

文章编号: 1000-8055(2010)09-2155-08

动压式指尖密封工作状态及其影响的流固耦合分析

宗兆科, 苏 华

(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 建立了动压式指尖密封流固耦合的模型和计算方法, 对转子启动时该密封的工作状态进行了流固耦合仿真; 研究了泄漏率、耦合面径向力随时间的变化情况; 提出了稳态下评价该密封性能的参数——泄漏率和耦合面径向力; 分析了工况条件及流层参数对性能参数的影响。研究发现: 转子启动至稳定阶段时, 泄漏率迅速减少达到稳定状态, 耦合面径向力达到最大值后有所降低并最终趋于稳定, 满足密封低泄漏、非接触的工作要求。该工作为开展动压式指尖密封性能优化奠定了基础。

关 键 词: 周向收敛; 动压式指尖密封; 流固耦合; 数值仿真; 泄漏率; 耦合面径向力

中图分类号: TH122; TB42

文献标识码: A

Analysis of fluid solid interaction of hydrodynamic finger seal's working state and its influence

ZONG Zhao ke, SU Hua

(School of Mechanical Engineering,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The fluid-solid coupling model and calculation method of circumferential convergent hydrodynamic finger seal were established. Numerical simulation of fluid solid interaction was conducted in the process of rotor startup. The time-dependent change of leakage rate and radial force of interface was analyzed. Two parameters, i.e.: leakage rate and radial force of interface, were used to evaluate the performance of finger seal at stable state. These two parameters were calculated and their changes were analyzed in different working conditions and structure parameters of fluid interface. Research shows that leakage rate decreases rapidly and tends to be stable, radial force of interface reaches the maximum and then decreases to be stable at last in the process of rotor startup, meeting the requirements of low leakage and non-contacting finger seal. The work provides a basis for optimizing hydrodynamic finger seal with good performance.

Key words: circumferential convergent; hydrodynamic finger seal; fluid-solid coupling; numerical simulation; leakage rate; radial force of interface

指尖密封由于优良的性能价格比, 使得指尖密封相关研究工作的开展具有重要的意义和良好的应用前景^[1]。Arora^[2]和 Proctor^[3]等人在原有

接触式指尖密封的基础上提出了一种带有流体静压/动压靴的非接触式指尖密封, 其在密封性能尤其是磨损寿命方面表现出明显的优越性。

收稿日期: 2009-08-08; 修订日期: 2009-10-22

基金项目: 国家自然科学基金(50575182); 高等学校博士点基金(20060699021); 陕西省自然科学基金(2009JM7002)

作者简介: 宗兆科(1985-), 男, 山东滕州人, 硕士生, 主要从事密封技术、机械系统及零部件优化设计。

目前,非接触式指尖密封的研究还处于基础阶段.其中 Braun 对指尖密封进行了力学分析及静态泄漏性能分析^[4,5]; Marie 对仅包含低压指尖靴及转子之间的流场进行了流固耦合数值仿真^[6];王旭对流体静压式指尖密封的泄漏流动进行了数值仿真分析^[7];马晓林基于等效动力学模型对流体动压型指尖密封进行了动力学及泄漏量分析^[8].从已有文献看,包含低压密封片、高压密封片、后挡板和转子等完整的密封系统的流固耦合仿真工作尚很少发现;同时在以往的研究中,未考虑后挡板和密封片之间的接触摩擦作用,该摩擦会阻碍指尖的运动,影响密封的工作状态和性能.因此,开展组成完整的动压式指尖密封系统的流固耦合数值仿真工作将更加符合工程实际情况.更为重要的是,动压式指尖密封形成压力流层的过程和状态,即在转子起动阶段密封性能参数随时间的变化情况,对研究动压式指尖密封的工作机理具有十分重要的意义,而这一研究目前尚很少见诸发表.

为了深入研究动压式指尖密封的工作机理和

性能,本文将周向收敛型动压式指尖密封为例,建立高低压密封片及后挡板组成的结构模型及结构模型与转子之间的流场模型,并对转子起动至工作速度时结构与流场之间的耦合作用进行数值仿真,研究密封的时变位移和流场的时变流动状态;并基于流固耦合方法分析不同工况条件及流层结构参数对密封性能的影响,为动压式指尖密封的性能优化奠定基础.

1 周向收敛型动压式指尖密封简介

周向收敛型动压式指尖密封由前挡板、前隔板、高压密封片、低压密封片(带动压靴)和后挡板组装而成,如图 1(a)所示.在装配时,高压密封片的指尖梁正好封挡低压密封片两相邻指尖梁之间的缝隙,且动压式指尖密封的靴底与转子之间预留很小的径向间隙.为使动压靴底流层在转子转动时产生流体动压力,动压靴做成周向收敛型,即在圆周方向上,转子所在的圆和动压靴底所在的圆不是同心圆,而是沿着转子转动方向形成一楔形收敛空间,如图 1(b) 低压密封片视图.

