

计入浮环传热的增压器浮环轴承润滑分析

李佳琪, 倪计民, 石秀勇, 徐晓川

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

摘要: 以增压器浮环轴承为研究对象, 基于浮环平衡模型、流体润滑模型和热量分配模型, 计算不同工况下内层油膜与外层油膜之间传递的热量, 并以此作为润滑分析的条件之一, 提出了没有热量传递时外膜偏心率识别方法, 并对浮环轴承润滑性能进行研究, 主要分析讨论浮环传热在不同外膜偏心率和不同转速下对浮环轴承润滑性能的影响。结果表明, 不同外膜偏心率下, 浮环传热的情况有较大差异; 存在某一外膜偏心率, 内膜-浮环-外膜间没有热量传递; 转速越高, 浮环传热量越多; 浮环传热对环速比的影响较大; 计入浮环传热后, 浮环轴承内外膜温升、内外膜摩擦功耗、外膜端泄流量有较明显变化。

关键词: 浮环轴承; 温升; 传热; 环速比; 润滑

中图分类号: TK402

文献标志码: A

Influence of Heat Transfer Through Floating Ring on Lubrication Performance of Floating Ring Bearing

LI Jiaqi, NI Jimin, SHI Xiuyong, XU Xiaochuan

(School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Aimed at the floating ring bearings (FRBs), the heat transferred between the inner film and outer film was calculated based on the floating ring balance model, the fluid lubrication model, and the heat dissipation model, which was considered as one of the conditions for lubrication analysis. The method to find the outer film eccentricity ratio without heat transfer through the floating ring was proposed. The lubrication performance of FRBs at different outer film eccentricity ratios and rotate speeds was analyzed. The results show that at different outer film eccentricity ratios, the heat transfer is totally different. There exists an outer film eccentricity ratio where there is no heat transfers between the inner film and outer film. The rotation speed affects the quantity of heat transfer between two films. As the

rotate speed increases, the quantity of heat increase, too. The heat transfer has an effect on ring speed ratio. When considering the floating ring heat transfer, the temperature rise, the ring speed ratio, and the frictional power consumption change apparently.

Key words: floating ring bearing; temperature rise; heat transfer; ring speed ratio; lubrication

浮环轴承是涡轮增压器的重要零件, 直接影响增压器的工作可靠性和耐久性。Orcutt 等^[1]和 Mokhtar^[2]较早开展了浮环轴承润滑的独立研究; Trippett 等^[3]通过试验发现了环速比随转速上升而下降; Koenke 等^[4]考虑了高转速下油膜破裂对力矩的影响; Hatakennaka 等^[5]考虑了惯性力对浮环轴承润滑的影响; Andres 等^[6-8]研究了在给定载荷工况下浮环轴承热流体润滑, 并通过试验获取了不同进油压力下环速比随转速的变化关系; Sang^[9]研究了润滑油纯度、供油孔形式对油膜分布的影响; Shi^[10]研究了不同结构尺寸的半浮环轴承和全浮环轴承的润滑影响; Andres 等^[11]对半浮动轴承进行了热弹流润滑分析。宋寅等^[12]研究了油孔旋转对浮环轴承的流量特性影响; 张浩等^[13]研究了基于质量守恒算法贫油状态下的润滑特性; 张文静等^[14]分析了不同系统参数对浮环转速比的影响。

但是, 以往的研究一般都在给定偏心率下, 单独研究浮环轴承内层油膜和外层油膜, 仅用内外油膜作用于浮环的承载力和力矩作为浮环运转的平衡条件, 尚未考虑内层油膜-浮环-外层油膜之间存在的传热情况, 也没有获得浮环轴承热量的分配情况; 或仅考虑某一给定偏心率下的传热情况, 没有考虑偏心率和转速对浮环轴承润滑性能的影响。忽略浮环传热影响势必使分析结果和实际情况有所偏差, 没

收稿日期: 2015-10-18

基金项目: 国家自然科学基金(51166002)

第一作者: 李佳琪(1987—), 男, 博士生, 主要研究方向为浮环轴承润滑机理。E-mail: lijiaqi_1987@126.com

通讯作者: 倪计民(1963—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为内燃机节能与排放。E-mail: njmwjyx@hotmail.com

有考虑偏心率的变化也使分析不够全面. 浮环实际运转中, 内层油膜(或外层油膜)摩擦产生的热量一部分通过润滑油端泄带走, 另一部分热量通过浮环传递给外层油膜(或内层油膜); 与此同时, 外层油膜(或内层油膜)把吸收的热量和自身摩擦所产生的热量一并通过两侧泄出带走, 内膜-浮环-外膜构成了一个热量传递系统. 另一方面, 不同偏心率和转速下, 浮环的传热状况也可能不尽相同. 此外, 涡轮增压器载荷较小时(转轴载荷小于 50 N), 内层油膜偏心率一般在 0.1 以内, 载荷较大时, 如船用增压器, 内层油膜偏心率大于 0.1. 当给定载荷时, 由于内层油膜偏心率受轴颈与浮环转速叠加影响, 而外膜偏心率仅受浮环转速影响, 故内层油膜动压效应远大于外层油膜, 因此内层油膜偏心率小于外层油膜偏心率. 为了对浮环轴承的润滑性能分析更加全面、更接近实际并应用于轴承设计, 本文以某涡轮增压器浮环轴承为研究对象, 选取外膜偏心率为动态参数, 考虑实际中存在的浮环传热状况, 以浮环的热平衡和载荷平衡一起作为浮环平衡条件, 研究不同外膜偏心率及不同转速下浮环轴承的润滑性能.

