

交变载荷作用下端面密封瞬态耦合特性分析

严国平^{*1}, 刘正林²

(1. 中冶南方工程技术有限公司 技术研究院, 武汉 430223; 2. 武汉理工大学 能源与动力工程学院, 武汉 443002)

摘要:建立了机械密封热-结构耦合计算的数学模型并给出详细的求解边界条件, 推导了密封端面开口间隙与端面液膜压力的函数关系。利用离散节点加载的方法完成了对应工况下端面液膜压力的加载, 给出了弹簧作用力的交变函数表达形式, 通过与载荷时间结合的动力学瞬态分析, 获得了密封端面的温度和压力等特性参数。结果表明, 瞬态分析中密封端面各特性在多数时刻点仍表现出与稳态相似的特征, 端面局部接触且其处于高温区, 静环与动环端面分离并呈一定形式的锥形开口形状; 随时间变化的弹簧比压, 改变了密封装置的受力状况, 使端面的温度、接触压力等特性呈现出交变的瞬态特征。

关键词:交变载荷; 密封端面; 瞬态耦合; 交变特性

中图分类号: TH136 **文献标志码:** A

1 引言

机械密封工作环境复杂, 其运行状况受多种条件的影响, 对其进行稳态分析^[1]仅能预测稳定运转后的密封端面特性, 不能反映出运转中密封端面特性随外载变化的变化过程。在机械密封实际工作过程中, 由于相关部件及轴系振动等原因, 静环座背部的弹簧会产生微小的轴向位移, 形成轴向交变载荷。在此载荷作用下, 静环或动环端面上局部某些部位就会处于周期性间歇摩擦接触状态, 并在密封端面上产生移动热源, 造成热冲击。这种反复的热冲击和局部变化的接触压力与摩擦力的协同作用可能会导致密封端面热开裂。因此, 有必要对交变载荷作用下的端面密封开展瞬态耦合分析, 以获得时间响应下密封装置的动态特性, 更好地掌握密封装置热机耦合机理, 提高其抗变工况的能力。

目前, 进行热-结构耦合的研究^[2-3]不少, 也有一些研究人员对机械密封的动态特性进行了研究。孟祥铠等^[4]建立了机械密封瞬态启停过程中的动力学密封行为模型, 分析了机械密封在瞬态启停过程中浮动环位移及泄漏率等的密封行为特性。张绪猛等^[5]对机械密封环动力学特性和启动过程进行了动态分析, 朱孝平等^[6]通过试验对密封环动力

学特性进行了验证, Tournerie 等^[7]针对密封环的启动过程进行了热弹性耦合计算, Green I 等^[8]和 Harp S R 等^[9]分别对非接触式和接触式机械密封进行了瞬态分析。但上述研究都没将交变载荷纳入考查端面密封瞬态热机耦合效应的分析前提中, 且没有将热力作用下密封端面的开口间隙与端面液膜压力结合起来进行分析。本文以弹簧作用力作为考查的主体, 结合推导的密封端面开口间隙与端面液膜压力的对应关系, 开展交变载荷作用下的端面密封瞬态耦合特性的研究。

2 数学模型

2.1 传热学方程及边界条件

机械密封基本结构形式如图 1 所示。假设机械密封为常物性, 得到直角坐标下密封(x 为轴线方向, y 为平行密封端面方向)的瞬态导热控制方程为

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} - k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - \rho q = 0 \quad (1)$$

式中 ρ 为密封环材料密度, c 为密封环材料比热, t 为瞬态传热时间, q 为密封端面摩擦热源密度。

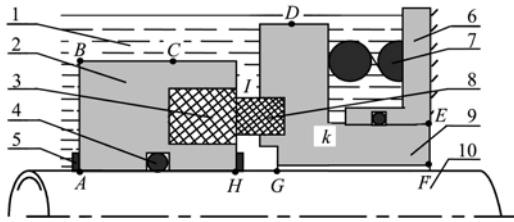
机械密封有限元分析网格划分如图 2 所示, 将端面节点通过程序按径向分布进行排列, 耦合场计算模型及边界条件描述如下: ABCIDK 施加介质压力, ABC 和 DKE 施加介质温度, DK 垂直段施加弹簧压力, CID、HA 和 AHGF 分别施加各自环境的对流换热边界条件^[10], 在轴向挡圈与座体连接处

收稿日期: 2010-12-17; 修改稿收到日期: 2011-07-15.