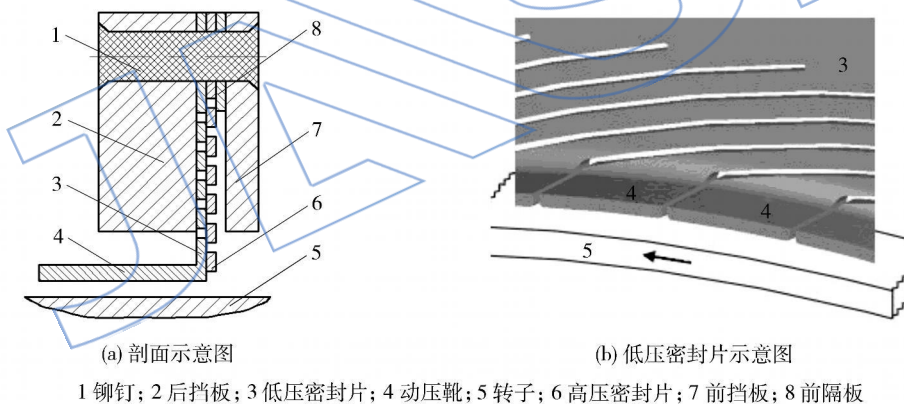


图1 周向收敛型动压式指尖密封结构

Fig. 1 Structure of circumferential convergent hydrodynamic finger seal

2 指尖密封流固耦合分析方法

2.1 分析方法

指尖密封的动压靴在气流作用下会产生变形,该变形将导致流场几何形状的改变,从而引起作用于动压靴的载荷分布及流动状态的变化,因此,动压式指尖密封的工作状态是典型的流固耦合问题^[9].

从总体上来看,流固耦合问题按其耦合机理可分为两大类^[9]:第一大类问题的特征是两相域部分或全部重叠在一起,难以明显地分开;第二大

类问题的特征是耦合作用发生在两相交界面上.对于本文问题,耦合作用仅发生在流场和指尖靴底的交界面上,属于第二大类问题.

通常情况下用拉格朗日法解决固态变形体的力学问题,而在流体力学中主要采用欧拉法;但在流体弹性力学中,却出现这两种方法都应用的情况.任意拉格朗日欧拉法(ALE)可以解决耦合界面节点不同运动描述方式的互相协调问题,故流固耦合问题常采用任意拉格朗日欧拉法(Arbitrary Lagrangian Eulerian, 简称 ALE)^[10].

流固耦合数值仿真包含三部分:计算结构动

力学(CSD)、计算流体力学(CFD)以及动态网格。

流固耦合问题从控制方程解法上可分为直接求解的强耦合和分区迭代求解的弱耦合^[11], 本文所研究的问题是在每一时间步内分别对 CFD 方程和 CSD 方程求解, 通过中介交换固体域和流体域的计算结果数据, 从而实现耦合求解, 故属于弱耦合问题。

2.1.1 结构振动方程

由于指尖密封片为弹性介质, 不考虑结构阻尼, 使用有限元法离散, 得到其振动方程^[6, 12]

$$M\ddot{X} + KX = F(p) + F_f$$
$$X = K^{-1}F; \quad X = \sum_{e=1}^n x_e$$
$$K = \sum_{e=1}^n k_e; \quad F = \sum_{e=1}^n f_e \quad (1)$$

式中 M , K 和 X 分别表示密封片结构的质量矩阵、刚度矩阵和位移矢量, F 表示整个结构的所有节点力, $F(p)$ 表示与流体压力有关的载荷, F_f 表示除了 $F(p)$ 以外的其他外力矢量, 例如后挡板的摩擦力。

2.1.2 流体控制方程

对于随时间运动的任意气流, 其积分形式的守恒方程可写成^[12]

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho(u - u_g) \cdot e_n dS = 0 \\ \frac{d}{dt} \int_V \rho u dV + \int_S \rho u(u - u_g) \cdot e_n dS + \int_V \nabla p dV = 0 \\ \frac{d}{dt} \int_V \rho E dV + \int_S \rho E(u - u_g) \cdot e_n dS + \int_V \nabla \rho u \cdot e_n dV = 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中 V 和 S 分别表示控制体及控制体边界; ρ , u , E 和 u_g 分别表示流体的密度、速度、能量以及控制体边界的运动速度; e_n 为单位法向矢量。

根据几何守恒定律, 控制体边界的运动速度 u_g 满足式(3)

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV = \int_S \rho u_g \cdot e_n dS \quad (3)$$

2.1.3 动网格更新

使用基于拉伸和扭转弹簧模拟的动网格方法更新流场网格。拉伸和扭转弹簧受力平衡方程分别表示为^[12]

$$F_i^j = k_{ij}^j q^j \quad (4)$$

$$F_l^{\bar{j}k} = (R^{\bar{j}kT} C^{ijk} R^{jk}) q^{\bar{j}k} \quad (5)$$

式中 k_{ij}^j 和 $(R^{\bar{j}kT} C^{ijk} R^{jk})$ 分别表示拉伸弹簧与扭转弹簧的平衡刚度矩阵, $q^{\bar{j}}$ 和 $q^{\bar{j}k}$ 分别表示拉伸弹簧与扭转弹簧的位移矢量。