1 计算模型

1.1 浮环平衡模型

浮环轴承是浮动环双层油膜润滑轴承, 在轴承内表面与浮环外表面有间隙形成润滑油膜为外膜, 在轴颈表面与浮环表面有间隙形成润滑油膜为内膜(图 1). 浮环稳定运转时, 满足热平衡和载荷平衡方程.

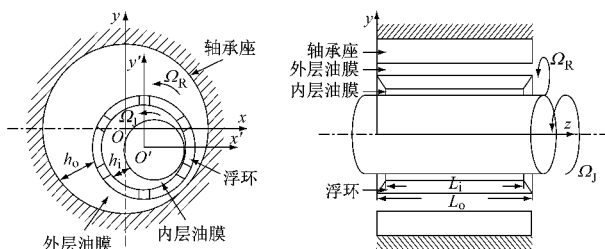


图1 浮环轴承结构示意图

Fig.1 Schematic view of FRBs

1.1.1 热平衡方程

由于轴颈温度与内膜温度相近、外膜温度与机体温度相近, 所以本文忽略轴颈、机体对内膜、外膜传热的影响, 仅考虑内膜-浮环-外膜之间的传热, 详见文献[6].

浮环稳定运转时, 当内膜温度大于外膜温度时,

浮环从内膜吸收的热量应等于浮环传递给外膜的热量, 即

$$A_{R_i} H_{R_i} (\Delta T_R - \Delta T_i) = A_{R_o} H_{R_o} (\Delta T_o - \Delta T_R) \quad (1)$$

当外膜温度大于内膜温度时, 浮环从外膜吸收的热量应等于浮环传递给内膜的热量, 即

$$A_{R_i} H_{R_i} (\Delta T_i - \Delta T_R) = A_{R_o} H_{R_o} (\Delta T_R - \Delta T_o) \quad (2)$$

式(1), (2)中: A_{R_i} , A_{R_o} 分别为浮环内、外层传热区域面积; ΔT_i , ΔT_o 分别为内、外油膜温升; ΔT_R 为浮环温升; H_{R_i} , H_{R_o} 分别为内、外油膜对流换热系数

本文中 $H = 3Pr^{\frac{1}{3}} (\kappa/c)^{[6]}$, $Pr = c_p \mu / \kappa$, c_p 为润滑油比定压热容, κ 为润滑油热传导系数, c 为浮环轴承内膜(或外膜)半径间隙, μ 为润滑油内膜(或外膜)黏度.

1.1.2 载荷平衡方程

浮环轴承稳定运转时, 处于平衡状态, 内外油膜压力在浮环上的合力应该大小相等, 方向相反. 考虑内膜作用在浮环上的载荷方向为垂直向下, 则力平衡方程为

$$F_i = F_o \quad (3)$$

$$\begin{cases} F_{ix} \\ F_{iy} \end{cases} = \int_0^{L_i} \int_0^{2\pi} p_i \begin{cases} \cos \theta \\ \sin \theta \end{cases} R_i d\theta dz \quad (4)$$

$$\begin{cases} F_{ox} \\ F_{oy} \end{cases} = \int_0^{L_o} \int_0^{2\pi} p_o \begin{cases} \cos \theta \\ \sin \theta \end{cases} R_o d\theta dz \quad (5)$$

$$F_i = \sqrt{F_{ix}^2 + F_{iy}^2} \quad (6)$$

$$F_o = \sqrt{F_{ox}^2 + F_{oy}^2} \quad (7)$$

式(3)~(7)中: F_i , F_o 分别为内、外膜承载力; F_{ix} , F_{ox} 分别为内、外膜承载力在 X 坐标轴方向上的分量; F_{iy} , F_{oy} 分别为内、外膜承载力在 Y 坐标轴方向上的分量; R_i , R_o 分别为浮环轴承内圆半径、外圆半径; L_i , L_o 分别为浮环轴承内圆宽度、外圆宽度; p_i , p_o 分别为内、外层油膜压力; θ 为偏位角.

内外两个摩擦副作用在浮环上的摩擦力产生的力矩相等, 即

$$\Gamma_i = \Gamma_o \quad (8)$$

$$\Gamma_i = \int_0^{L_i} \int_0^{2\pi} \left\{ -\frac{h_i}{2} \frac{\partial p_i}{\partial \theta} + \frac{\mu_i}{h_i} (\Omega_J - \Omega_R) R_i \right\} R_i^2 d\theta dz \quad (9)$$

$$\Gamma_o = \int_0^{L_o} \int_0^{2\pi} \left\{ \frac{h_o}{2} \frac{\partial p_o}{\partial \theta} + \frac{\mu_o}{h_o} \Omega_R R_o \right\} R_o^2 d\theta dz \quad (10)$$

式(8), (9)中: Γ_i , Γ_o 分别为内、外油膜力矩; h_i , h_o 分

别为内、外层油膜厚度; μ_i, μ_o 分别为内、外油膜动力黏度; Ω_j, Ω_R 分别为轴颈、浮环角速度。

1.2 浮环轴承流体润滑模型

1.2.1 Reynolds 方程

稳定工况下, 润滑介质在轴承间隙中的流动服从 Reynolds 方程, 内层油膜和外层油膜的 Reynolds 方程分别由式(11), (12)表示。

$$\frac{\partial}{R_i^2 \partial \theta} \left(\frac{h_i^3}{12\mu_i} \frac{\partial p_i}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h_i^3}{12\mu_i} \frac{\partial p_i}{\partial z} \right) = \frac{R_j \Omega_j + R_i \Omega_R}{2} \frac{\partial h_i}{R_i \partial \theta} \quad (11)$$

