

航空动力附件磁密封设计

Design of Magnetic Seal in Aeroengine Accessories

王伟 信琦 孙晓萍

中航工业沈阳发动机设计研究所航空发动机动力传输航空科技重点实验室

摘要:介绍了航空发动机附件输出轴的磁力密封设计, 主要包括关键结构设计、磁力计算、密封动环、浮动O型橡胶圈密封的设计, 以及如何选择密封摩擦材料及磁性材料, 并就加工精度、转速对密封性能的影响展开了讨论, 列举了磁力密封下一步还需要进行的研究工作。

关键词: 航空发动机附件密封; 磁力密封

Keywords: aeroengine accessories seal; magnetic seal

0 引言

磁力密封是在20世纪60年代中期由端面机械密封发展而来, 并在80年代得到进一步发展和应用, 其特点是在密封结构设计中采用磁力替代机械密封中的弹簧力, 依靠磁力将摩擦副密封面贴合来达到密封。目前磁力密封只能用于系统内压很低的附件密封设计。

磁力密封由于结构简单, 旋转的密封动环质量小, 磁性吸力稳定且分布均匀, 可以将密封比压设计到很小, 从而使其具有摩擦发热少、适用高速工况、使用寿命长等特点。另外, 磁力密封还具有装配简单、工作可靠、易于维护的优点。目前, 磁力密封在欧美航空发动机的附件密封中得到了应用。

1 结构设计

磁力密封在结构上与端面机械密封相似, 主要由密封动环、密封静环、轴系、支撑壳体、辅助静密封、二次浮动密封组成, 不同的是相互间需要形成可靠的磁力线回路。典型的密封结构及磁力线见图1。

1) 密封动环

密封动环安装在旋转轴上, 依靠二

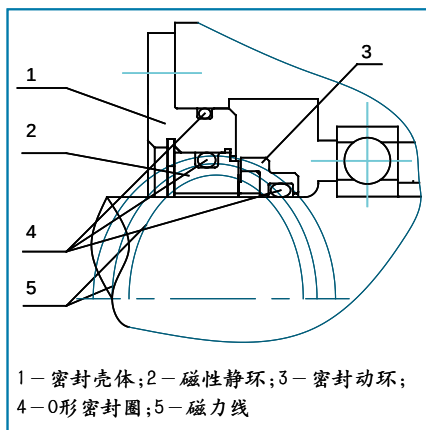


图1 典型的密封结构及磁力线

次浮动密封的周向摩擦力传递工作时的摩擦扭矩使其与轴保持同步旋转, 并具有一定的角向及轴向运动补偿能力。密封动环也可称为补偿动环, 由石墨镶嵌在软磁材料中制成。

2) 密封静环

密封静环安装于支撑壳体内, 是由硬磁材料制成的非补偿静环, 工作时依靠辅助静密封的周向摩擦力将摩擦扭矩传递到支撑壳体上以防止其转动。由硬磁材料制成的密封静环不仅应具有良好的磁性能, 而且应有可接受的摩擦性能和使用寿命。一般可在摩擦表面喷涂对磁性能影响小的耐磨涂层来提高

密封性能和寿命。

3) 支撑壳体

支撑壳体是一个广义的部件, 它可以是与密封静环、辅助静密封形成密封的单元体组件, 也可以是机匣本身。支撑壳体必须具有隔磁功能, 可选择铝、铜等材料制成。

4) 轴系

磁力密封主要用于输出或输入轴端的动密封, 轴端部位应视为磁力密封的一部分, 无论磁力线的回路形式如何, 轴都将是构成磁力线回路的主要部件, 因此, 轴的材料应具有良好的导磁性。此外, 轴系的设计应使工作时具有尽可能小的轴向位移。

5) 辅助静密封与二次浮动密封

目前多选用自密封性及压缩回弹性优良的O型橡胶密封圈, 但橡胶密封圈在使用过程中易产生老化, 因此, 应根据密封介质、使用环境温度的不同来选择相应的橡胶材料, 并在设计中采用合适的压缩量。

2 磁性材料选择及磁力计算

在磁力密封设计中, 首先由密封的工作条件及密封性能设计要求确定密封

所需要的磁力,然后根据使用温度、磁力稳定性、结构材料的可加工性、摩擦及磨损性能要求分别选用密封静环和密封动环的材料,最后按磁力线回路、结构形式、磁性材料的磁学特性进行磁力计算,确定密封静环与密封动环的结构尺寸。