2.1.4 耦合界面间数据传递

通常结构与流场在耦合边界上的网格划分不一致, 因此结构位移矢量需要插值到流场边界网格点上, 同时流场计算得到的边界处压力需要插值到结构有限元模型节点上。

本文对动压式指尖密封结构与流场之间的耦合作用进行数值仿真, 利用 ANSYS-CFX 软件的流固耦合计算器分析转子转动时动压靴受到的流体径向力、指尖梁的径向变形以及流体单位时间的泄漏量。ANSYS-CFX 使用绝对收敛准则, 要求每个原始变量(u, v, w, p)收敛到 10^{-4} 。

2.2 动压式指尖密封流固耦合模型

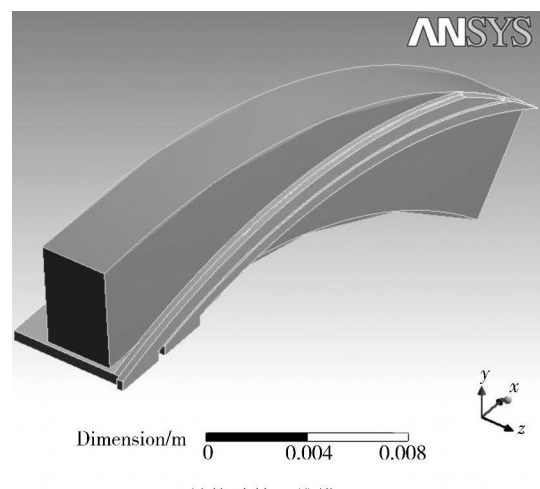
对周向收敛型动压式指尖密封进行流固耦合分析时, 因前挡板和前隔板仅对密封片起固定夹紧作用, 并不影响密封的径向变形, 故在进行流固耦合分析时可不予考虑。另外, 考虑到指尖密封的循环对称结构特点, 为简化计算, 取其中的两个半高压密封片、一个低压密封片和相应的后挡板作为结构计算三维模型, 如图 2(a) 所示; 该结构模型与转子之间的气流层作为流场计算模型, 如图 2(b) 所示。

结构模型中高低压密封片划分成四面体网格, 后挡板划分成六面体网格。流场模型划分成六面体网格。

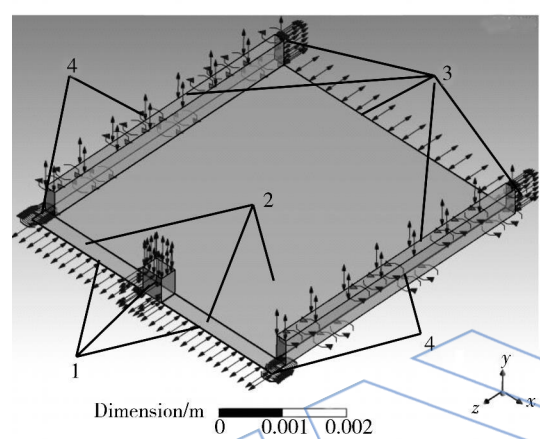
2.3 边界和初始条件

1) 结构计算模型的边界条件: 图 2(a) 中高低压指尖梁的末端和后挡板被固定; 两个半高压密封片和一个低压密封片靴部的下表面设置为流固耦合面。工作中, 密封片始终受到高低压腔的流体压差作用, 故在两个半高压密封片的前表面施加表面压差。由于后挡板固定, 当密封片靴部受到耦合面的流体压力而产生径向位移时, 低压密封片与后挡板之间的摩擦会阻滞密封片的运动, 因此在低压密封片与后挡板的相互接触表面上设置接触对, 并设定摩擦因数; 因高低压密封片同时受到耦合面径向压力作用, 在此忽略高、低压密封片之间的相对运动, 即视两密封片同步发生径向运动。

2) 流场计算模型的边界条件: 在图 2(b) 中, 1 区为高压靴与转子间气流的进口, 设为开放边界条件, 并给定高压侧压力, 图中双向直线箭头表



(a) 结构计算三维模型



(b) 流场计算模型

图 2 指尖密封流固耦合计算模型

Fig. 2 Fluid solid interaction model of finger seal

示气流可进可出;3区为气流的出口,设为开放边界条件,给定低压侧压力;4区圆周循环箭头处设置为平移周期性边界条件;高压靴、低压靴与转子间气流层的下表面与转子接触,设置为平移墙壁边界条件,设置平移的线速度大小;2区为高低压靴与转子间气流层的上表面,是流固耦合的界面,设置为墙壁边界条件,网格移动类型为 ANSYS MultiField, 它从 ANSYS 中接收结构模型的网格位移,向 ANSYS 的结构模型传递压力。

3) 初始条件及 CFX 求解器的设置: 每个原始变量(u, v, w, p) 均设置为 0, ANSYS 求解的顺序位于 CFX 之后, 因为流固耦合作用的产生是由气流运动引起的。