式中: R_j 为轴颈半径。

$$\frac{\partial}{R_o^2 \partial \theta} \left(\frac{h_o^3}{12\mu_o} \frac{\partial p_o}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h_o^3}{12\mu_o} \frac{\partial p_o}{\partial z} \right) = \frac{R_o \Omega_R}{2} \frac{\partial h_o}{R_o \partial \theta} \quad (12)$$

1.2.2 油膜厚度方程

$$h_i = c_i + e_i \cos(\theta - \varphi_i) \quad (13)$$

$$h_o = c_o + e_o \cos(\theta - \varphi_o) \quad (14)$$

式(13), (14)中: c_i, c_o 分别为内、外层油膜半径间隙; e_i, e_o 分别为内、外油膜偏心距; φ_i, φ_o 分别为内、外油膜偏位角。

1.2.3 润滑油的黏温关系

忽略温度对密度以及压力差异对润滑油特性的影响, 仅考虑温度对黏度的影响。黏温关系采用 Vogel 模型, 这里使用 CD30 级润滑油, 其黏温关系表达式为^[15]

$$\mu = 0.507610^{-3} \exp[3434.6/(T - 22.29)] \quad (15)$$

式中: T 为温度。

1.2.4 摩擦功耗

$$W_i = \int_0^{L_{i2\pi}} \int_0^{2\pi} \left\{ \frac{h_i^3}{12\mu_i} \left[\left(\frac{\partial p_i}{R_i \partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial p_i}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{\mu_i}{h_i} (\Omega_j - \Omega_R)^2 R_i^2 \right\} R_i d\theta dz \quad (16)$$

$$W_o = \int_0^{L_{o2\pi}} \int_0^{2\pi} \left\{ \frac{h_o^3}{12\mu_o} \left[\left(\frac{\partial p_o}{R_o \partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial p_o}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{\mu_o}{h_o} \Omega_R^2 R_o^2 \right\} R_o d\theta dz \quad (17)$$

式(16), (17)中: W_i, W_o 分别为内、外油膜摩擦功耗。

1.2.5 润滑油流量

$$Q_{i1} = \int_0^{2\pi} \left[-\frac{h_i^3}{12\mu_i} \frac{\partial p_i}{\partial z} \right]_{z=0} R_i d\theta \quad (18)$$

$$Q_{i2} = \int_0^{2\pi} \left[-\frac{h_i^3}{12\mu_i} \frac{\partial p_i}{\partial z} \right]_{z=L_i} R_i d\theta \quad (19)$$

$$Q_i = |Q_{i1}| + |Q_{i2}| \quad (20)$$

$$Q_{o1} = \int_0^{2\pi} \left[-\frac{h_o^3}{12\mu_o} \frac{\partial p_o}{\partial z} \right]_{z=0} R_o d\theta \quad (21)$$

$$Q_{o2} = \int_0^{2\pi} \left[-\frac{h_o^3}{12\mu_o} \frac{\partial p_o}{\partial z} \right]_{z=L_o} R_o d\theta \quad (22)$$

$$Q_o = |Q_{o1}| + |Q_{o2}| \quad (23)$$

式(18)~(23)中: Q_{i1}, Q_{i2} 分别为内层润滑油前端、后端流量; Q_{o1}, Q_{o2} 分别为外层润滑油前端、后端流量; Q_i, Q_o 分别为内、外层润滑油流量。

1.3 热量分配模型

当内膜温度大于外膜温度时, 内膜摩擦产生的热量一部分通过端泄的润滑油带走, 另一部分传递给浮环, 外膜将吸收浮环传递的热量和自身摩擦产生的热量一并通过端泄带走。

$$W_i = P_{i-out} + P_{i-ring} \quad (24)$$

$$P_{o-out} = W_o + P_{ring-o} \quad (25)$$

当内膜温度小于外膜温度时, 内膜端泄带走的热量包括外膜传递给内膜的热量和内膜自身摩擦产生的热量, 另一方面, 外膜一部分热量传递给内膜, 另一部分由外膜端泄带走。

$$P_{i-out} = W_i + P_{ring-i} \quad (26)$$

$$W_o = P_{o-out} + P_{o-ring} \quad (27)$$

式(24)~(27)中: P_{i-out} 为内膜端泄散热; $P_{i-out} = c_p \cdot \rho Q_i \Delta T_i$, 其中 ρ 为润滑油密度; P_{o-out} 为外膜端泄散热, $P_{o-out} = c_p \rho Q_o \Delta T_o$; P_{i-ring}, P_{ring-o} 分别为内膜传递给浮环的热量和浮环传递给外膜的热量, $P_{i-ring} = A_{Ri} H_{Ri} (\Delta T_i - \Delta T_R)$, $P_{ring-o} = A_{Ro} H_{Ro} (\Delta T_R - \Delta T_o)$; P_{o-ring}, P_{ring-i} 分别为外膜传递给浮环的热量和浮环传递给内膜的热量, $P_{o-ring} = A_{Ro} H_{Ro} (\Delta T_o - \Delta T_R)$, $P_{ring-i} = A_{Ri} H_{Ri} (\Delta T_R - \Delta T_i)$ 。

1.4 收敛判断公式

承载力收敛判据

$$G_1 = \left| \frac{F_i - F_o}{F_i} \right| \leq 0.01 \quad (28)$$

摩擦力矩收敛判据

$$G_2 = \left| \frac{\Gamma_i - \Gamma_o}{\Gamma_i} \right| \leq 0.01 \quad (29)$$

浮环热量收敛判据

$$G_3 = \left| \frac{P_{i-ring} - P_{ring-o}}{P_{i-ring}} \right| \leq 0.01 \quad (30)$$

2 计算方法

内膜-浮环轴承-外膜系统的传热机理: 当内膜温度大于外膜温度时, 内膜的一部分热量传递给浮

环,并通过浮环传递到外膜.当内膜温度小于外膜温度时,外膜的一部分热量通过浮环传递到内膜.因此,存在某一外膜偏心率,使该外膜偏心率下内膜温度等于外膜温度,此时内膜-浮环轴承-外膜之间没有传热情况发生.本文通过以下办法识别这一外膜偏心率:首先不考虑浮环的传热影响,仅用浮环的载荷作为平衡条件,以内外膜绝热计算.假设在某一外膜偏心率下外膜温度等于内膜温度;当适当减小该外膜偏心率,存在内膜温升大于外膜温升;当适当增大该外膜偏心率,存在内膜温度大于外膜温度,则可认为该外膜偏心率下内膜-浮环轴承-外膜之间没有热量传递.