2.1 密封所需最小关闭比压的确定

在确定所需磁力之前,必须由工作压力、表面粗糙度、允许的密封泄漏量确定最小关闭比压:

$$P_{g1} = h_2 \sqrt{\frac{\pi d_m P_i S}{Q} (\beta - 1)} \quad (1)$$

$$\text{密封压比: } \beta = \frac{P_u}{P_i} \quad (2)$$

$$\text{加工精度: } h_2 = h_1 + \Delta \quad (3)$$

其中, Q 为密封所允许的泄漏量,要求不大于 5ml/h ; d_m 为密封凸缘的平均直径; h_1 为缝隙高度(与两密封表面粗糙度有关的平均值); S 是与密封凸缘平均摩擦线速度相关的系数; P_i 为密封出口绝对压力; P_u 为密封进口绝对压力; Δ 为表面不平度(两密封表面平面度的平均值)。

受密封凸缘结构、工作转速、介质黏度、材料特性影响时的最小密封关闭比压:

$$P_{g2} = \frac{P_i}{4} (\beta - 1) + \frac{\mu \omega}{12\pi E_0} \Delta r^2 \left(\frac{1}{h_1^2} - \frac{1}{h_2^2} \right) \quad (4)$$

其中, E_0 为磁性静环弹性模量; E 为所用石墨材料的弹性模量; μ 为被密封介质的动力黏度; ω 为工作转速; Δr 为密封凸缘的半径宽度。

可通过调整密封凸缘 Δr , 使 P_{g2} 尽可能接近 P_{g1} 值, 以减小工作转速、介质黏度影响, 并应满足 $\Delta r = r_1 (\tau - 1)$ 。其中, r_1 为密封凸缘的内半径; τ 为摩擦表面波紋度对密封泄漏的影响系数, 一般 $\tau \leq 1.1$; Δr 由石墨的强度决定, 一般不小于 1.2mm 。

最后, 确定所需要的密封关闭比压: $P_g = \{P_{g1}, P_{g2}\}_{\max}$ (5)

2.2 密封所需磁力的确定及摩擦扭矩

在最小关闭比压确定之后, 可根据密封结构形式, 按力平衡条件确定所需要的磁力大小。

所需磁力比压:

$$P_c \geq P_g + P_i (0.5 - k) (\beta - 1) \pm P_f \quad (6)$$

所需磁力:

$$F_c = \pi r_1^2 (\tau^2 - 1) P_c \quad (7)$$

密封端面摩擦扭矩:

$$M_c = \frac{d_m}{2} f_s F_c \quad (8)$$

二次O型橡胶圈的摩擦力:

$$F_f = \pi r_1^2 (\tau^2 - 1) P_f \quad (9)$$

O型橡胶圈的转动摩擦扭矩:

$$M_f = \frac{d}{2} F_f \quad (10)$$

其中, d 为密封轴直径; f_s 为石墨与磁性环表面的摩擦系数, 一般为 $0.03 \sim 0.15$, 附件机匣可按边界润滑状态取 0.07 ; k 为密封的平衡比, 考虑到永磁材料磁力有限, 一般 $k \geq 1.1$; P_f 为二次O型橡胶圈的附加比压。

稳定工作的条件为,

$$F_c > F_f, M_c < M_f。$$

当密封压力较大及摩擦表面温度接近材料限度时, 必须考虑非平行膜(摩擦表面变形造成的)情况, 否则, 密封将处于不稳定状态而产生较大泄漏。由于永磁材料剩余磁感应强度有限, 产生的磁力相对于机械密封的弹簧力小得多, 因此, 只能在系统内压很低的机构中担任密封用途。

2.3 磁性静环、动环的材料选择及磁力计算

在密封所需磁力确定之后, 首先根据密封缝隙中的摩擦温度确定永磁材料及软磁材料, 然后根据永磁材料及软磁材料的磁性特性确定结构尺寸。

密封缝隙中摩擦温度:

$$T = \frac{P_g V_m f \Delta r}{c_w (\lambda_a + \lambda_b)} + T_0 \quad (11)$$

其中, c_w 为散热系数, 一般为 $0.2 \sim 0.9$; T_0 为被密封介质的温度; V_m 为平均摩擦线速度; λ_a, λ_b 为两个摩擦副的导热系数; f 为摩擦系数。

磁性静环材料的居里温度不能小于密封缝隙中摩擦温度的2.5倍。动环所选择的软磁材料, 应在不小于1.5倍的摩擦温度下具有稳定的磁导率。

磁性静环材料的磁性能要求为, 在使用温度范围内具有高的稳定剩余磁感应强度 B_r 、磁感应矫顽力 H_c 及最大磁能积 $(BH)_{\max}$, 并具有低的磁感应温度系数及磁感应衰减率。

