

基于 CFD 的涡轮泵转子密封流体 激振研究进展

徐悦, 田爱梅

(北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100083)

摘要: 介绍了密封流体激振对转子稳定性的影响, 重点论述了利用计算流体力学(CFD)方法进行密封流体激振研究的理论和试验测量方法, 对当前研究中存在的难点、重点问题结合国内外发展情况进行了探讨, 提出需要发展通用性更好的非稳态数值方法, 并利用流体激振的特性来设计密封结构, 改善转子动力特性。

关键词: 涡轮泵; 转子; 密封; 流体激振; CFD; 稳定性

中图分类号: V434 **文献标识码:** A **文章编号:** (2005)01-0008-06

Progress of investigation on turbopump annular seal fluid-induced vibration based on CFD

Xu Yue, Tian Aimei

(School of Astronautics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: This paper introduces the effect of Fluid-induced vibration in seals, and puts emphasis on the analysis of the calculation and experimentation based on CFD method. Some key problems in the research are discussed. The new research direction is to develop unsteady computational technology and improve rotor dynamic characteristics by using Fluid-induced vibration.

Key words: turbopump; rotor; seal; fluid-induced vibration; CFD; stability

1 引言

密封的激振力是由于密封中流体周向压力分布不均引起的。转子涡动时, 密封流体压力随间

隙周期性变化作周期性压力脉动, 由于压力脉动滞后转子位移一个相位角, 形成一个与转子位移垂直的加剧转子涡动的激振力。流体激振形成自激振动, 当激振力超过系统阻尼力时则发生失稳, 从而造成旋转机械破坏失效。

收稿日期: 2004-10-9; 修回日期: 2004-12-28。

作者简介: 徐悦(1979—), 男, 博士生, 研究领域为液体火箭发动机涡轮泵装置数值仿真和转子动力学。

对于高速柔性转子, 不合理的设计、加工或安装都有可能引起失稳, 密封流体激振引起失稳, 在大型高速旋转机械上常有发生。航天飞机主发动机 (SSME) 的高压燃料涡轮泵 (HPFTP) 产生过密封流体激振诱导的次同步振动^[1]。密封流体诱导自激振动已成为影响液体火箭发动机涡轮泵转子可靠工作的重要原因之一。随着液体火箭发动机推力的增大, 涡轮泵的工作转速提高, 密封处将承受更大的压差。在小间隙、高压差的密封中

将产生相当大的流体激振力, 可能导致转子失稳破坏。

密封的主要作用是减小或控制泄漏量。一方面, 密封自激作用力会使转子失稳; 但是另一方面, 通过合理的密封设计也可以控制转子动力响应, 使转子稳定, 甚至取代轴承作为支承。因此, 必须精确预估转子密封的流体激振力。

密封激振力通常都是非线性的, 经小振幅扰动假设后, 得到线性化的关系式:

$$-\begin{bmatrix} F_z \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{zz} & K_{zy} \\ K_{yz} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{zz} & C_{zy} \\ C_{yz} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{zz} & M_{zy} \\ M_{yz} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} \quad (1)$$

对于居中的小扰动情况, 式(1)可写成

$$-\begin{bmatrix} F_z \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M & m \\ -m & M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} \quad (2)$$

对气体密封的稳定性分析, 只需略去(1)和(2)中的惯性项。把式(1)和(2)中的动力系数带入转子动力学方程, 可进行转子动力学和稳定性分析, 从而确定转子临界转速、振动程度和失稳阈值。因此, 转子动力系数的计算是密封流体激振研究的核心问题。

2 密封流体激振研究

早期密封流体诱导激振的研究中, 普遍采用的是基于薄膜假设的整体流动模型 (Bulk-Flow Models)。整体流动模型是根据 Hirs 的湍流润滑理论推导出的经验性模型, 模型中忽略了流体内的剪切应力和实际速度的分布, 并根据试验结果建立了剪切应力和平均流速的函数关系, 流场特性得到了较大程度的简化。整体流动模型已被成功的应用于环形密封的动力特性系数计算和稳定性分析, 但是当密封流场的工作情况超出薄膜假设的适用范围之外时就不再适用了。

二十世纪八十年代开始, 针对流场的计算流体力学 (CFD) 数值研究逐渐活跃起来, 使用 CFD 方法求解密封流场的时均 N-S 方程与流体动力润滑理论相结合, 能够得到比较准确的密封流体激振特性。

