

文章编号: 1000-8055(2009)01-0196-08

指尖密封的温度场及热结构耦合分析

苏 华, 陈国定

(西北工业大学 机电学院 西安 710072)

摘 要: 以单梁-双层密封片为单元建立了指尖密封热分析模型, 依据指尖密封的实际工况确定了指尖密封热分析边界条件, 通过有限元分析获得了不同工况条件下指尖密封的温度场分布, 结果表明指尖密封的最高温度分布区域与高压腔气体温度高低有关, 随着高压腔气体温度升高, 最高温度分布区域自指尖靴部向高压密封片中部转移. 在指尖密封热分析基础上进行了指尖密封热结构耦合分析, 获得了考虑热效应的指尖密封的迟滞特性和接触性能. 与不考虑温度影响的指尖密封性能分析结果相比, 考虑热效应下的指尖密封的迟滞量减小, 指尖与转子间的接触压力明显增大.

关 键 词: 指尖密封; 温度场; 热结构耦合

中图分类号: TH122, TB42

文献标识码: A

Analysis of temperature field and coupled thermal and structure for finger seal

SU Hua, CHEN Guo-ding

(School of Mechatronics,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The thermal analysis model for a repetitive section of single stick, two-layer finger seal was established herein. The thermal analysis boundary conditions were confirmed according to the finger seal's working situations. The temperature field in different conditions of the finger seal sections, including the rotor and the back plate, was obtained using the finite element method (FEM). It shows that the position of the highest temperature part of the finger seal is related to the upstream temperature. The highest temperature part moves from the finger foot to the middle part of the high pressure finger stick with the increase of upstream temperature. The coupled thermal and structural analysis of finger seal was also conducted and the finger seal's hysteresis and contacting performances considering the thermal character effect were obtained. If compared with the performance analysis results without considering the thermal effect, the hysteresis is lower and the contact pressure between the finger foot and the rotor is much higher with consideration of the thermal effect.

Key words: finger seal; temperature field; coupled thermal and structural

密封装置作为机械系统中重要的零部件, 尤其是作为航空发动机中的气流流路密封及主轴承腔密封部件, 其性能对发动机性能的提高具有重

要影响. 例如, 对于大型涡扇发动机来讲, 密封损耗使得发动机燃油消耗率 (SFC) 每年增加 1%, 对于小型发动机问题则更加严重, 密封损耗会使

收稿日期: 2007-12-25; 修订日期: 2008-03-05

基金项目: 国家自然科学基金(50575182); 航空科学基金(05C53056); 高等学校博士点基金(20060699021)

作者简介: 苏华(1968-), 女, 四川合江人, 副教授, 博士, 主要从事润滑与密封, 机械设计研究.

燃油消耗率增加 7%, 推力下降 17%^[1]. 随着发动机性能的不断提⾼, 其热力循环参数在增大, 密封工作条件也渐趋苛刻, 如密封接触面相对滑动速度超过 400 m/s, 密封气体温度超过 600 °C, 压差超过 0.5 MPa, 传统的密封技术已不能满足这种条件下的密封要求. 指尖密封作为一种新型密封技术, 由于其良好的性价比近年来受到极大关注^[2].

对于接触式指尖密封, 当转子高速转动时, 指尖密封靴部与转子表面相接触会产生摩擦热, 并且由于航空发动机中的密封通常工作在高温环境下, 所以在研究指尖密封的性能时, 密封的热效应是不可忽略的一个重要问题. 而在以往开展的指尖密封性能理论分析中, 尚未考虑到密封的热效应及其所带来的影响, 与密封的实际工作状况有一定差距. 因此, 研究指尖密封的热效应及其影响是一项十分重要和有意义的工作.

本文将首先对指尖密封进行热分析, 获得指尖密封的温度场; 并在此基础上进行指尖密封的热-结构耦合分析, 研究考虑热效应下指尖密封的迟滞特性和接触性能.

1 指尖密封热分析模型

指尖密封系统由若干具有柔性曲梁的密封片和前后挡板组成, 前挡板主要起到安装作用而不与密封片直接接触, 故在分析中可以不予考虑. 按照密封片的循环对称结构特点, 以及密封片的交错叠置安装要求, 本文对如图 1 所示的具有单梁-双层密封片的指尖密封系统进行热分析. 根据指尖密封的结构、工况和装配特点, 确定指尖密封热分析的边界条件: 高压密封片上游侧与高压腔气体之间存在对流换热, 另一侧与低压密封片通过接触传热; 后挡板一侧与低压腔气体之间存在对流换热, 另一侧也与低压密封片通过接触传热; 指尖靴部与高速转动的转子表面接触产生的摩擦热量为密封系统的热源, 产生的热量分别通过指尖梁、转子以及周围气体传递出去.