基金项目: 国家自然科学基金(50979084)资助项目.

作者简介: 严国平*(1978-), 男, 博士

(E-mail: iamyp@163.com).



1-被密封介质 2-动环座体 3-动环 4-O形密封圈 5-轴向挡圈
6-座体 7-弹簧 8-静环 9-静环座 10-轴

图1 机械密封装置简图

Fig. 1 Map of mechanical face seals

施加相应约束,密封端面各节点施加端面液膜压力及由摩擦产生的热流密度。液膜压力根据端面开口间隙依据简化的雷诺方程推导后并通过迭代进行修正后进行施加。热流密度由式(2)得到,为提高耦合场计算精度,依据式(3)对热流密度进行迭代修正,直至耦合场计算完成。

热流密度可由式(2)进行计算,得

$$q(i, k) = fp(r)\omega r(i) \quad (2)$$

热流密度的施加收敛条件为

$$\max_{i=1, n_1} \left| \frac{q(i, k) - q(i, k+1)}{q(i, k+1)} \right| \leq \epsilon'' \quad (3)$$

式(2,3)中, f 为某一工况下端面摩擦系数, $p(r)$ 为端面某节点上的接触压力, ω 为某一工况下机械密封动环角速度, $r(i)$ 为端面某节点的径向位置坐标, n_1 为密封端面上节点个数, $q(i, k)$ 为在第 k 次计算后端面上第 i 个节点的热流密度, $q(i, k+1)$ 为在第 $k+1$ 次计算后端面上第 i 个节点的热流密度, ϵ'' 为收敛允差。

C-I 段对流换热系数计算表达式

$$\begin{cases} \alpha = \frac{\lambda'}{D} 0.135 \times [(0.5R_{ec}^2 + R_{ef}^2)P_r]^{0.33} \\ R_{ec} = \omega D^2 / \nu_l^2, R_{ef} = VD / \nu_l \end{cases} \quad (4)$$

式中 α 为对流换热系数, λ' 为流体介质的导热系数, D 为密封环直径, R_{ec} 为反映流体介质旋转搅拌影响的雷诺数, P_r 为普朗克常数, R_{ef} 为反映流体介质横向绕流影响的雷诺数, ν_l 为流体的运动粘度, V 为流体介质的轴向流速。

H-A 段对流换热系数计算表达式为

$$\begin{cases} \alpha = 0.023 \times R_e^{0.8} P_r^{0.4} \\ R_e = 2VS_{dz} / \nu_l \end{cases} \quad (5)$$

式中 S_{dz} 为动环内侧与轴之间的间隙。

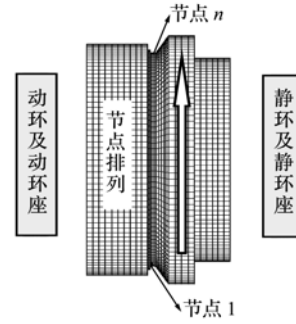


图2 机械密封网格划分

Fig. 2 Meshing map of mechanical seals end faces

I-D 段对流换热系数计算表达式为

$$\alpha = \epsilon \frac{\lambda'}{D} 0.135 \times R_e^{0.66} P_r^{0.33}, R_e = VD / \nu_l \quad (6)$$

式中 ϵ 为考虑搅拌热的修正系数,一般取 1.2~2.0。

2.2 端面液膜压力

在运行过程中,被密封介质(这里为水)会通过端面间隙附着在密封端面形成液膜压力并作用于密封端面。在理想状态下,液膜视为微间隙流动的不可压缩液体,密封平端面间的液膜模型可以视为轴对称模型,其流动简化为一维分布^[11]。直角坐标系下机械密封端面流体液膜压力 p 由 Reynolds 方程给出,得