2.1 环形密封流体激振数值方法

在基于 CFD 的环形密封流体激振数值研究中, 一般采用物理守恒的有限体积法求解由数学模型建立的偏微分控制方程组。根据选择的参考坐标系不同和是否引入时间项, 目前较为普遍的数学模型包括准稳态全三维模型、准稳态小扰动模型以及非稳态模型。

2.1.1 准稳态全三维模型

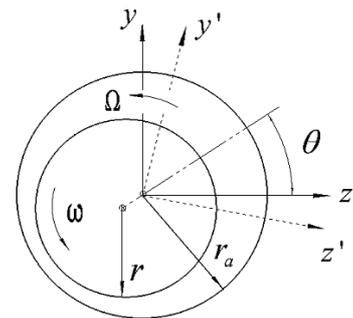


图 1 转动坐标系

Fig.1 Rotating coordinate system

准稳态三维模型假设转子围绕密封中心线以进动频率 Ω 作圆周涡动。如图1所示, 在转子中心施加以转速 Ω 旋转的坐标系, 在此坐标系内密封系统的流动保持准稳态。把旋转坐标系带来的离心力和科氏力合并到动量方程的源项中, 准稳态

三维控制方程组便可用统一形式表示如下:

$$\frac{\partial}{\partial x}(r u f) - \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_f \frac{\partial f}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r r v f) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\Gamma_f r \frac{\partial f}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial q} (r w f) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial q} \left(\frac{1}{r} \Gamma_f \frac{\partial f}{\partial q} \right) = S_f \quad (3)$$

Tam等人^[2]提出了环形密封流场的准稳态全三维计算模型,在三维非正交贴体网格下使用计算程序PHOENICS-84直接求解,得到的速度场准确描述出了密封二次流的存在。Nordmann^[3]使用了类似的方法计算了环形密封的转子动力系数,计算结果和试验数据非常一致,精度高于整体流动模型。

准稳态全三维模型是在早期的密封流场激振研究时提出的方法,由于需要求解旋转坐标系内完整的三维密封流场,仿真工作量较为繁重,另外该模型不能描述复杂形状的密封结构,因此在工程上的实用价值不高。

2.1.2 准稳态小扰动模型

准稳态小扰动方法的基本思想是,使用参考坐标系把偏心运动的轴变换为相对于该坐标系的居中静态轴,把流体控制方程分解为静态转子零阶方程来求解流量,和小振幅运动一阶方程来求解随时间变化的参数,通过对一阶流体压力的积分得到转子动力系数。

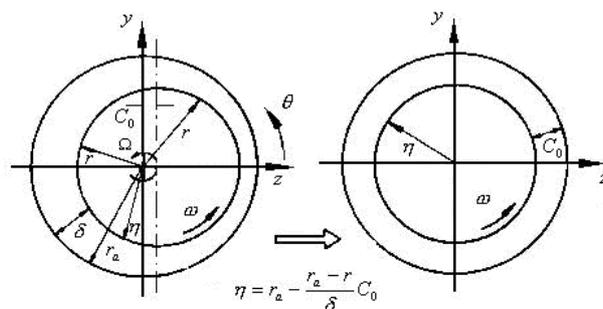


图2 坐标变换

Fig.2 Coordinate transformation

Dietzen 和 Nordmann^[4]针对不可压流体环形密封提出了基于小扰动假设的准稳态模型,进行了图2所示的坐标变换,在此坐标系下建立了轴对称的控制方程。对控制方程进行了小扰动分析,并求解零阶和一阶控制方程的统一形式(见式4),从而得到转子动力特性系数。准稳态模型后来又又被扩展到周向开槽密封、圆锥(conical)涡动密封、环形气体密封和偏心轴密封的动力特性系数计算,适用范围比较广泛。

$$\frac{\partial}{\partial x} (r u_0 f) - \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_f \frac{\partial f}{\partial x} \right) + \frac{1}{h} \frac{\partial}{\partial h} (h r v_0 f) - \frac{1}{h} \frac{\partial}{\partial h} \left(\Gamma_f h \frac{\partial f}{\partial h} \right) = S_f \quad (4)$$

准稳态小扰动模型的计算精度高于整体流动理论的有限长度解,能够得到与实验数据较为吻合的转子动力系数计算结果,另外,坐标变换后的轴对称CFD计算还大大缩短了密封的研发周期。上述优点使准稳态小扰动模型成为密封流体激振研究中最有效的计算手段。