软磁材料的磁性能要求为, 在使用温度范围内具有高的稳定磁导率 $\mu_{\min}$ 、低的矫顽力 H_c 及应力敏感性。

另外, 对于石墨摩擦材料的要求为, 在介质黏度较大的情况下使用时, 应选择弹性模量和硬度低的材料; 其允许的使用温度不低于1.3倍摩擦温度。

3 磁性静环的结构尺寸设计

可以根据需要的磁力来确定磁性静环所需的磁材料参数, 也可以根据选定的磁材料来确定磁性静环的结构尺寸。在使用条件下保证磁性静环具有稳定的磁性能是设计的关键。

按磁密封的磁路, 磁力:

$$F = \frac{A_{\text{air}}}{2\mu_0} \left[\frac{H_a \left(\frac{B_a}{H_a} + \mu_0 \mu_{\text{rec}} \right)}{\frac{A_{\text{air}}}{A_s} + (\mu_0 \mu_{\text{rec}} + \frac{B_a}{H_a}) \frac{k_r L_{\text{air}}}{\mu_0 D_{\text{out}}}} \right]^2 \quad (12)$$

其中, k_r 是平行于圆形表面的磁阻系数,

$$k_r = \frac{17.05}{\mu_r} \left(\frac{D_{\text{out}}}{h} \right)^2 \left(\frac{2L_{\text{air}}}{D_{\text{out}} - d_{\text{in}}} \right) \quad (13)$$

μ_r 与软磁材料及磁场强度有关, 见图

2. 对于径向充磁, oa工作线如图3所示,

$$\frac{B_a}{H_a} = K_u = \frac{\pi k(D_{out} + d_{in})}{4h(D_{out} - d_{in})} \sqrt{(D_{out} + d_{in})(D_{out} - d_{in} + 2h)} \quad (14)$$

磁体回复线(图3中af线)方程:

$$B = B_a + \mu_{rec} \mu_0 (H_a - H) \quad (15)$$

式(12)~(15)中, A_{air} 为气隙面积; A_s 为磁环面积; B 为磁感应强度; B_a 为孤立磁环外载荷oa线(回复曲线起点)的磁感应强度; D_{out} 为磁环外径; d_{in} 为磁环内径; H 为磁场强度; H_a 为孤立磁环外载荷oa线的磁场强度; h 为磁环轴向长度; k 为修正系数, 各向异性的铝镍钴环取0.25; L_{air} 为磁环截面距软磁动环截面的轴向气隙长度或密封凸缘的轴向高度; μ_0 为真空磁导率; μ_{rec} 为相对回复磁导率。

确定了磁性静环的材料后, 应根据磁性材料的退磁曲线确定工作点, 使工作点位于 $(BH)_{max}$ 点的偏上位置, 以减少由于磁时效引起的磁感应变化。典型的退磁曲线如图3所示。图中a点为磁环孤

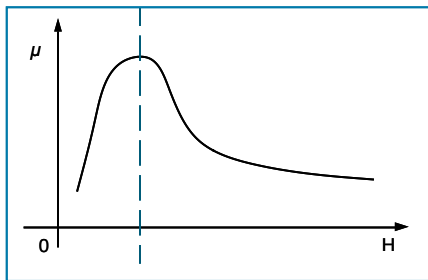


图2 软磁材料磁导率与磁场强度关系

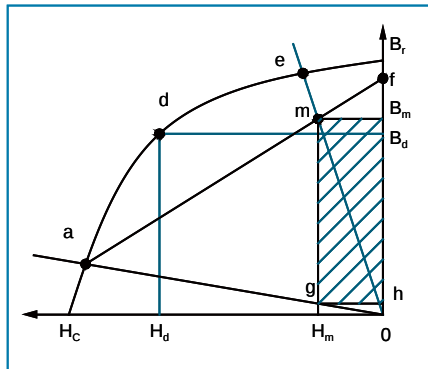


图3 典型的退磁曲线

立存在时磁体工作点; m点为工作点, 是工作线oe与磁体回复线af的交点; 当磁密封旋转时, 工作点m沿着回复线af有微小移动; B_d 、 H_d 分别为最大磁能积点的磁感应强度和磁场强度。

