精度次之,仿真速度最慢
WSTIFF I2		
HASTIFF SI1/SI2	预估-校正误差通过加速度误差判断	计算精度最差,仿真速度最快
HHT		
Newmark		

2.3 Gfsub 子程序与自身接触设置对比

为了验证本文所提出的建模方法的优越性,与常规直接应用 ADAMS 软件自身的接触算法(`Default_Library` 库)进行求解的模型进行对比分析。以 7008C 轴承为例,利用两种方法建立相应的仿真模型,设置相同的仿真工况: $n_i = 4\ 000\ \text{r/min}$,

$F_a = 450\ \text{N}$, $F_r = 500\ \text{N}$ 。选取模型中 1 号滚动体与内、外圈的接触力计算结果进行对比,结果如图 9 和图 10 所示。

由于 ADAMS 的 `Parasolds` 求解器不能处理复杂形状的接触问题,而自身默认的求解器又不适合处理微观接触,误差较大,其仿真的接触力扩大十几

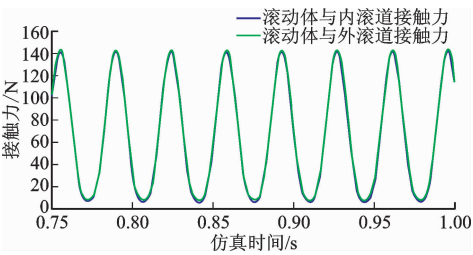


图 9 Gfsub 子程序建立模型仿真接触力
Fig. 9 The force simulated by the Gfsub model

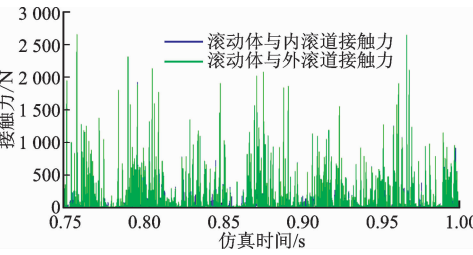


图 10 ADAMS 自身接触建立模型仿真接触力
Fig. 10 The force simulated by the model of ADAMS's contact

倍,造成其摩擦拖动力也相应扩大,无法准确反映轻载、高速下轴承的打滑率情况,而且接触力波动较大;而通过对 ADAMS 进行二次开发,利用 Gfsub 子程序建立的轴承动力学模型的仿真精度较高,接触力的最大值为 141.59 N,利用相关经验公式进行预估^[21],得到理论接触力为 142.85 N,两者误差为 0.82%,在可接受范围内,从而证明了子程序计算的优越性与可行性。

3 实验验证

3.1 转速测量实验台的搭建

为了验证所建立的轴承动力学模型的正确性,搭建了高速滚动轴承保持架转速测量实验台,如图 11 所示。整体结构由机械主轴-轴承系统和测试系统两部分构成,其中测试系统主要包括用于发射和接收红外信号的激光转速传感器、用于反射激光信

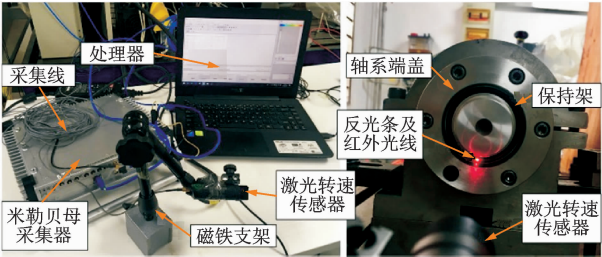


图 11 保持架转速测量验证实验台
Fig. 11 A verification experiment platform of cage rotation speed

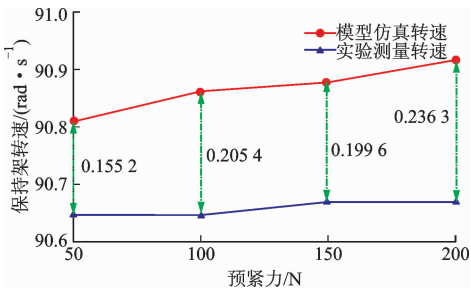
号的反光条、用于采集脉冲信号的数据采集系统以及用于信号处理的计算机等。在测量之前,先将反光片贴在保持架的轴向端面上,再将激光速度传感器固定在磁铁支架,并与数据采集系统和计算机相连,调整传感器的位置,确保发出的光源能够直射到反光条上。在测量过程中,保持架每旋转一周,激光转速传感器即可接收一次反射的红外信号,进而产生一个电压脉冲,最终经过计算机进行相关数据处理便可得到保持架实际转速。

为了检验该装置测量转速的精度,先以已知转速的机械轴为测量对象预先做了一组实验。将机械轴由停机状态下匀加速到 12 000 r/min,通过机械轴的实际转速和测量转速的对比,发现误差小于 1%,说明该装置测量精度满足验证要求。