1.1 指尖密封摩擦热的计算

为了在密封界面间产生一定的闭合⼒, 通常指尖密封与转子之间的配合存在一定的过盈量, 转子的瞬时跳动还会使局部过盈程度增加; 同时指尖密封还受到上下游压差作用而产生轴向弯曲变形, 这些都会使指尖密封靴部与转子表面间保持一定的接触压力, 并因为转子的运动而在接触界面上产生热量. 按照摩擦热产生的原因不同, 将

指尖密封与转子表面接触所产生的总的摩擦热量分为两部分: 一是由于指尖靴与转子间的过盈量引起的摩擦热, 二是上下游压力差作用下指尖梁沿轴向发生弯曲变形使指尖靴部产生的接触压力而造成的摩擦热.

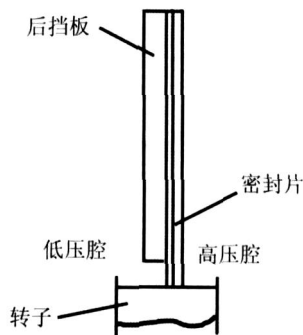


图 1 指尖密封结构

Fig. 1 Schematic of the finger seal structure

因各指尖梁结构相同, 则指尖靴与转子间总的摩擦热量 Q 为

$$Q = fVmnk_i(s + s_{\Delta p}) \quad (1)$$

式中 f 为指尖靴与转子间的摩擦系数, V 为转子表面圆周速度, n 为每个密封片上的指尖梁个数, m 为密封片的层数, k_i 为单个指尖梁的径向刚度, s 为指尖靴与转子表面配合的过盈量, $s_{\Delta p}$ 为单个指尖梁靴部由于上下游压差作用而产生的径向位移.

指尖靴/转子表面摩擦副的生热功率, 即热流密度 q 为

$$q = \frac{Q}{mnA_i} = \frac{fVk_i(s + s_{\Delta p})}{A_i} \quad (2)$$

式中 A_i 为单个指尖靴与转子表面的接触面积.

采用有限元法计算指尖梁刚度 k_i . 将指尖梁顶部固定, 在指尖靴底面形心位置施加径向集中力, 求出相应载荷下指尖靴底面的位移. 给指尖靴底面施加一系列的径向力, 求出相应的位移量, 从而得到指尖梁的力-变形曲线(如图 2 所示为两种渐开线型指尖密封的力-变形曲线), 据此可以计算出指尖梁的刚度 k_i .

在上下游压差作用下产生的指尖靴径向位移 $s_{\Delta p}$ 也可通过有限元分析得到. 图 3 所示为渐开线 1 型指尖密封在压差为 0.1~0.5 MPa 时单个指尖梁的径向位移量计算结果. 可见径向位移量 $s_{\Delta p}$ 随着上下游压差的提⾼而增大, 但是由于下游挡板保护高度较小, 所以上下游压差引起的指尖径向位移的数量级较小. 因此可以认为, 指尖密封靴部与转子表面接触所产生的摩擦热量主要来自指

尖靴/转子过盈引起的摩擦热。

由式(2)可知,当指尖密封的结构、材料一定时,提高转速、上下游压差及过盈位移量,都会使热流密度增大。图4所示为渐开线1型指尖密封在相同的过盈量(0.125 mm)下,热流密度与转子转速的关系。可以看出热流密度随转子转速的提高而增加,同时也发现,至少在图中所示的压差范围内,压差变化对热流密度的影响很小。