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 0 \quad (7)$$

平行端面间隙、收敛端面间隙和发散端面间隙液膜厚度表达式(8)和边界条件表达式(9)如下:

$$\begin{cases} \frac{d}{dy} \left(\frac{h_{\min}^3}{\eta} \frac{dp_{ymp}}{dy} \right) = 0 \\ \frac{d}{dy} \left(\frac{[h_{\min} + (y - r_i) \tan \beta]^3}{\eta} \frac{dp_{ymc}}{dy} \right) = 0 \\ \frac{d}{dy} \left(\frac{[h_{\min} + (r_o - y) \tan \beta]^3}{\eta} \frac{dp_{ymd}}{dy} \right) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} y_{\min} = r_i \text{ 时, } p = p_i \\ y_{\max} = r_o \text{ 时, } p = p_o \end{cases} \quad (9)$$

代入边界条件进行积分可得三种端面间隙水膜压力分布函数为

$$\begin{cases} p_{ymp} = [(y - r_i)(p_o - p_i)] / (r_o - r_i) + p_i \\ p_{ymc} = p_i + \{ [h_{\min} + (r_o - r_i) \tan \beta]^2 (y - r_i) [2h_{\min} + (y - r_i) \tan \beta] (p_o - p_i) \} / \{ (r_o - r_i) [h_{\min} + (y - r_i) \tan \beta]^2 [2h_{\min} + (r_o - r_i) \tan \beta] \} \\ p_{ymd} = p_i \times \{ (y - r_i) h_{\min}^2 [(r_i + y - 2r_o) \tan \beta - 2h_{\min}] (p_o - p_i) \} / \{ (r_o - r_i) [2h_{\min} + (r_o - r_i) \tan \beta] [h_{\min} + (r_o - y) \tan \beta]^2 \} \end{cases} \quad (10)$$

式中 h_{\min} 为密封端面间最小液膜厚度, y 为密封环端面间任意半径, $r_i \leq y \leq r_o$, β 为密封环端面间夹角; p_{ymp} , p_{ymc} 和 p_{ymd} 分别为平行间隙、收敛间隙和发散间隙间液膜分布压力, p_i 和 p_o 分别为密封端面间内和外侧压力, r_i 和 r_o 分别为密封端面间内或外半径。

2.3 交变载荷及计算收敛条件

由动力学和牛顿第二定律, 机械密封静环轴向 (x 方向) 运动方程可描述为

$$\begin{cases} \sum F_z = m\ddot{x} \\ \sum F_z = F_f + F_c - K_{sz}x - D_{sz}\dot{x} \end{cases} \quad (11)$$

式中 m 为静环、静环座和弹簧的合成质量, F_f 和 F_c 分别为密封端面总的液膜力和接触压力, K_{sz} 为弹簧及密封圈等综合轴向振动刚度, D_{sz} 为轴向振动阻尼, x 为密封环的轴向位移。

对接触式机械密封而言, 尾部弹簧比压是保证端面密封的一个重要外载, 弹簧比压不足时可能会导致接触式机械密封端面突然开启从而使密封失效。综合考虑, 接触式机械密封设计要求及在有限的轴向位移内弹簧比压不可能变为负值等因素; 同时, 为了较全面考查交变载荷的影响, 将弹簧交变载荷定义为式(12), 并适当放宽对弹簧比压的设计要求, 使其可以为 0, 以更好地对交变载荷对端面特性的影响进行显示表达。事实上, 为达到接触式机械密封弹簧比压设计要求, 修正在式(12)中的正弦值前加一个修正系数, 这里不再赘述。

$$p_{jb} = p_{sp} \times (1 + \sin \phi t) \quad (12)$$

式中 p_{jb} 为随时间变化的弹簧比压, p_{sp} 为弹簧比压设计值, ϕ 为密封装置的交变载荷作用频率, t 为交变载荷作用时间。

密封端面间的液膜压力计算前后由于端面间隙的变化会发生相应变化, 为提高液膜压力施加精度, 给定端面节点液膜压力计算迭代收敛条件为

$$\frac{\sum_{k=1}^m \sum_{i=1}^n |p(i, k+1) - p(i, k)|}{\sum_{k=1}^m \sum_{i=1}^n |p(i, k+1)|} \leq \epsilon' \quad (13)$$

式中 n 为密封端面上节点个数, k 为计算迭代收敛次数, ϵ' 为给定的精度值, $p(i, k)$ 为在第 k 次计算后端面上第 i 个节点的液膜压力, $p(i, k+1)$ 为在第 $k+1$ 次计算后端面上第 i 个节点的液膜压力。