浮环轴承润滑求解步骤如下:

(1) 给定外膜偏心率 ϵ_o , 设初始浮环温升 ΔT_r .

(2) 设初始内膜偏心率 ϵ_i 和初始环速比 Ω .

(3) 设定内膜、外膜初始温升, 赋压力场初值, 结合有限差分法与超松弛迭代法求解 Reynolds 方程, 计算油膜压力, 如果满足压力收敛条件, 则应用式 (16)~(23) 求解摩擦功耗和润滑油流量, 否则将得到的压力作为初始压力重新计算. 压力收敛后, 调整偏位角使油膜合力方向垂直. 应用式 (24), (25) 求解温升, 如果满足温升收敛, 则应用式 (8)~(10) 计算摩擦力矩, 应用式 (3)~(7) 计算油膜承载力, 并对内膜进行润滑分析, 否则将得到的温升作为初始温升, 应用式 (15) 计算新的黏度, 重新对油膜进行润滑计算, 直至温升收敛.

(4) 内膜与外膜润滑分析完毕后, 判断如果满足式 (28) 和式 (29), 则进行下一步, 否则调整内膜偏心率 ϵ_i 和环速比 Ω , 重复步骤 (2) 到步骤 (3).

(5) 满足载荷平衡方程后, 判断如果满足式 (30), 则计算完成, 否则调整浮环温升 ΔT_r , 重复步骤 (1) 到步骤 (4).

计算流程图如图 2 所示.

3 结果与分析

表 1 为轴承和润滑油基本参数.

图 3 所示为内膜摩擦热量 W_i 、内膜端泄散热量 P_{i-out} 与浮环传热量 P_{i-ring} 随外膜偏心率 ϵ_o 的变化情况(轴颈转速 $n=100\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$). 如图 3 所示, ϵ_o 小于 0.8 时, 内膜摩擦产生的热量一部分由内膜端泄带走, 一部分传递给浮环. 当 ϵ_o 大于 0.8 时, 外膜通过浮环传递热量给内膜, 此时内膜端泄带走的热量等于浮环传热与内膜摩擦热的总和. 因此, 根据 ϵ_o

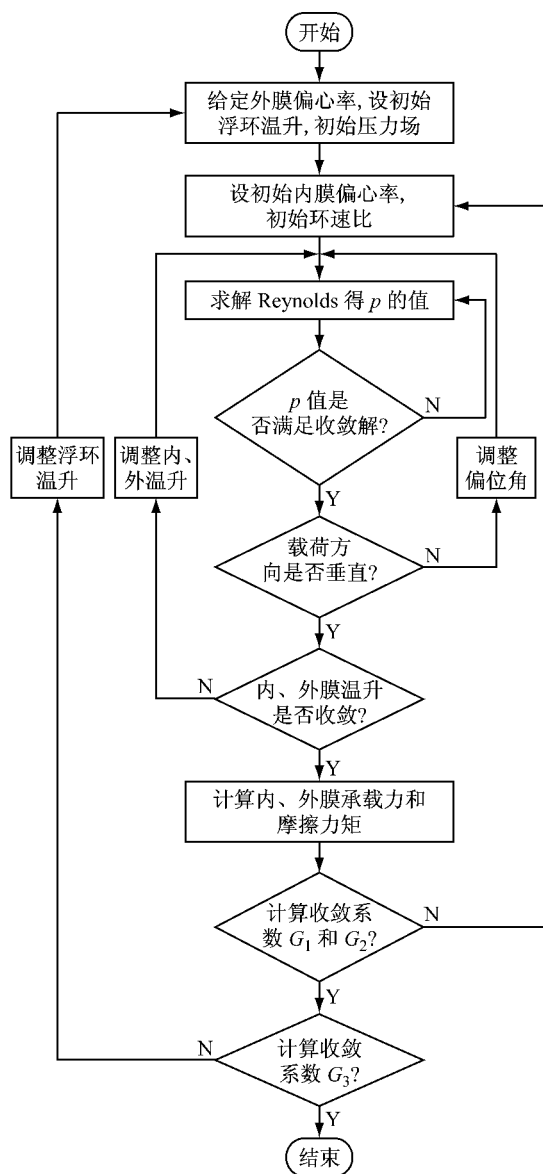


图 2 计算流程图

Fig.2 Flowchart of calculation

表 1 分析浮环轴承和润滑油的主要参数

Tab.1 Parameters of floating ring bearing and lubricant

参数	数值
轴承内层半径/mm	7.15
轴承外层半径/mm	11.075
内层半径间隙/mm	0.02
外层半径间隙/mm	0.05
轴承内圆宽度/mm	10.8
轴承外圆宽度/mm	12.8
润滑油密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	860
润滑油比热($\text{J}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K}^{-1})$)	2000
热传导系数($\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K}^{-1})$)	0.13
进油温度/K	373

的不同, 浮环可能从内膜吸收热量传递到外膜, 也可能吸收外膜热量传递给内膜. ϵ_o 为 0.8 时, 内膜-浮环-外膜之间没有热量传递. 由于一般情况下, 内膜