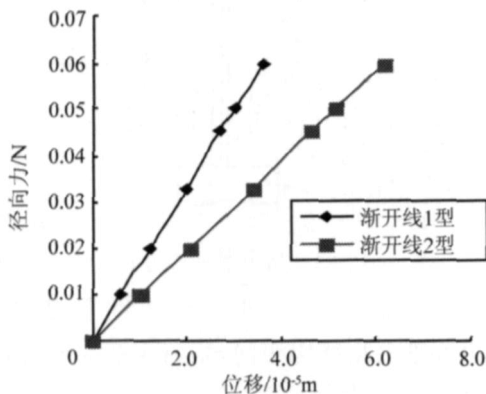


图2 渐开线型指尖梁径向力-位移关系图

Fig. 2 Radial force-displacement relationship of involute fingers

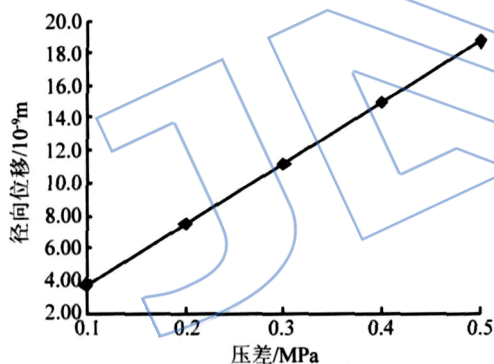


图3 单个梁受压差作用下的径向位移 $s_{\Delta p}$

Fig. 3 Radial displacement $s_{\Delta p}$ of single finger under pressure drop

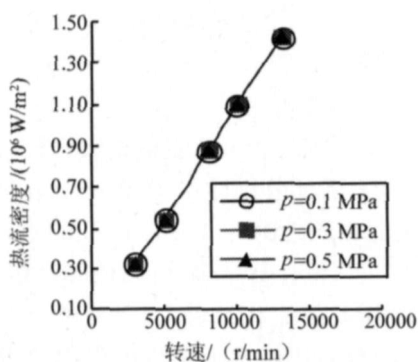


图4 热流密度与转子转速的关系

Fig. 4. Relation of heat flux and rotor speed

1.2 接触热导系数的确定

在指尖密封系统中,指尖靴/转子、密封片间以及密封片/后挡板之间是相互接触的,接触界面的存在使得热量流动受到了阻碍,因而存在着接触热阻。由于指尖密封系统中的接触表面实际上都是粗糙表面,相互之间的接触发生在粗糙峰上,因此热流流经的通道十分狭窄,造成其接触热阻的计算不同于光滑接触表面热阻的计算,故而考虑接触表面粗糙影响的接触热阻计算是十分重要的工作。

根据 Cooper, Mikic 和 Yovanovich 提出的弹塑性接触模型^[3]确定粗糙表面间接触热导系数。接触热导系数 h_c 的计算公式为

$$h_c = \frac{2k_s n a}{(1 - \sqrt{A_r/A_a})^{1.5}} \quad (3)$$

式中 k_s 为等效热传导率,其值为 $k_s = \frac{2k_1 k_2}{k_1 + k_2}$; k_1, k_2 分别为两接触面材料的导热系数。 n 是接触峰的密度, a 是接触点的平均接触半径, A_a 是名义接触面积, A_r 是粗糙表面的实际接触面积。

接触热阻 R_t 的计算公式为

$$R_t = \frac{1}{h_c A_a} \quad (4)$$

采用上述公式计算接触热阻,当接触压强较低时,接触热阻的计算值较实测值高,只有随着接触压强逐渐增大,计算值与实测值才逐渐吻合^[4]。因此对于指尖密封,本文参考文献[5]提出的方法,对指尖密封的接触热导率 h_c 进行修正,修正计算后的接触热阻更接近试验数据^[5]。

1.3 对流换热系数的确定

对于指尖密封,其热源是指尖靴与转子之间的摩擦热,密封内部产生的热量主要依靠指尖梁、转子、挡板等的热传导及与周围气体的对流换热方式传递。对流换热的主要部位在高压密封片与高压腔气体之间、后挡板与低压腔气体之间,以及高速转动的转子与周围介质之间。

本文对指尖密封上述部位的对流换热系数的计算,近似采用流体外掠平板时的对流换热系数公式。流体外掠平板时的换热系数 α ,可由下式^[6]确定

$$\alpha = \begin{cases} 0.332 \frac{k}{l} Pr^{1/3} Re^{1/2} & (\text{层流}) \\ (0.037 Re^{0.8} - 850) \frac{k}{l} Pr^{1/3} & (\text{紊流}) \end{cases} \quad (5)$$

式中 $Pr = \frac{c_p \rho \nu}{k}$ 为普朗特准则; $Re = \frac{u l}{\nu}$ 为雷诺准

则; l 为定型尺寸, k, c_p, ρ, ν 分别为流体的导热系数、比定压热容、密度和运动粘度, u 为流体的平均流速.

将上述公式用于指尖密封对流换热时,由于转子在空气中高速转动,带动转子外表面附近的空气产生相对运动,转子端面温度与周围空气温度存在差异,所以有强制对流换热发生.但是,这种对流换热具有特殊性,转子旋转端面沿半径方向各点的圆周速度大小不等,因此换热强弱不一,半径较大的地方,周围速度较高,换热较强,半径较小的地方,周围速度较低,换热较弱.因此,在应用公式(5)计算转子端面与空气的对流换热系数时,取转子端面的平均直径 D_m 为定型尺寸,即 $l = D_m$;计算密封片及挡板与空气的对流换热系数时,取指尖梁径向尺寸为定型尺寸.此外空气具有一定的粘性,当端面旋转时,粘滞力带动端面附近的空气沿着同一旋转方向流动,所以空气相对于端面的相对流速取为 $u = 0.25 \xi D_m \omega$,其中, ω 为转子角速度, ξ 为空气粘性因子,一般取 $\xi = 0.2 \sim 0.8$,上述公式中的 k, c_p, ρ, ν 取为在周围空气温度下相应的物理参数.