3 转子起动阶段的密封流固耦合数值仿真

本文以下述周向收敛型动压式指尖密封模型为例, 研究在转子的起动阶段指尖密封的流固耦合作用以及密封性能参数随时间的变化情况。算

例中指尖密封的材料属性和工况条件如表 1 所示。

表 1 材料属性和工况条件

Table 1 Material properties and working conditions

参数		数值
指类材料属性	密度/(kg/m^3)	7850
	弹性模量/ 10^{11} Pa	2.07
	泊松比	0.3
	摩擦因数	0.2
工况条件	压差 $\Delta p/\text{MPa}$	0.1
	转子线速度 $v/(\text{m}/\text{s})$	103.673

指尖密封工作时的参考大气压是 101 325 Pa, 其中高压侧压力是 0.1 MPa, 低压侧压力是 0 MPa, 以后不做特别说明, 压差均指高压侧压力; 工作时的环境温度是 25 $^{\circ}\text{C}$ 。指尖梁采用圆弧型线, 其几何参数如表 2 所示。

表 2 指尖密封几何参数

Table 2 Geometric parameters of finger seal

名称	符号	数值
转子半径/mm	r_r	33
指尖梁间距角/ $^{\circ}$	d_{el}	9
梁间间隙角/ $^{\circ}$	a_{ngle}	0.6945
指尖靴径向高度/mm	x_g	0.493 65
指尖片厚度/mm	h_d	0.3
低压指尖靴轴向长度/mm	r_{de}	4.8320
楔形气膜径向到最小厚度/mm	f_f	0.006 35
楔形气膜膜厚比	n_f	3
型线圆弧半径/mm	r_c	33
圆弧中心圆半径/mm	r_{ce}	8.8
指尖梁根径/mm	r_e	39
后挡板下游保护高度/mm	g_d	1
后挡板轴向厚度/mm	d_p	3

根据转子转动的线速度计算转子的角速度 w 、转动周期 T 及转子转速 n 如下:

$$w = \frac{v}{r_r} = \frac{103.673}{33} = 3141.61 \text{ rad/s} \quad (6)$$

$$T = \frac{2\pi}{w} = \frac{6.28}{3141.61} = 0.002 \text{ s} \quad (7)$$

$$n = \frac{60 \times w}{2\pi} = \frac{60 \times 3141.61}{2 \times 3.14} = 30000 \text{ r/min} \quad (8)$$

本例中, 假设转子在 1 s 内起动加速达到线速度 103.673 m/s ^[13-14], 然后转子继续转动 1 s, 提取

这 2 s 内流固耦合计算的结果. 根据式 (7) 可知, 这段时间内, 转子已转动了 1000 r, 此时可认为指尖密封已达到稳定运转状态. 设转子起动的线速度随时间变化的规律为

$$v(t) = v \cdot (1 - e^{-t/t_0}) \tag{9}$$

其中 t_0 是时间常数, 这里取 0.1 s, 转子线速度随时间的变化情况如图 3 所示.

图 4(a)~(d) 分别为在 2 s 时刻(即转子已达到稳定运转状态) 耦合面压力分布图、高压侧入口的流线分布图、低压侧出口速度分布图和指尖靴径向变形图. 在图 4(a) 中, 耦合面下端为高压侧流体入口区, 上端为低压侧出口区, 与转子相接触的交界面线速度方向为从右至左, 可以看出, 在相同竖直位置(y 向), 耦合面左侧压力较右侧大, 这是由于右端入口大, 左端出口小, 形成了楔形空间, 这与径向滑动轴承动压流层形成的情况类似.

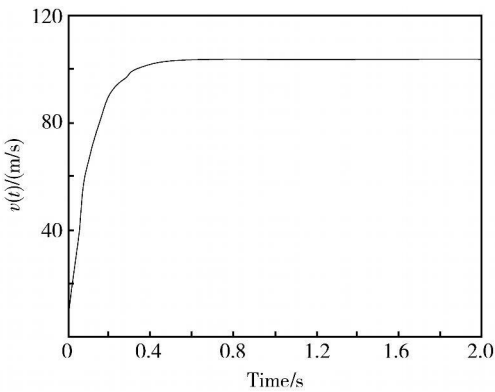


图 3 转子起动速度
Fig.3 Startup speed of rotor

从图 4(b) 可以看出, 入口的流线轨迹中, 绝大部分经两相邻低压靴的间隙流出, 其原因有二: 一是与从低压靴末端流出相比, 流体从两低压靴的间隙流出所流经的流道较“短”; 二是从图 4(a) 可看