温度高于外膜温度,本文重点研究由内膜向外膜传热的情况.由图 3 可见,随着 ϵ_o 的增大,内膜端泄散热急剧上升,另一方面,随着 ϵ_o 的增加,油膜传递到浮环的热量先增大后减小.表 2 为热量分配随外膜偏心率 ϵ_o 的变化情况. ϵ_o 较小时,摩擦产生的热量大部分流向浮环;随着 ϵ_o 增加,由润滑油吸收并通过两侧泄出带走的热量逐步增加,这是因为 ϵ_o 的增加会使端泄流量增加显著. ϵ_o 从 0.1 到 0.7,浮环传热量从 81.8% 下降至 47.8%.由此可见,各个 ϵ_o 下,内膜都有不同程度的热量传递给浮环,继而再传递到外层油膜. ϵ_o 越小,内外膜之间传热现象越显著.

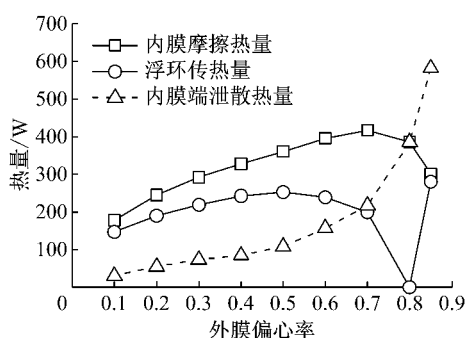


图 3 内膜摩擦热量、浮环传热量、内膜端泄散热量随外膜偏心率的变化

Fig.3 Heat converted from W_i , heat transferred through the ring, and heat carried away by Q_i with the change of ϵ_o .

表 2 内膜热量分配随外膜偏心率的变化

Tab.2 Heat distribution in inner film with ϵ_o .

外膜偏心率	内膜端泄散热量 占全部热量比例/%	内膜-浮环传热量 占全部热量比例/%
0.1	18.2	81.8
0.2	22.7	77.3
0.3	25.9	74.1
0.4	30.0	70.0
0.5	30.3	69.7
0.6	39.6	60.4
0.7	52.2	47.8
0.8	100.0	0

图 4 所示为给定载荷工况下 ($F=150\text{ N}$) 内膜摩擦热量 W_i 、内膜端泄散热量 P_{i-out} 与浮环传热量 P_{i-ring} 随轴颈转速的变化情况.随着转速增加,浮环传热量和内膜端泄散热量均呈现增加的趋势,且浮环传热量明显大于内膜端泄散热量.表 3 为内膜热量分配随轴颈转速的变化情况.内膜热量分配基本不随轴颈转速变化,浮环传热量保持在 60% 左右,说明转速的变化对内膜热量分配情况影响很小.因此,不同工况下,都存在热量在内膜-浮环-外膜间传递,对

浮环轴承进行润滑分析时,不可忽略浮环传热的影响.

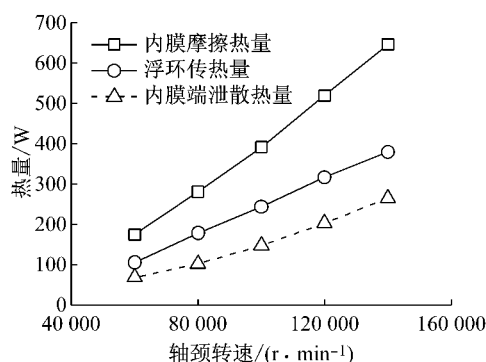


图 4 内膜摩擦热量、浮环传热量、内膜端泄散热量随轴颈转速的变化

Fig.4 Heat converted from W_i , heat transferred through the ring, and heat carried away by Q_i with the change of rotor speed

表 3 内膜热量分配随轴颈转速的变化

Tab.3 Heat distribution in the inner film with the rotor speed

轴颈转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	内膜端泄散热量 占全部热量比例/%	内膜-浮环传热量 占全部热量比例/%
60 000	39.4	60.6
80 000	36.4	63.6
100 000	37.7	62.3
120 000	39.1	60.9
140 000	40.2	59.8

图 5 所示为内外膜温升 $\Delta T_i, \Delta T_o$, 内外膜黏度 μ_i, μ_o 随外膜偏心率 ϵ_o 的变化情况(图 5~10 选取轴颈转速 $n=100\ 000\text{ r} \cdot \min^{-1}$).计入浮环传热时,内膜温升有所减小,且外膜偏心率越小,内膜温升减幅越大.如外膜偏心率为 0.1 时,不计浮环传热时的内膜温升为 $183.0\text{ }^\circ\text{C}$,计入浮环传热时的内膜温升为 $68.9\text{ }^\circ\text{C}$,减幅达 62.4%.与内膜温升变化相对应,考虑浮环传热时外膜温升明显大于不考虑浮环传热时的值,且 ϵ_o 越小,外膜温升增加越多.如 ϵ_o 为 0.1 时,不考虑浮环传热的外膜温升为 $8.9\text{ }^\circ\text{C}$,计入浮环传热时外膜温升为 $58.9\text{ }^\circ\text{C}$,增加了 561.7%.内、外膜温升在此 ϵ_o 下均变化较为明显的主要原因是:在该 ϵ_o 下,内膜温升较高,且内膜端泄流量较小,大部分热量通过浮环传递到外层油膜.此时,内膜-浮环-外膜传热作用效果显著.另外,计入浮环传热后,受内膜温升减小影响,内膜黏度增加,受外膜温升增大影响,外膜黏度减小,且 ϵ_o 越小,计及前后的外膜黏度差值也越大,主要原因是与内膜温升相比,外膜温升较小,温黏效应显著.