2.1.3 非稳态模型

实际工作状态下的密封形状十分复杂,例如锥形密封、热变形(thermally deformed)密封等,这些密封的流体激振分析都不能采用上述准稳态方法近似解决,因此引入了时间项 $\partial f / \partial t$,用于建立通用性更好的三维非稳态的时间精确模型。

Athavale^[5]提出了一种振荡法(shaker method)求解环形密封的转子动力系数。假设转子沿着密封直径方向的直线振荡,转子的位置是时间的正弦函数,采用移动网格追踪转子运动时的流场变化。振荡法同样适用于偏心轴的环形密封、迷宫密封和开槽密封,也可进行大偏心下的非线性动力系数计算。

Williams^[6]发展了通用的移动边界的数值计算方法,在三维移动网格下对环形密封的转子动力系数进行了计算。该方法以求解非稳态不可压流体的赫尔姆霍茨(Helmholtz)压力方程为基础,把最初求得的稳态解作为非稳态计算的初始条

件, 通过求解随时间变化的作用力而获得转子动力系数。

非稳态模型对计算资源的需求远远多于准稳态模型, 同时非稳态模型又能够提供准稳态模型无法比拟的高精确性和对复杂密封结构的适应性。从已发表的文献看, 目前非稳态模型的应用还处于初步研究阶段, 但必将成为今后密封流体激振研究的主要发展方向。

2.2 迷宫密封流体激振数值方法

在涡轮泵装置中, 迷宫密封多用在涡轮和泵的连接位置, 起阻隔燃气和液体推进剂的作用。由于密封腔的影响, 迷宫密封的工作状态要比环形密封复杂一些, 但是二者的流体激振计算模型和控制方程的求解方法并没有本质区别。

Wyssmann^[7]第一个针对迷宫密封提出了准稳态全三维模型和计算方法。Rhode^[8]在改进的双极(bipolar)坐标系下, 使用准稳态全三维模型对转子加齿密封进行了单腔流体激振力计算。

Arghi^[9]改进了 Dietzen 和 Nordmann^[4]的小扰动假设和坐标变换法, 实现了对圆锥轨迹涡动转子的迷宫密封流体激振力计算。在此基础上, Arghi 和 Frene^[10]发展了一种针对转子居中迷宫密封的准二维数值方法, 有效解决了以往的准稳态小扰动模型只能应用在静子开槽密封的缺点。

2.3 密封激振流场的激光多普勒测量技术

CFD 数值计算精确度的局限性是很明显的, 因此密封微观流场的测量技术对密封装置的设计十分重要。在试验研究中, 一方面是利用普通的全息干涉成像技术对密封流场进行流动观测, 此类研究已经得到了广泛的开展; 另一方面是测定密封腔内的速度和压力等流场参数的分布。密封间隙通常为十微米量级, 在高速旋转的狭窄间隙内进行数据测量是非常困难的。激光多普勒技术能够实现对粒子尺寸、大小和三维速度场的同步无干扰实时观测, 在国外已经普遍应用于密封流场的试验测量。

Texas A&M 大学涡轮机械实验室的 Morrison 利用激光多普勒测速仪(LDV/LDA), 对密封流场开展了大量的三维测量工作。测试设备如图 3 所示, 流体从右端入口流入测试设备, 经节流后, 流体通过密封间隙, 激光透过平面光学窗口射入

密封间隙的测试区, 便可对密封激振流场进行 LDV/LDA 测量。Morrison^[11]对环形密封和迷宫密封的速度场进行了测量, 数据显示密封内有明显的二次流现象。再配合压力传感器的测量, 能够得到壁面的压力和剪切应力分布, 这样就为验证数值仿真的结果提供了一套完整的试验数据。Arghi^[12]对涡动环形密封进行了 3-D LDA 测量, 并把测量结果和准稳态小扰动模型的数值结果进行比较, 在压力分布和壁面剪切应力分布上都相当吻合。

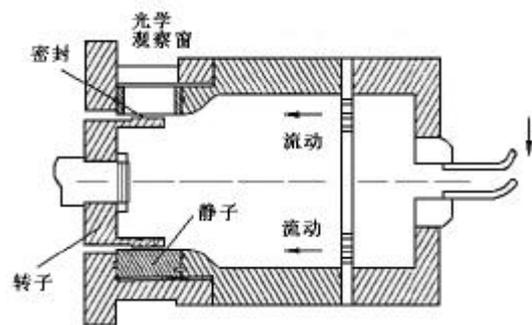


图 3 LDV/LDA 密封测量装置

Fig.3 LDV/LDA seal test section

3 密封流体激振研究的展望

3.1 复杂结构密封全三维流场的计算模型

本世纪初期, 密封流体激振的数值研究方法已经发展得较为成熟, 但是对于“阻尼器密封(damper-seal)”等复杂结构的密封, 以现有计算机能力进行全三维仿真很难实现, 因此有必要发展适应性更好的计算模型, 来同时保证此类数值仿真的精确性和经济性。