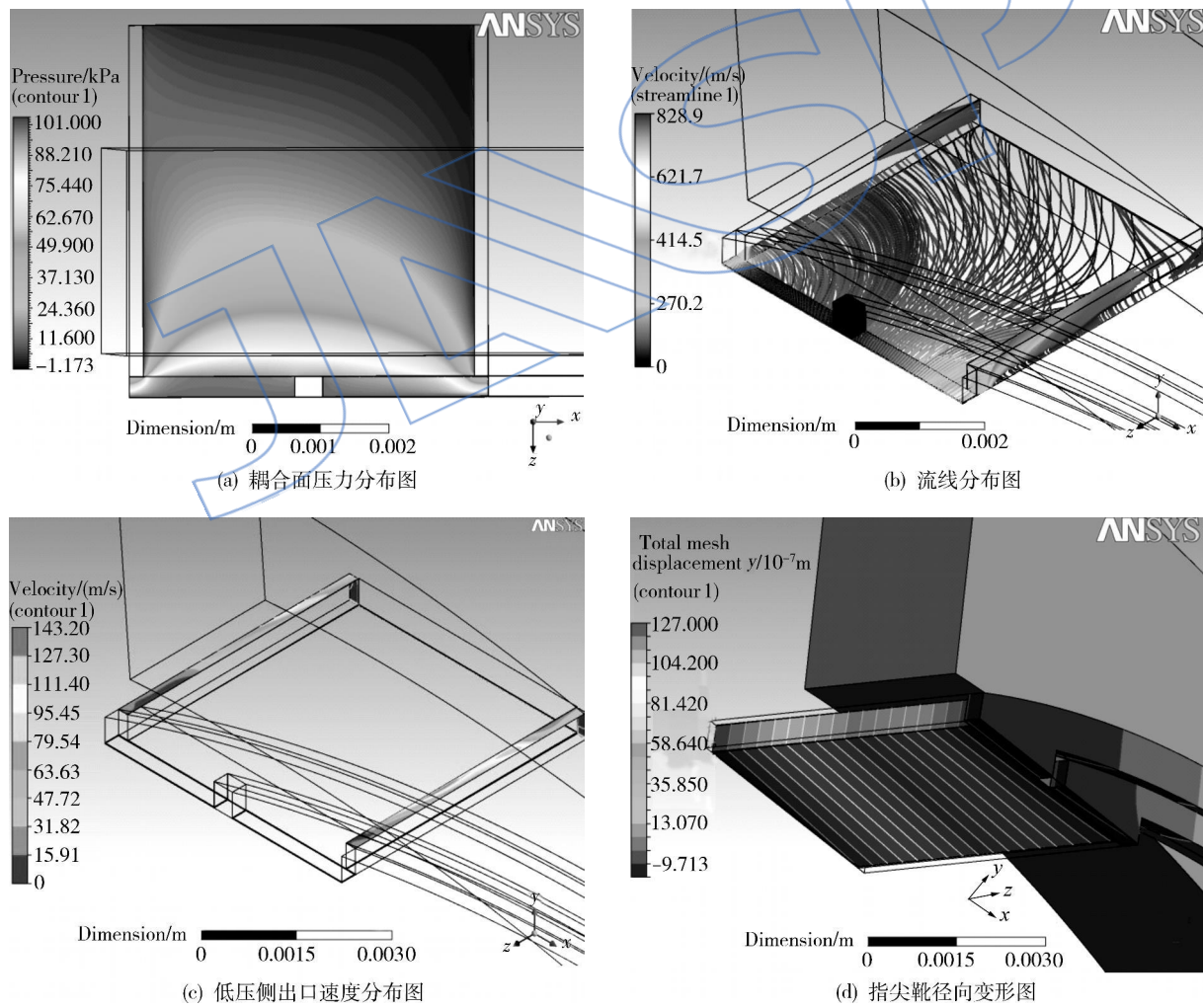


图 4 2 s 时刻的计算结果
Fig.4 Partial results at 2s

出,从高压侧入口到各个出口的压力梯度中,两侧隙的压力梯度较大,而轴向末端的压力梯度较小,造成流体更容易从两侧隙泄漏,这一点也可从图 4(c)中两侧隙表面出口速度较大的现象得到验证.从图 4(d)可以看出,低压靴在流体径向压力下发生了径向翘曲,且低压指尖靴末端左侧径向变形最大,这是因为左侧流体压力大于右侧流体压力,故低压靴左侧末端变形大于右侧末端变形.

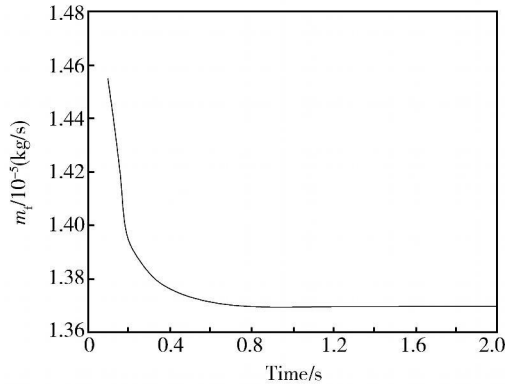
图 5(a)~(c) 分别表示在转子起动的 2 s 时

间段内,低压侧出口质量流量(m_t)、耦合面径向力(f_y)、耦合面平均径向位移(d_{isy}) 随时间的变化曲线图.由图 5(a) 可以看出,对应于转子的快速加速直至稳定状态,低压侧出口的质量流量也快速降低而达到稳定状态,这是由于随着转子速度的增加,从高压侧入口流进的气流,流经两侧周期性边界(图 2 中 4 区)进入相邻流场单元中的流量也随之增加,即在整个流场中“回旋”的流体增加了,根据质量守恒原理,单位时间内通过低压侧出口的流量就会减少.