图 6 所示为环速比 Ω 随外膜偏心率 ϵ_o 的变化.

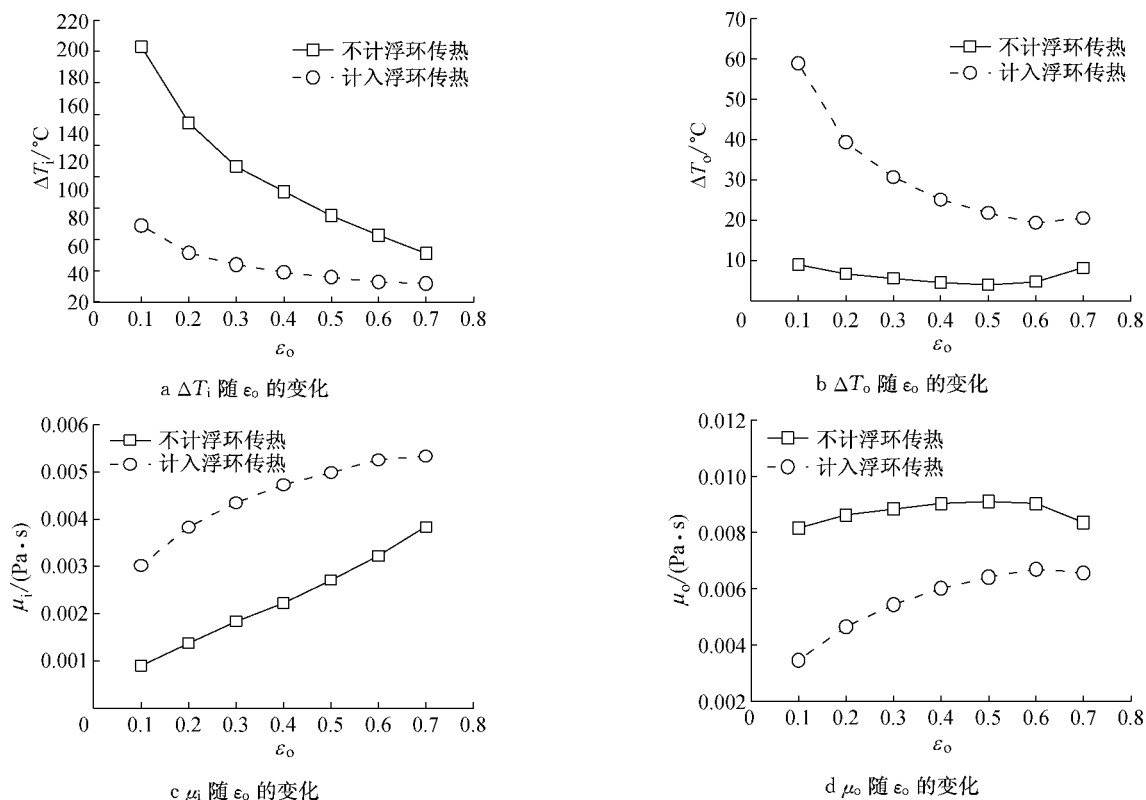


图5 内、外膜温升内、外膜黏度随外膜偏心率的变化

Fig.5 Increase of inner film and outer film temperature with the change of outer film eccentricity ratio

与不考虑浮环传热相比,计入浮环传热时,环速比不仅数值上明显增大,而且随 ϵ_o 的变化规律也有所不同. 计入浮环传热时, ϵ_o 增加,环速比呈减小趋势. 两种情况下环速比有较大差异的原因是计入浮环传热时内外油膜的黏度有较大变化,其将直接影响平衡力矩,而内外油膜平衡力矩主要由环速比和轴颈转速决定.

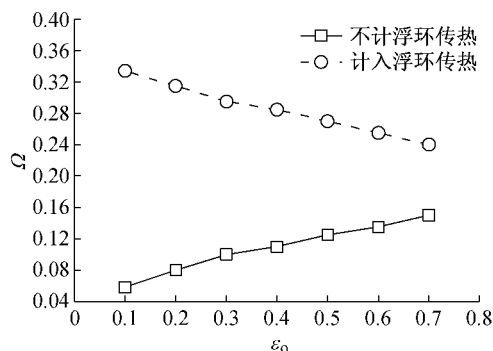


图6 环速比随外膜偏心率的变化

Fig.6 Ring speed ratio with the change of outer film eccentricity ratio

图7所示为内膜偏心率 ϵ_i 随外膜偏心率 ϵ_o 的变化. 计入浮环传热时,内膜偏心率有所减小,减小量基本不随 ϵ_o 变化而变化. 图8所示为承载力 F 随外膜偏心率 ϵ_o 的变化. 与不计浮环传热相比,计入浮环

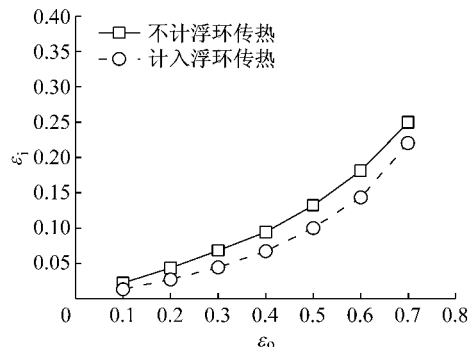


图7 内膜偏心率随外膜偏心率的变化

Fig.7 Inner film eccentricity ratio with the change of outer film eccentricity ratio