2 指尖密封温度场分析

以渐开线型指尖密封为例,采用商用软件 ANSYS 进行指尖密封热分析.按照单梁-双层密封片的指尖密封系统建立指尖密封的热分析有限元模型,包括两层指尖梁及与之相应的转子和后挡板区域,如图 5 所示.热分析单元采用热-结构耦合单元 Solid5 三维单元及三维接触单元 Contact174, Target170.模型中施加的热载荷及边界条件有:在转子/指尖靴接触面上施加热流密度;高压密封片与高压腔空气的对流换热;后挡板与低压腔空气的对流换热;转子端面与周围空气的对流换热;分别在高/低压密封片接触面、低压密封片与后挡板接触面、指尖靴与转子接触面上给定相应的接触热导率;挡板及指尖顶端温度给定机架壳体温度.

本文分析了高压腔气体温度、转子转速和上下游压力差对指尖密封系统温度场的影响.高压腔气体温度分别取 20 °C(293 K), 300 °C(573 K), 600 °C(873 K), 转速从 3 000~13 000 r/min 变化,指尖密封受到的上下游压差分别取为 0.1, 0.3, 0.5 MPa. 以下计算均取相同的指尖靴/转子过盈量(0.125 mm), 低压腔气体温度均为 20 °C(293 K).

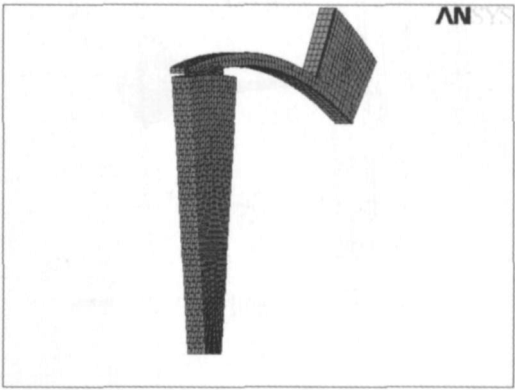


图 5 指尖密封热分析模型

Fig5. Thermal analysis model of finger seal

2.1 不同高压腔气体温度下的指尖密封系统温度场(压差为 0.1 MPa)

图 6 所示为当高压腔气体温度为 20 °C(293 K)、转子转速为 13 000 r/min 时指尖密封系统的温度场分布云图(图中温度单位为 K).从图中可以看出,最高温度区在指尖靴与转子接触的部位,指尖靴/转子接触区产生的热量,一部分从指尖靴部向指尖梁根部逐步扩散,另一部分从转子表面向其内部逐渐扩散,温度逐步下降.

图 7 所示为当高压腔气体温度为 600 °C(873 K)时指尖密封的温度场分布云图.从图中可以看出,最高温度出现在与高压腔气体直接对流换热的高压密封片表面上,且位于指尖梁中间部位.出现这种现象的原因是,当高压腔气体温度较高时,与高压腔气体相邻的高压密封片的指尖梁端面温度也较高,指尖梁上部(铆接固定区域)面积较大,高压密封片在这个区域与低压密封片及后挡板接触也非常紧密,此区域的热量通过低压密封片及挡板散失的速度较指尖梁中间部位快得多;由于指尖靴部和转子接触,因此增加了一个散热通道,加之指尖靴与转子接触产生的摩擦热所引起的温升不及高压腔气体的温度高,因此指尖靴部的温度也比高压密封片的指尖梁中间部位温度低.为了进一步说明这种现象,对高压腔气体温度为 47 °C(320 K)时的指尖温度场进行了分析,其温度场分布云图见图 8,这时高压腔气体的温度也高于环境温度,但高压密封片与高压腔气体换热产生的温升,不及指尖靴/转子接触区热量向指尖梁根部扩散而造成的温升,故此时指尖密封系统的最高温度还是在指尖靴部.这说明指尖密封最高温度出现的位置与高压腔气体温度有很大关系.