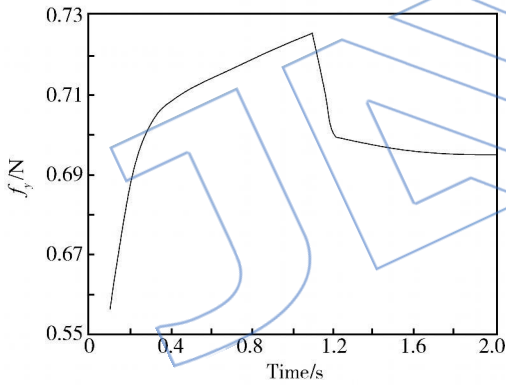
从图 5(b) 和图 5(c) 可以看出,耦合面上的径向力 f_y 与耦合面的径向位移 d_{isy} 随时间的变化趋势一致.随着转子速度的增加,进入流体层的流量逐步增多,则流体的径向刚度将增大^[6],耦合面上的径向力也随之增大,导致指尖靴的径向位移量增加;而指尖靴的上移使流体层的间隙也随之扩大,当指尖靴径向位移增大到一定值时(如图(c)中的最大值),间隙增大了的流层的径向力会随之降低(如图(b)中的下降段所示),使得指尖靴在弹性回复力作用下部分复位,并最终达到平衡状态.此时,耦合面径向力和耦合面平均径向位移也趋于稳定.在指尖靴的回弹运动中,后挡板与密封片之间的摩擦作用也会阻碍指尖靴的复位,即存在迟滞现象.因此,与初始状态相比,指尖靴与转子间流层的平均间隙有所增大.但就本例工况而言,这一情况并未造成低压侧出口流量的增大,可见此时转子转速的影响对流量的变化起决定性作用.转子转速的增加使得流层内形成了具有径向承载能力的气膜,不但改变了高压腔至低压腔这一压差流动的流场分布,使密封泄漏量保持较小的水平,还可避免转子与指尖靴的接触磨损,这一特征对于高速运转的转子密封系统尤为可贵.

4 工况条件和结构参数对性能的影响分析

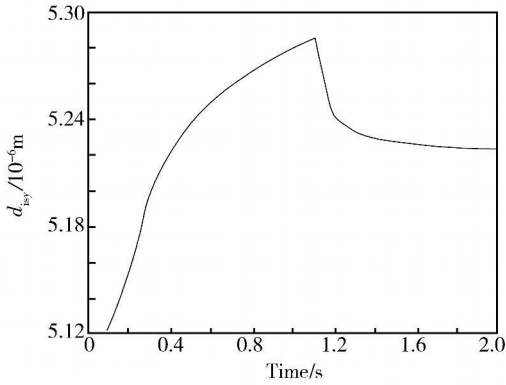
性能良好的非接触式指尖密封,既要保证密封的泄漏率低,又要保证在转子转动时,流固耦合面能产生足够大的径向力以防止转子受到外部激励时指尖靴与转子间发生接触磨损而影响指尖密封的工作寿命,所以可用泄漏率 m_t 和耦合面的径向力 f_y 来评价密封的工作性能.为便于分析比较,把耦合面径向力 f_y 取倒数 r_{fy} (N^{-1}),如式(10)所示.此时,耦合面径向力越大, r_{fy} 值越小.这样,具有低 m_t 值和低 r_{fy} 值的非接触式密封即



(a) 低压侧出口质量流量 m_t 随时间变化



(b) 耦合面径向力 f_y 随时间变化



(c) 耦合面平均径向位移 d_{isy} 随时间变化

图 5 m_t, f_y, d_{isy} 随时间变化曲线

Fig. 5 Curve of m_t -time, f_y -time and d_{isy} -time

为性能良好的密封.

$$r_{fy} = 1/f_y \tag{10}$$

指尖密封的工况条件主要有密封的工作压差 Δp 和转子的转动线速度 v . 对于周向收敛型动压式指尖密封, 楔形气膜径向最小厚度 f_t 和楔形气膜膜厚比 n_t 对流体动压力和密封的泄漏率有很大影响, 下面主要分析这两个结构参数对密封工作性能的影响.

4.1 工况条件对工作性能的影响

采用流固耦合方法分析在稳定工作状态下, 不同压差 Δp 下周向收敛型动压式指尖密封的泄漏率 m_t 和耦合面的径向力 f_y , 其结果如图 6(a) 所示. 从图中可以看出, 随着压差 Δp 的增大, 密封的泄漏率 m_t 逐渐增大, 耦合面径向力的倒数 r_{fy} 逐渐减小, 产生这种现象的原因是显而易见的, 且两目标(m_t, r_{fy}) 随着压差的增加向相反的方向变化.