设计时, 一般将工作点设计在(气隙中) $B_m = 1.1B_d$ 位置附近, 使得气隙中的磁场能量 $(B_m H_m)$ 接近最大, 即图3中的阴影面积 $mghB_m$ 最大。

$$B_d = \sqrt{\frac{B_r}{H_c} (BH)_{max}} \quad (16)$$

$$H_d = \sqrt{\frac{H_c}{B_r} (BH)_{max}} \quad (17)$$

除用图解法可以直观得到工作线与退磁曲线的交点e的 H_e 外, 也可以采用解析法计算 H_e , 对各向异性材料:

$$B_e = B_r K_a \frac{JH_c - H_e}{K_a JH_c - H_e} - \mu_0 H_e \quad (18)$$

$$\frac{1 - \frac{d}{K_a}}{JH_c} = \frac{1 - d}{1 - d} \quad (19)$$

$$K_a = \frac{(c + g)(d + f - c) - d}{f + g - 1} \quad (20)$$

$$\text{其中, } c = \mu_0 \frac{H_d}{B_r}; \quad d = \mu_0 \frac{H_c}{B_r};$$

$$f = \frac{H_d}{H_c}; \quad g = \frac{B_d}{B_r}.$$

在 B_m 确定之后, 经过m点作直线af, 直线斜率 $\frac{\partial B}{\partial H} = -\mu_{rec} \mu_0$, 使得图3中阴影面积 $mghf$ 尽可能大, 即可得到磁体回复线af的方程, 从而得到磁体回复线与退磁曲线的交点a的参数及m点的 H_m , 按径向充磁oa工作线方程即可确定磁环的结构尺寸, 按 H_m 和图2可确定 μ_r , 然后计算磁力。

尺寸 d_{in} 由密封的结构方案通过设计决定, 应尽可能小, 以降低摩擦线速度。为减少动环的工作摆动, 尺寸 D_{out} 也应与动环一致, 尽可能小。

设计中, 软磁材料的磁导率 μ_r 也是

影响磁力的重要参数, μ_r 值越高, 在一定磁场强度下传递的磁通越大, 计算中的磁阻系数就越小。软磁材料的磁导率与磁场强度有关。当磁性静环工作点的磁场强度接近软磁材料的最大磁导率 μ_r 的磁场强度时, 磁阻系数最小, 缝隙中的磁通最大。

4 二次浮动O型橡胶圈密封的设计

磁力密封设计中, 二次浮动O型橡胶圈密封的设计非常重要, 它不仅要保证密封动环与转轴之间的浮动密封, 还要传递密封面的摩擦扭矩。

密封的结构设计应考虑加工公差的控制范围, 对于密封轴直径 d 的密封, 设计的关键是O型圈的截面直径 d_0 、拉伸量 α 和压缩量 c 。O型圈的结构见图4。

4.1 O型圈截面直径的确定

由合成橡胶制成的O型圈在工作一定时间后都会产生永久变形, 为保证工作期间不失效, 必须选择合适的O型圈截面直径。

O型圈截面发生压缩永久变形后:

$$\Delta = d_0 - d_r \quad (21)$$

O型圈截面最小直径:

$$d_0 = \frac{1 - c_r}{c_i + c_r} \Delta \quad (22)$$

其中, d_r 为压缩永久变形后直径, 是经验数值, 由使用寿命和材料决定; Δ 为变形差, 一般 Δ 的取值不小于0.3mm; c_i 为工作压缩量; c_r 为永久变形后的压缩量。

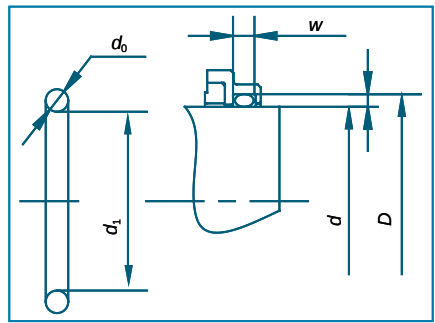


图4 O型橡胶圈结构尺寸

需要注意的是,低压差密封及小于0.005m/s的慢速移动时,易产生螺旋失效,因此,O型圈截面直径 d_0 不应过小,以便保持必要的扭曲刚性。

4.2 O型圈拉伸率与压缩率的精确计算

密封的结构设计应考虑加工公差的控制范围,设计的关键是O型橡胶圈拉伸量 α 和压缩量 c 。

1) 拉伸量

$$\alpha_{\min} = \frac{d_{\min} + d_{0\max}}{d_{1\max} + d_{0\max}} \quad (23)$$

$$\alpha_{\max} = \frac{d_{\max} + d_{0\min}}{d_{1\min} + d_{0\min}} \quad (24)$$