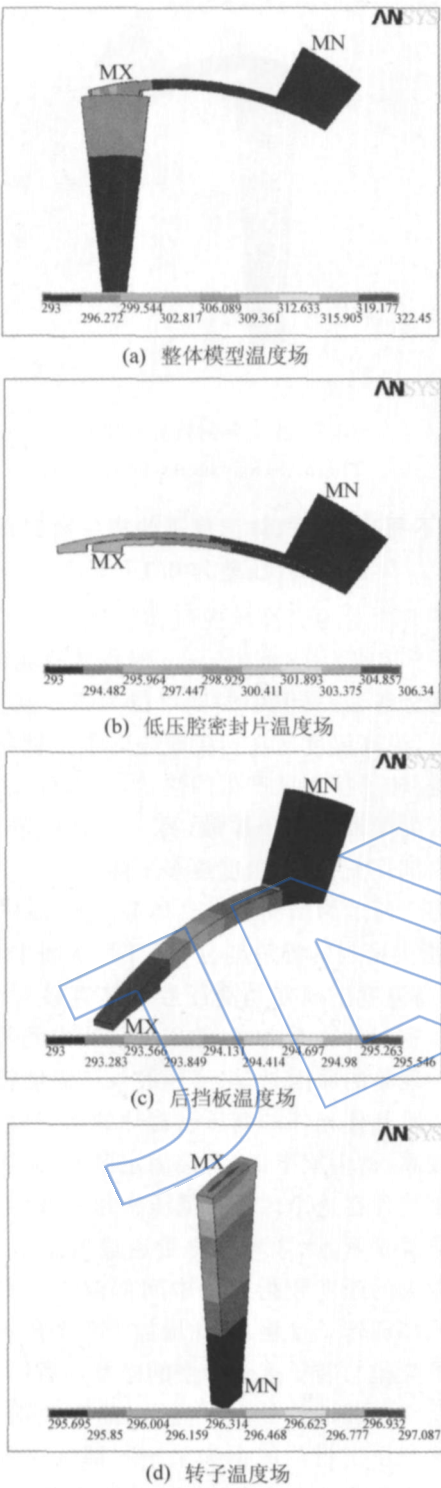


图 6 指尖密封温度场云图
($n=13\,000\text{ r/min}$, 高压腔气体 $20\text{ }^{\circ}\text{C}(293\text{ K})$, 机架温度 $20\text{ }^{\circ}\text{C}(293\text{ K})$)

Fig6. Temperature field of finger seal (Rotor speed, $13\,000\text{ r/min}$; high-pressure air temperature, $20\text{ }^{\circ}\text{C}(293\text{ K})$; seal holder temperature $20\text{ }^{\circ}\text{C}(293\text{ K})$)

图 9 所示为在低压腔气温均为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}(293\text{ K})$, 高压腔气体温度分别为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}(293\text{ K})$, $300\text{ }^{\circ}\text{C}$

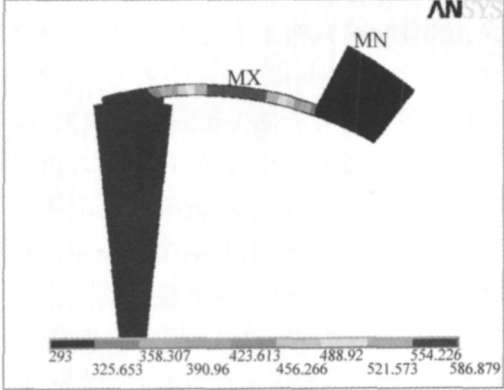


图 7 指尖密封温度场云图($n=13\,000\text{ r/min}$, 高压腔气体 $600\text{ }^{\circ}\text{C}(870\text{ K})$, 机架温度 $20\text{ }^{\circ}\text{C}(293\text{ K})$)

Fig7. Temperature field of finger seal (Rotor speed, $13\,000\text{ r/min}$; high-pressure air temperature, $600\text{ }^{\circ}\text{C}(870\text{ K})$; seal holder temperature, $20\text{ }^{\circ}\text{C}(293\text{ K})$)

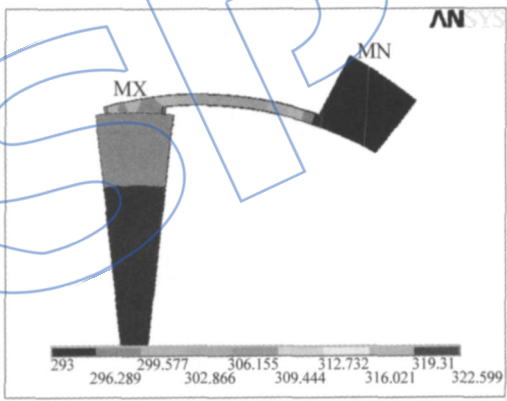


图 8 指尖密封温度场云图($n=13\,000\text{ r/min}$, 高压腔气体 $47\text{ }^{\circ}\text{C}(320\text{ K})$, 机架温度 $20\text{ }^{\circ}\text{C}(293\text{ K})$)