计算涉及瞬态求解过程, 每一求解时刻都要依

据式(13)进行迭代判断。当二者收敛后, 相应的求解时间也相应在此时刻的初始计算点增加多个求解步长, 故需给定时间收敛条件以防止求解时间无序化。每个时刻时具体求解时间收敛条件为

$$t = t_0 + \sum_{k=1}^m \sum_{i=1}^n (i-1)\Delta t_k \leq t_s \quad (14)$$

式中 t 为计算中具体工况对应的时刻, t_0 为工况时刻点, m 为收敛迭代判断的因子个数, n 为每个收敛迭代判断循环迭代次数, Δt_k 为各收敛迭代判断循环时的时间步长, t_s 为最大工况时刻点。

3 瞬态求解过程

密封瞬态耦合场求解分两步进行。第一步, 初始时刻的稳态求解; 第二步, 当初始时刻求解完成后, 提取计算结果, 将其作为下一时刻的初始条件。进行下一时刻的瞬态分析时, 设定循环迭代求解中的时间标识, 读入相应的边界条件数值^[10] (温度和对流换热系数等), 端面各节点的液膜压力根据每次耦合计算得到端面间隙进行开口形式判断后, 依据式(10)进行端面节点压力的离散施加, 外部交变载荷按式(12)添加, 然后依据式(2,3)进行热流密度迭代收敛求解, 收敛后再根据结果中新的端面开口间隙计算液膜压力, 并依据式(13)进行收敛判断, 当该时刻耦合迭代计算完成后, 开始进行工况时刻点的迭代计算。每个时刻时具体求解时间按式(14)完成收敛。具体计算流程如图 3 所示。

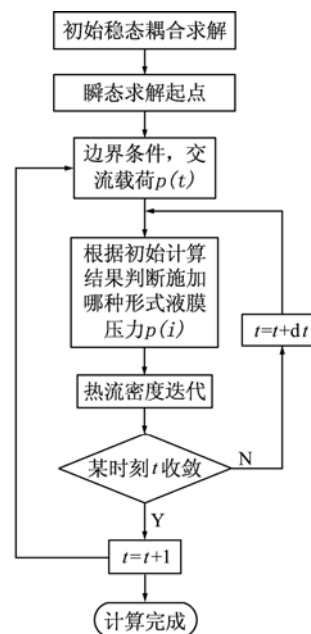


图 3 具体计算流程

Fig. 3 Transient analysis process

4 耦合场分析及结果讨论

交变载荷计算工况参数列入表1。由于本研究中的机械密封采用硬弹簧,自身刚度较大,受轴系振动和端面液膜振荡变化等因素的影响,弹簧轴向移动频率较低,但很难用数学方法得到一个精确的频率值。本文综合考虑振动、运行条件及弹簧材质等方面的影响,将密封装置的交变载荷作用频率定为1.25 Hz(实际可能较此值偏小),以期用较为明确的交变载荷值对密封端面热机耦合效应进行研究。为充分说明交变载荷对密封端面特性的影响,将工况时间内所有介质压力和转速设为定值,即在定载定速下进行交变载荷瞬态耦合场分析。

将弹簧比压作为弹簧载荷,按载荷谱的形式施加到机械密封瞬态热-结构耦合场分析的有限元模型上,并定义瞬态耦合场求解时间与弹簧载荷的对应关系。按前述瞬态求解过程所述方法进行求解,当到达求解时间时,耦合场求解完成。计算结果如图4和图5所示。

图4和图5分别为交变载荷作用下端面温度及接触压力分布曲线,可以看出在初始阶段(0 s),密封端面温度相同区位于内侧,温度不同区内静环温度高于动环。由接触传热模型理论可知,温度相同时表明密封端面处于接触状态,温度不同时表明密封端面存在间隙。可见,在弹簧交变载荷的作用过程中,密封端面仅局部接触,在从端面内径至外径的径向温度分布中,外侧温度一般低于内侧,这主要是因为外侧对流传热效果较好。由于动环材料

表1 计算参数

Tab. 1 Calculation parameters

时间 <i>t</i> /s	频率 Φ /Hz	介质压力 p_{water} /MPa	转速 n /rpm	弹簧比压 p_{sp} /MPa
5	1.25	0.5	100	0.1