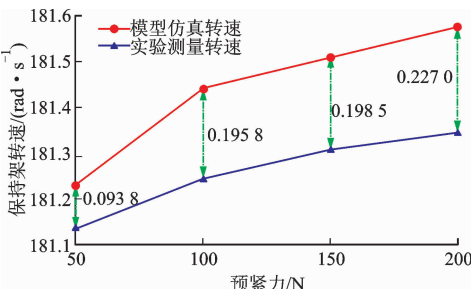
3.2 实验结果对比分析

基于上述二次开发方案,对 7008C 角接触球轴承动态特性开展仿真与实验对比验证,分析了轴向预紧力为 50、100、150、200 N,内圈驱动转速在 2 000、4 000、6 000 r/min 工况下的保持架转速,结果如图 12 所示。

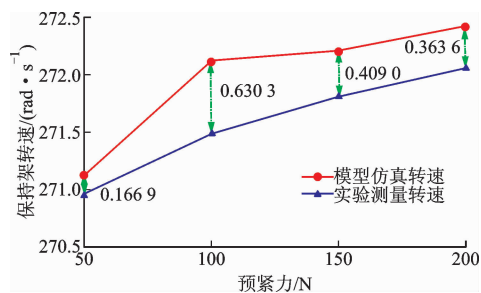
观察图 12 可以发现:本文建立的角接触球轴承动力学模型在 2 000 r/min 时,预紧力对保持架转速影响较弱,且保持架转速的仿真值与实验值较为接近,最大相差 0.236 3 rad/s,此时相对误差为 0.26%。在 4 000 r/min 下,预紧力对保持架转速的影响微小,随着预紧力的增加,保持架转速逐渐增加,而保持架转速的仿真值与实验值极为接近,此时



(a) 转速 2 000 r/min



(b) 转速 4 000 r/min



(c) 转速 6 000 r/min

图 12 保持架实际转速测量与仿真对比

Fig. 12 A comparison of actual measurement and simulation of cage speed

最大相差 0.227 0 rad/s, 相对误差为 0.125%。在 6 000 r/min 下, 预紧力对保持架的转速影响较小, 而保持架转速的仿真值与实验值最大相差 0.630 3 rad/s, 此时相对误差为 0.23%。实验测量值与模型仿真值的相差不超过 0.5%, 且误差产生的原因可能是模型中些许参数存在相关误差, 或保持架在实际测量过程中存在测量误差, 但整体上证明建立的轴承模型运动分析的准确性。

4 结 论

针对 ADAMS 自身接触器计算精度不足的问题, 本文基于 ADAMS 软件自身动力学分析优势, 对其接触求解器进行了相关开发, 建立了角接触球轴承动力学模型, 对轴承之间的载荷分布与接触进行了精确建模, 并利用实验验证了模型的仿真计算精度, 具体结论如下:

(1) 基于轴承全局坐标系, 利用 Gfsub 子程序编写轴承零件之间的作用力子程序, 根据求解方法的特点应用 GSTIFF I3 进行求解, 实现了面向 ADAMS 软件二次开发的接触与运动精确建模与计算, 经过与经验公式对比, 接触力仿真误差不超过 1%;

(2) 通过搭建保持架转速测量实验台, 对建立的动力学模型进行相关验证, 发现在低速时, 模型能够准确地仿真计算出保持架的转速, 且仿真与实验测量误差不超过 0.5%, 证明了模型的可靠性;

(3) 在高速时, 建立的模型仿真得到的保持架转速与实验测得转速存在着一定的差别, 还有待于进一步细化研究。

参考文献:

[1] 张占立, 王燕霜, 邓四二, 等. 高速圆柱滚子轴承动态特性分析 [J]. 航空动力学报, 2011, 26(2): 397-

403.

ZHANG Zhanli, WANG Yanshuang, DENG Si'er, et al. Analysis on dynamic characteristics of high speed cylindrical roller bearing [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(2): 397-403.

[2] GUPTA P K. Elastohydrodynamic lubrication [M] // Advanced Dynamics of Rolling Elements. Berlin, Germany: Springer, 1984: 76-99.

[3] 张涛, 陈晓阳, 顾家铭, 等. 高速角接触球轴承保持架稳定性研究进展 [J]. 航空学报, 2018, 39(7): 32-44.

ZHANG Tao, CHEN Xiaoyang, GU Jiaming, et al. Progress of research on cage stability of high-speed angular contact ball bearings [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2018, 39(7): 32-44.

[4] 关猛. 基于 ADAMS 的高性能轴承动态性能分析 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2014: 10-15.

[5] YAO Tingqiang, WANG Lihua, LIU Xiaobao, et al. Multibody dynamics simulation of thin-walled four-point contact ball bearing with interactions of balls, ring raceways and crown-type cage [J]. Multibody System Dynamics, 2020, 48(3): 337-372.

[6] 张军飞. 双列圆锥滚子轴承的动力学分析模型 [D]. 大连: 大连理工大学, 2019: 21-39.