Fig8. Temperature field of finger seal (Rotor speed, $13\,000\text{ r/min}$; high-pressure air temperature, $47\text{ }^{\circ}\text{C}(320\text{ K})$; seal holder temperature, $20\text{ }^{\circ}\text{C}(293\text{ K})$)

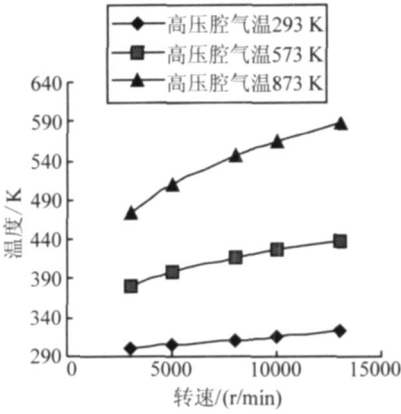


图 9 不同高压腔气体温度下指尖密封最高温度与转速的关系

Fig9. Finger seal highest temperature

(573 K), 600 °C(873 K) 时,指尖密封系统的最高温度随转子转速的变化情况. 在相同的高压腔气体温度下,随着转子转速的升高,指尖靴与转子表面的接触摩擦热量也增加,同时密封片及转子与空气的对流换热系数也随着温度的变化而变化,导致指尖密封系统的最高温度升高,且高压腔气体的温度越高,指尖密封系统的温升幅度越大.

2.2 不同压差下的指尖密封系统温度场

图 10 所示为在高压腔气体温度为 600 °C (873 K) 时,高低压腔气体压力差分别为 0.1, 0.3 MPa 和 0.5 MPa 时,指尖密封系统的最高温度随转子转速的变化关系. 可以看出,在其他条件相同的情况下,指尖密封系统的最高温度随压差的增大而略有降低. 这是因为,随着压差的增大,密封片之间、指尖靴与转子之间的接触压力增大,使接触热阻减小(或接触热导率增大),从而使热量的传递散失加快;尽管因为压差增大使得指尖靴与转子间接触压力增大,造成接触区热流密度增加,但根据图 4 的结果可知,这种影响非常小,所以总体来看,增大压差时指尖密封的最高温度还是略有降低.

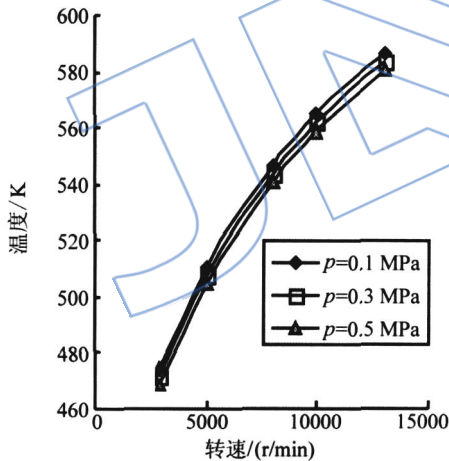


图 10 不同压差下的指尖密封最高温度随转速的变化关系

Fig10. Highest temperature of finger seal varied with speed at different pressure drop

3 指尖密封热结构耦合分析

通过指尖密封的温度场分析可以看出,指尖梁及转子的温度随着转子转速的增大而升高,尤其是在高压腔气体温度较高时,温升幅度更大. 所以在这种热环境下,指尖梁及转子会产生热变形和热应力,从而影响指尖密封的迟滞泄漏和接触磨损性能.

3.1 热结构耦合分析模型

在进行指尖密封系统热分析时,为了获得较为准确的温度场,模型中取定的挡板区域只包含了单个指尖梁的较小范围(见图 5). 但在进行结构分析时,由于指尖梁与后挡板之间有滑动接触,为在结构分析时保证挡板与密封片始终能处于接触状态,耦合计算模型中挡板的区域要扩大.

热结构耦合分析是将热分析的结果(温度)作为一种载荷施加到结构上再进行分析. 如果直接在耦合模型上进行热分析,因为后挡板区域的扩大,其温度分布与图 5 所示的“小挡板”模型的热分析结果是不同的. 为了保证耦合模型中温度场分布与热分析结果的一致性,在耦合模型中,对挡板处的热边界条件作以修正,即在后挡板与低压腔气体接触面上给定温度边界条件,而此温度取为“小挡板”模型的热分析结果—后挡板表面上的平均温度. 经验证采用此方法后,耦合模型的温度场分布与“小挡板”模型的热分析结果基本一致,如图 11 所示为与图 7 同工况下的耦合模型温度场分布云图,可以看出它们的温度分布及数据结果十分接近.