改变转子线速度 v , 分析不同线速度下周向收敛型动压式指尖密封的工作性能, 结果如图 6(b)

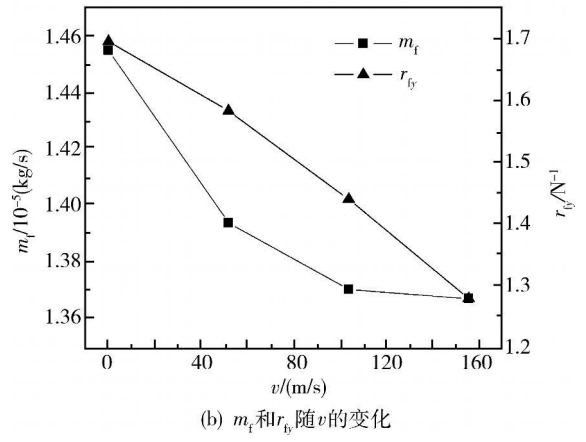
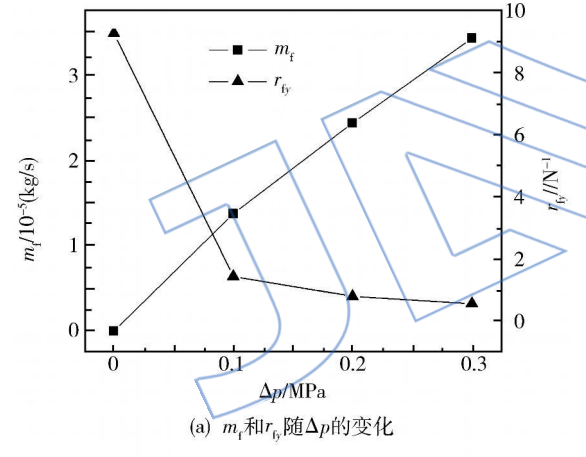


图 6 m_t 和 r_{fy} 随工况条件的变化
Fig. 6 Change of m_t and r_{fy} in different working conditions

所示. 可以看出, 随着线速度 v 的增大, 密封的泄漏率 m_t 逐渐减小, 耦合面径向力的倒数 r_{fy} 逐渐减小. 这是因为转子线速度的增加使流体产生的动压力增大, 耦合面径向力的倒数 r_{fy} 减小, 这一点从前面图 5(b) 中已有所反映. 另外, 两目标(m_t, r_{fy}) 随着线速度的增加向相同的方向变化, 可见对于动压式指尖密封, 转子速度越高越易形成压力流层, 在某种程度上也说明了动压式指尖密封在转子高速运转状态下的应用优势.

4.2 结构参数对工作性能的影响

采用流固耦合方法, 分析在稳定工作状态下, 当最小膜厚为 0.00635 mm 时, 具有不同楔形气膜膜厚比 n_t 的周向收敛型动压式指尖密封的泄漏率 m_t 和耦合面的径向力 f_y , 其结果如图 7(a) 所示. 可以看出, 随着膜厚比 n_t 的逐渐增大, 整个流层的间隙增大, 且楔形空间的斜度增加, 故泄漏率 m_t 增大, 耦合面径向力的倒数 r_{fy} 减小, 两目标(m_t, r_{fy}) 随着膜厚比的增加向相反的方向变化.

当膜厚比为 3 时, 改变气膜最小径向厚度 f_t ,

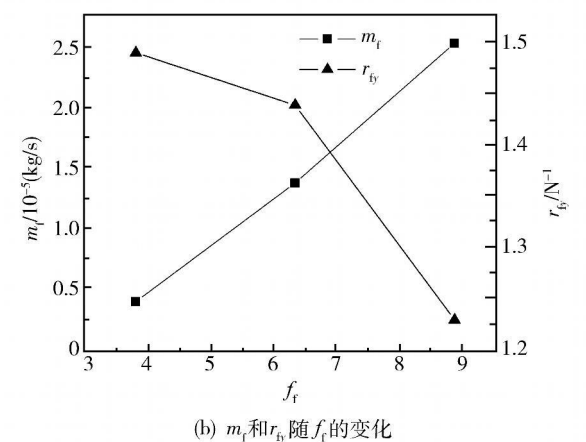
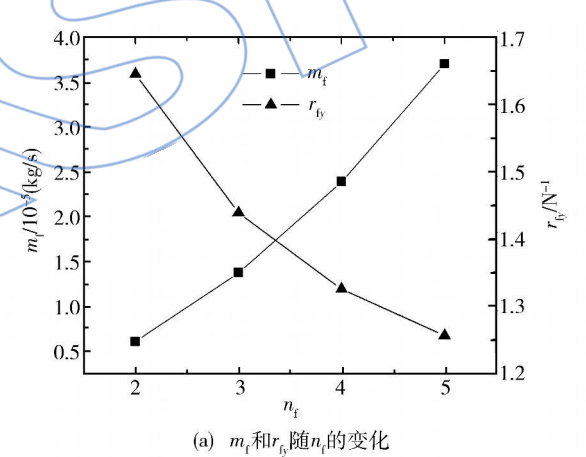


图 7 m_t 和 r_{fy} 随结构参数的变化
Fig. 7 Change of m_t and r_{fy} in different structure parameters

分析不同最小径向膜厚下周向收敛型动压式指尖密封的泄漏率 m_f 和耦合面的径向力 f_y , 其结果如图 7(b) 所示。从图中可以看出, 随着最小径向膜厚的增加, 整个流层的间隙增大但楔形空间的倾斜程度不变, 故泄漏率增大, 耦合面径向力的倒数减小, 两目标 (m_f , r_{fy}) 随着气膜最小径向厚度的增加向相反的方向变化。