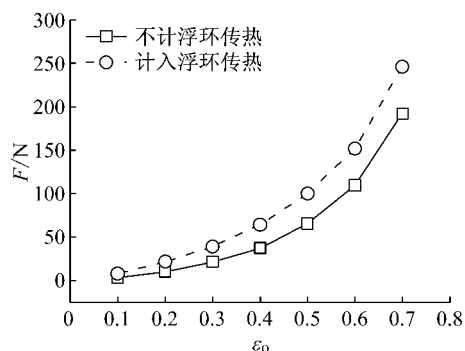
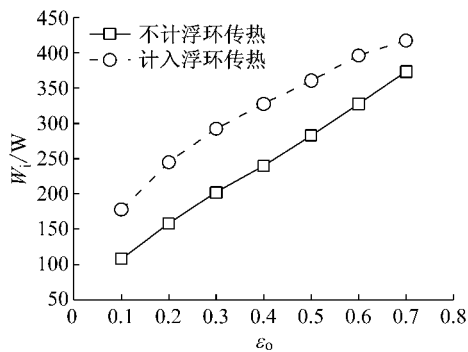


图8 承载力随外膜偏心率的变化

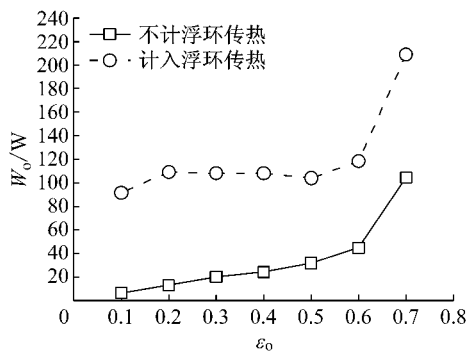
Fig.8 Load capacity with the change of outer film eccentricity ratio

传热时,当 ϵ_o 较小时,虽然浮环传热现象明显,但由于此时油膜厚度较大,承载力较小,因此承载力的变化并不明显.随着 ϵ_o 的增加,浮环传热对承载力的影响明显增加.计入与不计入浮环传热时的承载力差值随 ϵ_o 增加有增大趋势.

图 9 所示为内、外膜摩擦功耗 W_i, W_o 随外膜偏心率 ϵ_o 的变化. 计入浮环传热后,内膜摩擦功耗有所增加,且 ϵ_o 的变化对摩擦功耗增量影响甚小. 另一方面,计入浮环传热的外膜摩擦功耗也比不计入浮环传热时大. ϵ_o 为 0.2 时,不计浮环传热时外膜摩擦功耗为 13.02 W,计入浮环传热时外膜摩擦功耗为 109.23 W,增幅 738.9%,这一 ϵ_o 时外膜摩擦功耗增加显著的主要原因在于浮环高速运转时,剪切流做功占主导作用,故外膜功耗主要受环速比与黏度影响, ϵ_o 为 0.2 时,计及浮环传热后,环速比显著增加(见图 6)使外膜功耗增大,外膜黏度显著增加(见图 5d)也使外膜功耗增大,受两者叠加作用影响,故外膜功耗增加显著. ϵ_o 为 0.6 时,不计浮环传热时外膜摩擦功耗为 44.81 W,计入浮环传热时外膜摩擦功耗为 118.34 W,增幅达 164.1%,说明浮环传热对外膜摩擦功耗的影响显著.



a W_i 随 ϵ_o 的变化

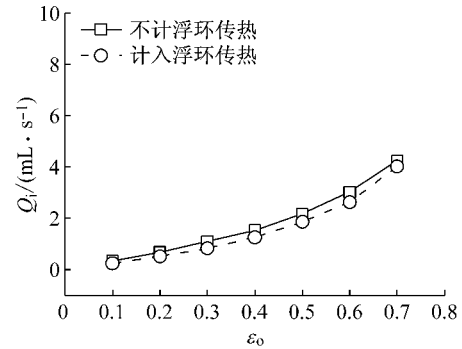


b W_o 随 ϵ_o 的变化

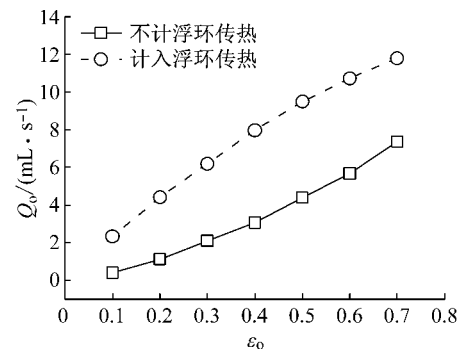
图 9 内、外膜摩擦功耗随外膜偏心率的变化

Fig.9 Inner film and outer film frictional power consumption with the change of outer film eccentricity ratio

图 10 所示为内、外膜流量 Q_i, Q_o 随外膜偏心率 ϵ_o 的变化. 由图 10 可见,浮环传热对内膜端泄流量几乎没有影响;与不计入浮环传热相比较,计入浮环传热时外膜端泄流量有明显增加,这是因为该情况下外膜黏度较小,有利于润滑油的流动.



a Q_i 随 ϵ_o 的变化



b Q_o 随 ϵ_o 的变化

图 10 内、外膜端泄流量随外膜偏心率的变化

Fig.10 Inner film and outer film end leakage rate with the change of outer film eccentricity ratio

4 计算模型验证

为验证本文模型正确性,在给定载荷工况下,与 Andres 等^[6-8]所做实验结果进行比较,浮环轴承参数采用 Andres 实验中轴承性能参数,相关参数见表 4. 计算中,采用本文的模型进行分析,获取不同转速下的环速比与 Andres 相应实验值的对比情况,见图 11.

可见,与不计入浮环传热相比,计入浮环传热后,环速比的理论值与实验值吻合较好. 理论值略大于实验值可能是因为计算模型中并没有考虑由于传热引起的浮环热变形所导致的内、外油膜间隙的变化.