[7] YAN Ke, WANG Yatai, ZHU Yongsheng, et al. Investigation on heat dissipation characteristic of ball bearing cage and inside cavity at ultra high rotation speed [J]. Tribology International, 2016, 93: 470-481.

[8] ADAMS user's manual ver 19.0 design reference [Z]. Los Angeles, CA, USA: MSC Software Inc., 2019.

[9] 李琦. 基于 ADAMS 的角接触球轴承的动力学分析与结构优化 [D]. 广州: 广东工业大学, 2016: 28-32.

[10] 邓四二, 顾金芳, 崔永存, 等. 高速圆柱滚子轴承保持架动力学特性分析 [J]. 航空动力学报, 2014, 29(1): 207-215.

DENG Sier, GU Jinfang, CUI Yongcun, et al. Analysis on dynamic characteristics of cage in high-speed cylindrical roller bearing [J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(1): 207-215.

[11] 谢鹏飞, 苏敏, 姜艳红, 等. 基于 ADAMS 的双半内圈角接触球轴承动态性能分析 [J]. 轴承, 2010(8): 1-4, 9.

XIE Pengfei, SU Min, JIANG Yanhong, et al. Dynamic performance analysis on angular contact ball bearings with two-piece ring based on ADAMS [J]. Bearing, 2010(8): 1-4, 9.

- [12] SARANGI M, MAJUMDAR B C, SEKHAR A S. Stiffness and damping characteristics of lubricated ball bearings considering the surface roughness effect: Part 1 Theoretical formulation [J]. *Journal of Engineering Tribology*, 2004, 218(6): 529-538.
- [13] HARRIS T A. Rolling bearing analysis [M]. 5th ed. New York: John Wiley & Sons Inc., 2000.
- [14] GUPTA P K. Transient ball motion and skid in ball bearings [J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1975, 97(2): 261-269.
- [15] LIU Yuanqing, WANG Wenzhong, LIANG He, et al. Nonlinear dynamic behavior of angular contact ball bearings under microgravity and gravity [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2020, 183: 105782.
- [16] 邓四二, 贾群义, 薛进学. 滚动轴承设计原理 [M]. 2版. 北京: 中国标准出版社, 2014: 236-237.
- [17] GE Linfeng, WANG Chao, YAN Ke, et al. Design of groove structures for bearing lubrication enhancement based on the flow mechanism analysis [J]. *Tribology International*, 2021, 158: 106950.
- [18] 陈海卫, 张秋菊. C语言在ADAMS用户定义子程序中的应用 [J]. *机电一体化*, 2008, 14(4): 39-42.
CHEN Haiwei, ZHANG Qiuju. The application of the C programming language in writtening user-written subroutines in ADAMS [J]. *Mechatronics*, 2008, 14(4): 39-42.
- [19] 纪玉杰, 杨强, 孙志礼, 等. 应用C语言编写ADAMS用户自定义函数的研究 [J]. *机械设计与制造*, 2006(1): 101-103.
JI Yujie, YANG Qiang, SUN Zhili, et al. The research on writing user-written subroutine of ADAMS

in C programming language [J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2006(1): 101-103.

- [20] 赫雄. ADAMS动力学仿真算法及参数设置分析 [J]. *传动技术*, 2005, 19(3): 27-30.
HE Xiong. The analysis on Adams dynamic simulation algorithm and parameters selection [J]. *Drive System Technique*, 2005, 19(3): 27-30.
- [21] 王黎钦. 滚动轴承的极限设计 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2013: 101-106.

[本刊相关文献链接]

- 陈保家, 陈学力, 沈保明, 等. CNN-LSTM深度神经网络在滚动轴承故障诊断中的应用. 2021, 55(6): 28-36. [doi: 10.7652/xjtuxb202106004]
- 张西宁, 刘书语, 余迪, 等. 改进深度卷积神经网络及其在变工况滚动轴承故障诊断中的应用. 2021, 55(6): 1-8. [doi: 10.7652/xjtuxb202106001]
- 李志涛, 王世军, 韩子锐, 等. 应用改进分形理论及连续变形理论的机械结合面切向刚度建模. 2020, 54(6): 107-114. [doi: 10.7652/xjtuxb202006014]
- 颜宗卓, 陶涛, 侯瑞生, 等. 机床电主轴热特性卷积建模研究. 2019, 53(6): 1-8. [doi: 10.7652/xjtuxb201906001]
- 董国忠, 张辉, 李月, 等. 混合弹流润滑系统的建模与摩擦学特性研究. 2018, 52(1): 107-114. [doi: 10.7652/xjtuxb201801017]
- 申建广, 陶涛, 梅雪松, 等. 一种数控滚齿机工作台动态特性建模方法及实验分析. 2017, 51(12): 1-7, 75. [doi: 10.7652/xjtuxb201712001]
- 康跃然, 史晓军, 高建民, 等. 多参量耦合的电主轴热特性建模及分析. 2016, 50(8): 32-37, 129. [doi: 10.7652/xjtuxb201608006]

(编辑 亢列梅)