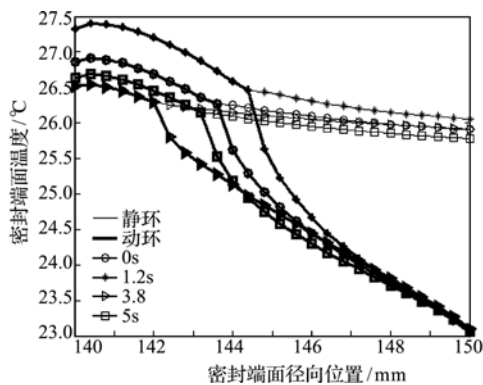


图4 交变载荷作用下端面温度

Fig. 4 Temperature on the seals end faces under the alternate load function

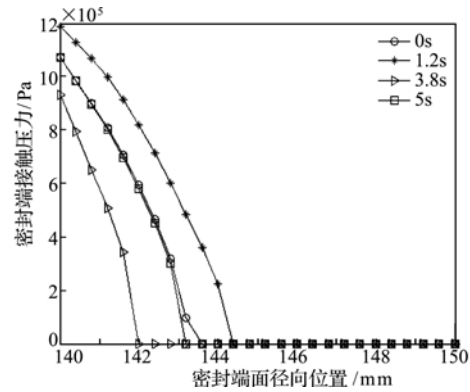


图5 交变载荷作用下端面接触压力

Fig. 5 Contact pressure on the seals end faces under alternate load function

导热系数较静环大,在温度不同处动环温度低于静环。随着弹簧比压的增大,端面摩擦热增高,端面温度升高。当弹簧比压在一个交变周期内达到最大值1.2s时,端面摩擦热达到最大,端面温度最高,内侧仍为温度相同区,但端面接触区向外侧扩张,接触临界点外移。当弹簧比压随时间减小到一定范围内,由于瞬态积分效应的影响,尽管弹簧比压稍微减小,但端面温度仍在升高;当弹簧比压较大地减小时,由于端面摩擦热的大量减小,端面温度降低;当弹簧比压达到一个交变周期内的最小值3.8s时,端面温度小于初始温度,端面温度相同区收缩,接触临界点向内侧移动,但接触区仍位于端面内侧;当弹簧比压随时间逐渐增大时,端面温度也逐渐上升,端面相同区向外扩展,接触区外侧临界点外移。由于受前期弹簧比压减小的瞬态积分效应的影响,尽管5s时的弹簧比压与初始时刻相接近,但端面整体温度均低于初始时刻,接触区域也相对较窄。

当两密封端面分开时,端面接触压力为0,静环或动环端面温度也从接触临界点处开始不同。从径向温度分布及端面接触压力曲线也可以反映出,密封端面在热力耦合作用下存在一定的热变形锥度,使端面呈一定的开口间隙。这一开口间隙使得端面间的水膜压力发生变化,从而影响端面的热流密度。可见,密封端面的特性分析是一个复杂的耦合分析过程,在指定的迭代收敛条件下进行计算非常必要,其将有助于进一步揭示密封端面的瞬态特性。

5 结论

通过对交变载荷作用下的端面密封进行瞬态耦合分析,可以得出如下结论。

(1) 瞬态分析中密封端面各特性在多数时刻点仍表现出与稳态相似的特征。如随着对应端面比压的增加,在接触区内出现高温、高应力和高接触压力,端面温度逐渐升高,且在端面产生一定的热力变

形锥度,静环端面在接触边界区呈现一定的挠曲。

(2) 随时间变化的弹簧比压,改变了密封装置的受力状况,使端面的温度和接触压力等特性呈现出交变的瞬态特征。通过交变载荷的示例表达从理论上完成了密封耦合场分析,揭示了交变载荷的作用过程中端面特性的瞬态变化规律。

参考文献(References):