拉伸量不得超过10%的极限,一般在1%~5%,根据使用经验,圆截面直径小于2mm时,拉伸量可达5%;圆截面直径大于7mm时,拉伸量为1%。

O型圈拉伸将导致O型圈截面直径 d_0 减小到 d_0^* :

$$d_0^* = (1 - \frac{\delta}{100})d_0 \quad (25)$$

其中, δ 为收缩率,当 $\alpha=(1 \sim 1.003)$ 时,由试验数据拟合的经验公式为:

$$\delta = 0.01 + 1.06\alpha - 0.1\alpha^2$$

2) 压缩量

$$c_{\min} = \frac{d_{0\min} - h_{\max}}{d_{0\min}^*}, h_{\max} = (D_{\max} - d_{\min})/2$$

$$c_{\max} = \frac{d_{0\max} - h_{\min}}{d_{0\max}^*}, h_{\min} = (D_{\min} - d_{\max})/2$$

其中, d 为密封轴直径; D 为O型圈槽外径; d_1 为O型圈内径。压缩量一般控制在6~18%,以保证小移动状况下的滑动密封。

3) O形圈径向压紧力产生的摩擦力压差作用的径向压紧力:

$$\frac{F_{\Delta p}}{L} = 3.758 \times 10^5 d_0 (\Delta p)^{3.063} \quad (26)$$

压缩率作用的径向压紧力:

$$\frac{F_c}{L} = 1.2057 \times 10^{-2} d_0^{1.2} c^{1.3} H^{4.5} \quad (27)$$

产生的摩擦力:

$$F_f = f_0 (F_{\Delta p} + F_c) \quad (28)$$

产生的摩擦扭矩:

$$M_f = \frac{d}{2} F_f \quad (29)$$

其中, f_0 为O型圈与轴的摩擦系数,轴的粗糙度 $\leq 0.8\mu\text{m}$,干摩擦系数为0.13~0.17,润滑良好时摩擦系数为0.011~0.017; L 为O型圈的中径周长, $L = \pi(d + d_0)$ 。设计中可以通过调整 d_0 来满足稳定工作条件 $F_c > F_f$ 及 $M_c < M_f$ 。

另外,为减少O型圈在工作时的螺旋失效,装入O型圈的环槽粗糙度不应过小,应为3.2~6.3 μm ,以增大摩擦系数。O型圈的环槽宽度 $w = 1.35d_0$ 。环槽宽度过宽时,O型圈会发生扭曲;环槽宽度过窄,压缩变形受限,O型圈会由于应力过大而加速老化。

5 摩擦磨损问题

摩擦磨损关系到接触式密封的使用寿命和密封性能的稳定,其技术关键除了密封设计之外,必须根据使用环境、密封介质、工况参数来选择摩擦副。

用于发动机附件的滑油密封,滑油中存在铁磁物质(不是金属氧化物)很容易在磁场作用下被集中到磁密封的摩擦副上,形成对摩擦不利的磨粒磨损。

1) 硬质密封静环

对金属磨料,摩擦副表面硬度应满足 $H_m \geq 1.4H_a$;对金属氧化物,摩擦副表面硬度应满足 $H_m \geq 2.5H_a$ 。

其中 H_a 为磨料硬度。硬磁材料的表面硬度和耐磨性能难以满足要求,需要通过进行大量摩擦试验来选择合适的石墨材料。目前最合适的方法是选择成熟的涂层材料或对硬磁材料进行表面处理,如喷涂WC或CrC涂层、激光表面硬化等。

2) 石墨环

应选择 $\frac{H_m}{E}$ 大的材料,但石墨材料

的 H_m 增大时, E 也同时增大。

3) 石墨环磨损率计算

$$W_a = G_T \frac{P_g V_g}{H_m} \quad (30)$$

其中, G_T 为与温度有关的磨损系数,摩擦副不同,系数也不同,由试验确定; V_g 为摩擦的线速度。

影响摩擦磨损的因素较多,目前主要通过试验的方法来选择摩擦副材料,摩擦磨损试验后的检验标准包括:

a.摩擦表面应平整光亮,不应出现磨损沟痕;

b.摩擦表面不应出现摩擦烧伤痕迹;

c.硬质密封静环基本上无磨损,石墨环具有低的磨损率。

6 待研究的主要技术问题

磁力密封已在航空发动机上进行了大量的应用,并积累了一定的经验,但随着航空发动机长寿命、高可靠性的需求越来越高,还需要对磁力密封进行深入的研究,主要包括以下三方面:

1) 考虑各种磁性参数的影响,提高硬磁材料环、软磁材料环的设计精度研究。

2) 各种工况及润滑条件下的摩擦系数试验测定;

3) 影响使用寿命的石墨环磨损试验研究。

AST

作者简介

王伟,高级工程师,主要从事航空发动机密封设计与实验研究。

信琦,高级工程师,主要从事航空发动机密封设计研究。

孙晓萍,高级工程师,主要从事航空发动机密封设计研究。