Chochua 等^[13]提出了一种适用于有重复几何形状密封腔的 CFD 数值方法。由于在建模时引入了粗糙壁面边界条件, 圆柱腔阻尼密封的腔体表面被简化为光滑的圆柱表面, 此时计算网格的划分和数值仿真模型都由原来的全三维问题(图 4)近似转化为轴对称问题(图 5)。这种密封流体激振研究的新方法通过降维处理避免了对每个腔体进行精确计算, 同时能够保证仿真结果的高可靠性, 大大提高了对密封整体结构的设计和计算

能力。

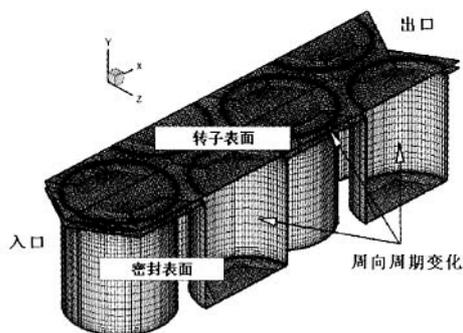


图4 完全腔体三维计算网格

Fig.4 Full-cavity 3-D computational grid

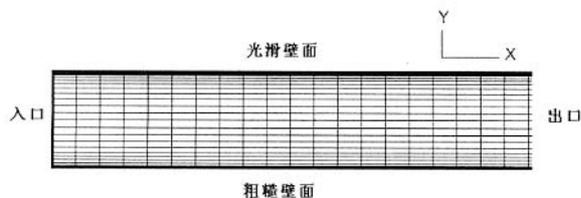


图5 粗糙壁面边界条件的二维近似

Fig.5 2-D approximation with rough wall boundary conditions

3.2 密封耦合振动模式计算

叶轮主流场和前后盖板密封流场之间存在强烈的耦合关系。建立耦合模式的密封流体激振模型来真实反映涡轮泵转子的密封流体激振特性，并发展针对性较强的计算方法满足该振动模式的求解要求，被认为是未来涡轮泵转子稳定性研究的重要方向之一。但由于耦合振动模型比一般密封激振模型复杂，在分析方法上需要考虑更多的影响因素，因此通过目前的仿真研究仍然没有得到理想的结果。

Moore和Palazzolo^[14]首次建立了叶轮主流和密封流场耦合的全三维模型，初步进行了准稳态求解。通过计算得到了比较准确的交叉动力系数，但是主动力系数的误差较大。

Baskharone 和 Hensel^[15]针对离心泵闭式叶轮的流体激振力诱发的转子振动，提出了一种基于小扰动分析的有限单元法，这个模型引入了虚变

形(virtually deformable)有限元的概念，对流体控制方程进行有限元离散并建立小扰动模型，准确计算了转子动力系数。在未来的研究中，可以考虑借助上述的虚变形有限元概念，发展耦合振动的有限元模型，利用有限元法对不规则结构的良好适应性，获得精确的密封流体激振特性。

3.3 强旋转流的湍流模型可靠性研究

湍流模型和流动特性冲突是密封流体激振数值计算的主要误差来源之一。在密封流体激振研究中，绝大多数研究者都采用了双方程 $k-\epsilon$ 湍流模型，尽管该模型普遍适用于各种类型的流动，但是对于密封微小间隙内的强旋转流，其可靠性值得怀疑。Morrison^[11]通过试验观测到密封内湍流的各向异性，并指出这是当前数值仿真中使用的湍流模型所不能表示出来的，因此需要引入更先进的湍流模型和壁面函数。Moore^[16]对密封激振流场的湍流模型可靠性问题进行了探讨。他分别采用了标准 $k-\epsilon$ 模型和低雷诺数 $k-\epsilon$ 模型，对环形密封激振流场进行了准稳态小扰动计算。在分析了两个湍流模型对数值计算精度的影响之后，Moore明确指出， $k-\epsilon$ 模型并不完全适用于高速旋转的密封激振流场。

有人尝试着引入低雷诺数的 $q-\omega$ 双方程湍流模型，对三维转子密封系统的气流激振进行了研究，比较准确地模拟了大尺度分离流^[17]。但目前还没有任何一个湍流模型能够准确描述密封强旋转流的湍流特性。