- [1] 彭旭东,刘伟,白少先,等. 热弹变形对核主泵用流体静压型机械密封性能的影响[J]. 机械工程学报, 2010, **46**(23): 146-153. (PENG Xu-dong, LIU Wei, BAI Shao-xian, et al. Effects analysis of thermo-elastic deformation on the performance of hydrostatic mechanical seals in reactor coolant pumps[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, **46**(23): 146-153. (in Chinese))
- [2] 曹刚,刘合,金红杰,等. 螺杆泵动力学热力耦合分析方法研究[J]. 计算力学学报, 2010, **27**(5): 930-935. (CAO Gang, LIU He, JIN Hong-jie, et al. Thermal-structure coupling analysis of PCP dynamics[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2010, **27**(5): 930-935. (in Chinese))
- [3] 唐世斌,唐春安,李连崇,等. 脆性材料热-力耦合模型及热破裂数值分析方法[J]. 计算力学学报, 2009, **26**(2): 172-179. (TANG Shi-bin, TANG Chun-an, LI Lian-chong, et al. Numerical approach on the thermo-mechanical coupling of brittle material[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2009, **26**(2): 172-179. (in Chinese))
- [4] 孟祥铠,彭旭东,王乐勤. 瞬态启停机械密封轴对称动力学模型与密封行为分析[J]. 化工学报, 2011, **62**(6): 1620-1625. (MENG Xiang-kai, Peng Xu-dong, WANG Le-qin. Axisymmetric dynamic model and seal behavior analysis of mechanical seals during startup and shutdown operation[J]. *CIESC Journal*, 2011, **62**(6): 1620-1625. (in Chinese))
- [5] 张绪猛,朱汉华,高岚,等. 机械端面密封的动力学特性分析[J]. 船舶工程, 2009, **31**(3): 18-21. (ZHANG Xu-meng, ZHU Han-hua, GAO Lan, et al. Analysis of dynamics performance of mechanical seals[J]. *Ship Engineering*, 2009, **31**(3): 18-21. (in Chinese))
- [6] 朱孝平. 混合摩擦状态下的机械密封[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2005. (ZHU Xiao-ping. *Mixed Lubrication Mechanical Seals*[M]. Hangzhou: Zhejiang University Press, 2005. (in Chinese))
- [7] Bernard Tournerie. 2D numerical modelling of the TEHD transient behaviour of mechanical face seals[J]. *Sealing Technology*, 2003(6): 10-13.
- [8] Green I, Barnshy R M. A simultaneous numerical solution for the lubrication and dynamic stability of noncontacting gas face seals[J]. *Journal of Tribology*, 2001, **123**: 388-394.
- [9] Harp S R, Salant R F. Analysis of mechanical seal behavior during transient operation[J]. *Journal of Tribology*, 1998, **120**: 191-197.
- [10] Yang G P, Liu Z L, Zhu X M, Tian X Y. Numerical analysis of the thermal-field of ship stern-shaft mechanical sealed faces under the variational working conditions[J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2008, **12**(3): 483-489.
- [11] 周剑锋. 机械密封中的热流体动力效应研究[D]. 南京工业大学, 2006. (ZHOU Jian-feng. Study on Thermo-hydrodynamic Effect in Mechanical Seals[D]. Nanjing University of Technology, 2006. (in Chinese))

Transient coupled characteristics study on mechanical seals end faces under the alternative load function

YAN Guo-ping^{*1}, LIU Zheng-lin²

(1. WISDRI Engineering & Research Incorporation Limited., Wuhan 430223, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China)

Abstract: In the article, one mathematical model with given boundary conditions in detail was established to solve the question about the transient thermal-structure coupling characteristics of the mechanical seals end faces. The function expression was derived between the opening gap and fluid film pressure on the seals end faces. The fluid film pressure under the corresponding condition was loaded by the way of the discrete nodes loading in the computational program. The spring force was expressed in the form of some given alternative function. Combined with the time-history dynamic and transient analysis, some characteristics such as temperature and pressure and other parameters were achieved. The results indicate that in most of computational time, seals end faces characteristics investigated in the transient analysis are similar to those in the steady analysis. There are contact areas and higher temperature existing on the local seals end faces. The seals end faces of static ring and rotating ring separates each other and present the shape of some form of tapered opening. With the time-varying spring ratio pressure which changes the force loaded on the sealing device, seals end faces characteristics such as temperature and contact pressure and so on are all alternate and transient, too.

Key words: alternative load function, seals end faces, transient coupled analysis, alternate characteristics