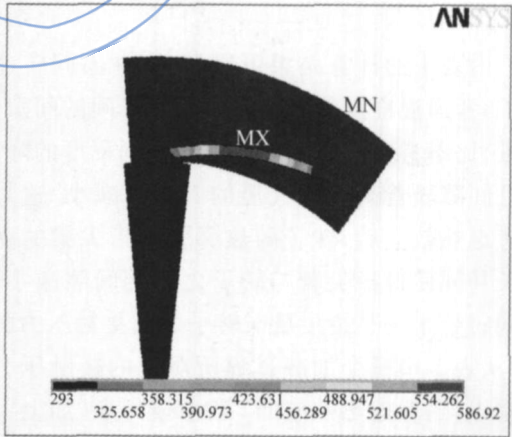


图 11 指尖密封(耦合模型)温度场云图
($n = 13\,000\text{ r/min}$, 高压腔气体 600 °C(870 K), 机架温度 20 °C(293 K))

Fig11. Coupled model temperature field (Rotor speed, 13 000 r/min; high-pressure air temperature, 600 °C(870 K); seal holder temperature, 20 °C(293 K))

3.2 热结构耦合分析结果

为了分析考虑热效应下指尖密封的迟滞特性和接触磨损特性,对耦合模型除了施加前述的热分析载荷外,还需施加位移约束条件和载荷步. 载荷步分为给指尖梁施加上下游压差、施加转子径向跳动、转子复位等三步.

3.2.1 相同压差、不同转速下指尖密封的迟滞和接触分析

表 1 为上下游压差均为 0.1 MPa ,低压腔气体温度为 20 °C(293 K) 时 ,不同高压腔气温下指

尖密封的迟滞量(转子与指尖靴间的平均间隙)和指尖靴/ 转子间的平均接触压力 ,其中 p_1 , p_2 , p_3 分别为在上述三个载荷步下指尖靴与转子间的平均接触压力.

表 1 指尖密封热结构耦合性能分析结果
Table 1 Results of finger seal performances coupled thermal and structural

转速/ (r/ min)	跳动量/ mm	高压腔 气温/ K	迟滞量/ 10^{-6} m	p_1 / MPa	p_2 / MPa	p_3 / MPa
5 000	0.04	不计	0.86	0.036 7	5.302 3	0.012 48
		293	0.38	0.435 2	5.325 0	0.120 7
		873	0.35	0.491 8	5.376 1	0.158 0
8 000	0.06	不计	1.001	0.036 7	8.194 0	0.012 53
		293	0.474	0.625 4	8.360 1	0.146 6
		873	0.466	0.868 8	8.485 1	0.198 3
13 000	0.10	不计	1.266	0.036 7	14.096 4	0.012 53
		293	1.097	0.927 2	14.207 5	0.313 5
		873	0.972	0.932 3	14.254 8	0.475 9

注 :上下游压差 0.1 MPa ,低压腔气体温度 20 °C(293 K).

由表 1 的计算结果可以看出 ,在不同转速情况下 ,考虑温度影响的指尖靴与转子间的间隙(迟滞量) 比不考虑温度时的间隙有不同程度的降低 ,而且间隙随着高压腔气温的升高而减小. 这是因为考虑热效应后 ,转子的热膨胀和指尖梁的受热伸长共同使得指尖靴与转子之间的间隙减小 ,与此同时带来的是指尖靴与转子之间接触压力的增大. 从表 1 中三个加载过程所对应的接触压力可以看出 ,当考虑热效应时 ,第一载荷步(加上下游压差)和第三载荷步(转子跳动复位)中接触压力比不计温度时的情况增大了一个数量级 ,且接触压力随着高压腔气温的升高而增加.

据试验 ,指尖密封的磨损形式主要为粘着磨损. 在结构材料一定的情况下 ,转子与指尖靴接触表面压力和滑动速度是影响指尖密封磨损的主要因素. 由上述计算结果可以看出 ,在高温高速状态下 ,指尖靴与转子之间接触压力的增大会使指尖密封的磨损会更加严重.

3.2.2 相同转速和跳动量、不同压差下指尖密封的迟滞和接触分析

取转子转速为 5 000 r/ min ,跳动量为 0.04 mm. 图 12 为高压腔气温为 600 °C(873 K) 时指尖密封

迟滞量与压差的变化关系 ,同时图中也给出了不计温度时的相应结果. 从图 12 可以看出 ,在图中各压差条件下 ,高温状态下(873 K) 指尖密封的迟滞量小于不计温度时指尖密封的迟滞量 ,这是由于在高温状态下指尖与转子的热变形使它们之间的间隙减小所致. 总体上看 ,两种情况下指尖密封迟滞量都保持随压差升高而增大的趋势.