4 结束语

综上所述，应用CFD数值方法模拟密封流场在预估密封的转子动力系数方面有相当高的可靠性，计算精度远高于整体流动模型方法。国外针对密封流体激振的CFD研究已经进入高速发展时期，国内相应的研究工作刚刚起步。

在先进大型液体火箭发动机涡轮泵的研制中，密封系统流体激振研究已经成为关键内容之一。一方面要针对复杂密封结构发展通用的非稳态密封流场和转子动力特性计算技术，在转子系统设计和校核阶段进行精确的流体激振分析；另一方面可以利用密封流体激振的特性来改进密封结构，以获得良好的转子动力特性，提高转子

寿命。

参考文献:

- [1] Childs D W. The Space Shuttle Main Engine High-Pressure Fuel Turbopump Rotordynamic Instability Problem [J]. *Trans. ASME Journal of Engineering for Power*, 1978, 100(1): 48~57 (ASME 77-GT-49).
- [2] Tam L T, Przekwas A J, Muszynka A, et al. Numerical and Analytical Study of Dynamic Forces in Seals and Bearings[J]. *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*. 1988, V110:315~325.
- [3] Nordmann R, Dietzen F J A. Three-Dimensional Finite-Difference Method for Calculating the Dynamic Coefficients of Seals[R]. *Proceedings of the Second International Symposium on Transport Phenomena, Dynamics, and Design of Rotating Machinery, Part II, Dynamics of Rotating Machinery*, 1989:133~151.
- [4] Dietzen F J, Nordmann R. Calculating Rotordynamic Coefficients of Finite-Difference Techniques [J]. *Journal of Tribology*, 1987, V109: 388~394.
- [5] Athavale M M, Przekwas A J, Hendricks R C. A Finite-Volume Numerical Method to Calculate Fluid Forces and Rotordynamic Coefficients in Seals[R]. AIAA92-3712.
- [6] Williams M, Chen W, Eastland A. Three-Dimensional Finite Difference Method for Rotordynamic Fluid Forces on Seals[J]. *AIAA Journal*, 1997, 35(8):1417~1420.
- [7] Wyssmann H R. Flow in Labyrinth Seals and its Influence on Rotor Stability of Turbocompressors[M]. *Von Karman Institute Lecture Series, Von Karman Institute for Fluid Dynamics*, 1987.
- [8] Rhode D L, Hensel S J, Guidry M J. Labyrinth Seal Rotordynamic Forces Using a Three-Dimensional Navier-Stokes Code[J]. *ASME Journal of Tribology*, 1992, 114: 683~689.
- [9] Arghir M, Frene J. Rotordynamic Coefficients of Circumferentially Grooved Liquid Seals Using the Averaged Navier-Stokes Equations [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1997, V119:556~567.
- [10] Arghir M, Frene J. A Quasi-Two-Dimensional method for the Rotordynamic Analysis of Centered Labyrinth Liquid Seals[J]. *Trans. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1999, V121:144~152 (ASME 98-GT-5).
- [11] Morrison G L, DeOtte R E, Thames III J and D. Experimental Study of Field Inside a Whirling Annular Seal[J]. *Tribology Transactions*, 1994, 37(2):425~429.
- [12] Arghir M, Frene J. Forces and Moments Due to Misalignment Vibrations in Annular Liquid Seals Using the Averaged Navier-Stokes Equations [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1997, V119: 279~290.
- [13] Chochua G, Shyy W, Moore J. Thermophysical Modeling for Honeycomb Gas Annular Seal [R]. AIAA2001-2757.
- [14] Moore J, Palazzolo A B. Rotordynamic Force Prediction of Whirling Centrifugal Impeller Shroud Passages Using Computational Fluid Dynamic Techniques[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2001, 123(4): 910~918.
- [15] Baskharone E A, Hensel S J. A Finite-Element Perturbation Approach to Fluid/Rotor Interaction in Turbomachinery Elements, Part 1: Theory [J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 1991, V113:353~361.
- [16] Moore J. CFD comparison to 3D laser anemometer and Rotordynamic force measurements for grooved liquid annular seals [J]. *Journal of Tribology*, 1999, V121: 306~314.
- [17] 金琰, 袁新. 转子密封系统流体激振问题的流固耦合数值研究[J]. *工程热物理学报*, 2003,24(3): 395~398.

(编辑: 王建喜)