5 结 论

1) 在转子起动直至加速到稳定工作速度的过程中, 周向收敛型动压式指尖密封低压侧出口的泄漏率迅速减小至稳定状态, 耦合面径向力和耦合面平均径向位移逐渐增大至最大值并最终回落到平衡状态, 形成具有承载能力的气流层并可避免指尖靴与转子的接触。

2) 动压式指尖密封在静力平衡状态下的性能可用泄漏率 m_f 和耦合面的径向力 f_y 来表征, 性能优良的动压式指尖密封应具有低 m_f 值和高 f_y 值。

3) 在其他条件不变的情况下, 周向收敛型动压式指尖密封的泄漏率和耦合面径向力随密封压差的增大而增大; 转子转速越高, 泄漏率越小, 耦合面径向力越大, 在一定程度上说明了动压式指尖密封在转子高速运转状态下的应用优势。

4) 楔形气膜膜厚比、气膜最小径向厚度的增加均使泄漏率增加, 耦合面径向力增大, 使两性能目标发生矛盾。因此, 开展动压式指尖密封性能优化设计是获得综合性能良好的密封结构的必经之路, 本文工作对周向收敛型动压式指尖密封双目标优化设计的深入开展十分有益。

参考文献:

- [1] Arora G K, Proctor M P, Steinetz B M, et al. Pressure balanced, low hysteresis, finger seal test results[R]. NASA TM-1999-209191, 1999.
- [2] Arora G K. Non-contacting finger seal with hydrodynamic foot portion: US, 5755445[P]. 1998-05-26.
- [3] Proctor M P, Steinetz B M. Non-contacting finger seal: US, 6811154 B2[P]. 2004-11-02.
- [4] Braun M J, Hazel M P, Deng D F, et al. Structural and dynamic considerations towards the design of a padded finger seal[R]. Huntsville Alabama, USA: 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, 2003.
- [5] Braun M J, Pierson H M, Kudriavtsev V V. Finger seal solid modeling design and some solid/fluid interaction considerations[J]. Tribology Transactions, 2003, 46(4): 566-575.
- [6] Marie H. Dynamic simulation of finger seal rotor interaction using variable dynamic coefficients[R]. Sacramento, California, USA: 42th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, July 2006.
- [7] 王旭, 张文平, 来亮, 等. 指尖密封泄漏流动的数值仿真分析[J]. 航空动力学报, 2007, 20(4): 590-594.
WANG Xu, ZHANG Wenping, LAI Liang, et al. Numerical simulation and analysis of a finger seal leakage flow[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 20(4): 590-594. (in Chinese)
- [8] 马晓林, 陈国定. 基于等效模型的流体动压指尖密封动力学及泄漏量分析[J]. 航空学报, 2008, 29(5): 1356-1363.
MA Xiaolin, CHEN Guoding. Dynamics and leakage analysis of padded finger seal based on equivalent model[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2008, 29(5): 1356-1363. (in Chinese)
- [9] 邢景棠, 周盛, 崔尔杰. 流固耦合力学概述[J]. 力学进展, 1997, 27(1): 19-38.
XING Jingtang, ZHOU Sheng, CUI Erjie. Summary of fluid solid interaction mechanics[J]. Advances in Mechanics, 1997, 27(1): 19-38. (in Chinese)
- [10] 朱洪来, 白象忠. 流固耦合问题的描述方法及分类简化准则[J]. 工程力学, 2007, 24(10): 92-99.
ZHU Honglai, BAI Xiangzhong. Description method and simplified classification rule for fluid solid interaction problems[J]. Engineering Mechanics, 2007, 24(10): 92-99. (in Chinese)
- [11] 钱若军, 董石麟, 袁行飞. 流固耦合理论研究发展[J]. 空间结构, 2008, 14(1): 3-15.
QIAN Ruojun, DONG Shilin, YUAN Xingfei. Advances in research on fluid structure interaction theory[J]. Spatial Structures, 2008, 14(1): 3-15. (in Chinese)
- [12] 张云峰, 刘占生. 基于子循环-样条插值预测校正方法的流固耦合分析[J]. 机械工程学报, 2008, 44(2): 62-67.
ZHANG Yunfeng, LIU Zhansheng. Fluid-structure interaction simulation with subcycling and spline interpolation based predictor-correct scheme[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(2): 62-67. (in Chinese)
- [13] 罗辉, 胡泽, 王文静, 等. 基于 DSP 的异步电机矢量控制系统设计与实现[J]. 电力电子技术, 2008, 42(9): 24-26.
LUO Hui, HU Ze, WANG Wenjing, et al. Design and realization on vector control system of asynchronous motor based on DSP[J]. Power Electronics, 2008, 42(9): 24-26. (in Chinese)
- [14] 邱捷, 励庆孚. 实心转子永磁同步电动机动态转子参数及起动特性的计算[J]. 中国电机工程学报, 1999, 19(6): 6-10.
QIU Jie, LI Qingfu. Determination of dynamic parameters and performance analysis for solid rotor PM synchronous motor[J]. Proceedings of the CSEE, 1999, 19(6): 6-10. (in Chinese)