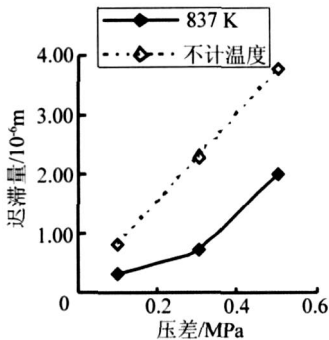


图 12 迟滞量对压差的关系

Fig12. Relation of hysteresis and pressure drop

图 13 所示为高压腔气温为 600 °C(873 K) 和不计温度状态时 ,指尖密封在不同压差情况下指尖靴/ 转子间平均接触压力 (p_1 , p_2 , p_3 分别为在上述三个载荷步下的平均接触压力) 的计算结果.

从图中可以看出,高温情况下指尖靴/转子间平均接触压力大于不计温度时的结果.两种情况下指尖靴/转子间平均接触压力都随着压差的增大而逐渐增大.

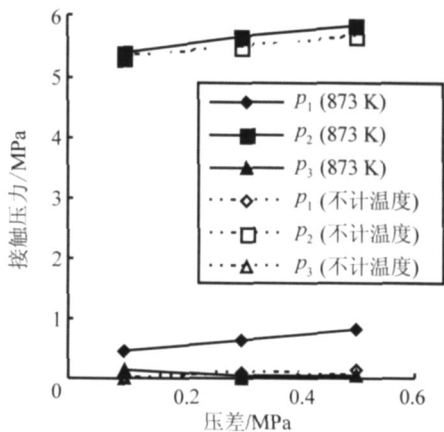


图 13 接触压力与压差的关系

Fig13. Relation of contact pressure and pressure drop

综上所述,在高温、高速条件下,指尖密封的热变形和热应力是不容忽视的问题.指尖密封工作时的热效应,可以减小指尖密封的迟滞量,但却增大了转子/指尖靴之间的接触压力,并因此而加大了密封的磨损,影响其使用寿命.因此,在指尖密封投入工作之前,应该考虑热效应可能存在的对指尖密封性能的影响,比如在安装时合理控制密封的初始位置,适当地减小指尖靴/转子的过盈量,甚至在指尖靴/转子之间预留一定的初始间隙,以应对高温高速工况下指尖密封系统存在的热变形的影响.

4 结 论

指尖密封的最高温度分布区域与高压腔气体

温度高低有关,随着高压腔气体温度升高,最高温度分布区域自指尖靴部向高压密封片中部转移.指尖密封的最高温度随转子转速的增大而升高,升幅随高压腔气体温度的升高而加大,而指尖密封装置上下游压差对最高温度的影响较小.通过指尖密封热结构耦合分析,并与不考虑热效应时的几组工况的对比发现,高温状态下指尖密封的性能与不计温度状态下指尖密封的性能有很大差异,随着转速的升高,指尖密封系统温度升高引起的热变形增大,指尖靴/转子间的间隙减小,接触压力增大,磨损加剧.

参考文献

[1] Braun M J , Pierson H M , Deng D . Thermofluids considerations and the dynamic behavior of a finger seal assembly [J] . Tribology Transactions , 2005 , 48 : 531-547 .
[2] Steinefz B M , Hendricks R C . Advanced seal technology in meeting next generation turbine engine goal [R] . NASA/ TM-1998-206961 : 1-11 .
[3] Sirdhar M R , Yovanovich M M . Thermal contact conductance of tool steel and comparison with model [J] . Int. J. Heat Mass Transfer , 1995 , 39 (4) : 831-839 .
[4] Milanez F H , Yovanovich M M , Culham J R . Effect of surface asperity truncation on thermal contact conductance [J] . IEEE , Transactions on Components and Packaging Technologies , 2003 , 26 (1) : 48-54 .
[5] 王峰,陈国定,余承涛. 基于粗糙接触的指尖密封热分析 [J] . 机械科学与技术 , 2007 , 26 (7) : 893-896 .
WANG Feng , CHEN Guoding , YU Chengtao . Thermal analysis of the finger seal system with the influence of rough contact [J] . Mechanical Science and Technology , 2007 , 26 (7) : 893-896 . (in Chinese)
[6] 杨世铭. 传热学 [M] . 北京 : 高等教育出版社 , 1987 .