表4 实验中浮环轴承结构参数

Tab. 4 Parameters of the floating ring bearing in experiment

参数	数值
浮环外直径/mm	13.79
浮环内直径/mm	9.19
轴承外圆宽度/mm	7.62
轴承内圆宽度/mm	4.57
轴承座直径/mm	13.87
转子质量/g	135.27
浮环质量/g	4.62
内外膜间隙比	0.36

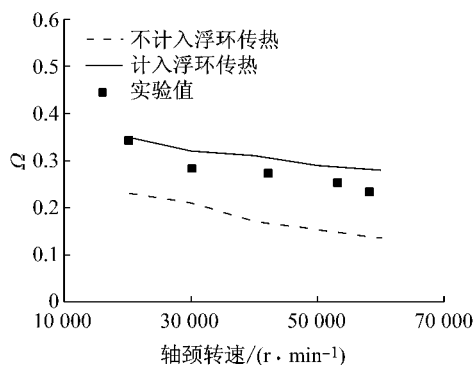


图11 环速比的理论值和实验值对比

Fig. 11 Comparison of ring speed ratio of the simulation result and experimental result

5 结论

(1)部分外膜偏心率下,浮环轴承内膜通过浮环传热给外膜;部分外膜偏心率下,外膜通过浮环传热给内膜;存在某一偏心率,内膜-浮环-外膜间没有热量传递。

(2)外膜偏心率越小,浮环轴承内膜通过浮环向外膜传热现象越明显。浮环传热量与转速的高低有直接关系,转速越高,浮环传热量也越多,但转速对内膜热量分配的影响非常小。

(3)计入浮环传热时,浮环轴承不仅环速比有明显增加,而且环速比随外膜偏心率的变化规律也有较明显不同。

(4)考虑浮环传热时,浮环轴承内膜温升有所减小,外膜温升有所增大。浮环传热对内外膜温升的影响程度与外膜偏心率有一定关系。外膜偏心率越小,温升的变化量越明显。

(5)计入浮环传热时,浮环轴承内膜摩擦功耗、外膜摩擦功耗、外膜端泄流量有较明显增加,承载力有所增大,浮环传热对内膜端泄流量基本没有影响,外膜偏心率越大,浮环传热对承载力的影响也越大。

参考文献:

- [1] Oreutt F K, Ng C W. Steady-state and dynamic properties of the floating ring journal bearing[J]. Journal of Lubrication Technology, 1968, 9(1): 243.
- [2] Mokhar M O. Floating ring journal bearings: theory, design and optimization[J]. Tribology International, 1981, 14(2): 113.
- [3] Trippett R J, Li D F. High-speed floating ring bearing, test and analysis[J]. ASLE Transactions, 1987, 27(1): 73.
- [4] Koenke C E, Tanaka M, Motoi H. Axial oil film rupture in high speed bearings due to the effect of the centrifugal force[J]. Journal of Tribology, 1995, 117(3): 394.
- [5] Hatakenaka K, Tanaka M, Suzuki K. A theoretical analysis of floating bush journal bearing with axial oil film rupture being considered[J]. Transactions of the ASME: Journal of Tribology, 2002, 124(3): 494.
- [6] Andres L S, Kerth J. Thermal effects on the performance of floating ring bearings for turbochargers[J]. Journal of Engineering Tribology, 2004, 218(5): 437.
- [7] Holt C, Andres L S, Sahay S, et al. Test response and nonlinear analysis of a turbocharger supported on floating ring bearings[J]. Transactions of the ASME: Journal of Tribology, 2005, 127(2): 107.
- [8] Andres L S, Gjika K G, Larue G. Rotordynamics of small turbochargers supported on floating ring bearings-highlights in bearing analysis and experimental validation[J]. Transactions of the ASME: Journal of Tribology, 2007, 129(2): 391.
- [9] Sang M C. Aeration effects on the performance of a turbocharger journal bearing[J]. Tribology International, 2008, 41(4): 296.
- [10] Shi F. An analysis for floating bearings in a turbocharger[C/CD]//SAE Technical Paper. [S. l.]: Detroit: SAE, 2011, 2011-01-0375.
- [11] Andres L S, Barbarie V C, Bhattacharya A, et al. On the effects of thermal energy transport to the performance of (semi) floating ring bearing systems for automotive turbochargers[J]. Transactions of the ASME: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134: 102507.
- [12] 宋寅,李雪松,顾春伟. 考虑油孔旋转的浮环轴承的载荷流量特性研究[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(6): 951.
- [12] SONG Yin, LI Xuesong, GU Chunwei. CFD analysis of the load capacity and oil feeding characteristics of floating bush bearings with bush rotation being considered[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(6): 951.
- [13] 张浩,师占群,张顺心,等. 基于质量守恒边界条件的浮环轴承贫油润滑特性理论分析[J]. 机械工程学报, 2014, 50(9): 100.
- [13] ZHANG Hao, SHI Zhanqun, ZHANG Shunxin, et al. A theoretical investigation on starved lubricating characteristics of the floating ring bearing based on jacobsson-floberg-olsson boundary condition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(9): 100.
- [14] 张文静,陈渭,李培,等. 系统参数对浮环轴承转速比的动态影响[J]. 四川大学学报:工程科学版, 2015, 47(3): 160.
- [14] ZHANG Wenjing, CHEN Wei, LI Pei, et al. Dynamic effects of system parameters on speed ratio of floating ring bearing[J]. Journal Of Sichuan University: Engineering Science, 2015, 47(3): 160.
- [15] Sun J, Deng M, Fu Y H, et al. Thermohydrodynamic lubrication analysis of misaligned plain journal bearing with rough surface[J]. Transactions of the ASME: Journal of Tribology, 2010, 132(1): 111.