



中华人民共和国国家标准

GB/T 23892.1—2009/ISO 12130-1:2001

滑动轴承 稳态条件下 流体动压可倾瓦块止推轴承 第1部分：可倾瓦块止推轴承的计算

Plain bearings—Hydrodynamic plain tilting pad thrust bearings
under steady-state conditions—

Part 1: Calculation of tilting pad thrust bearings

(ISO 12130-1:2001, IDT)

2009-05-26 发布

2009-12-01 实施



中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会

发布

前 言

GB/T 23892《滑动轴承 稳态条件下流体动压可倾瓦块止推轴承》由以下三部分组成：

- 第 1 部分：可倾瓦块止推轴承的计算；
- 第 2 部分：可倾瓦块止推轴承的计算函数；
- 第 3 部分：可倾瓦块止推轴承计算的许用值。

本部分是 GB/T 23892 的第 1 部分。

本部分等同采用 ISO 12130-1:2001《滑动轴承 稳态条件下流体动压可倾瓦块止推轴承 第 1 部分：可倾瓦块止推轴承的计算》。

本部分等同翻译 ISO 12130-1:2001。

本部分对国际标准的一些技术性错误进行了修改，修改内容如下：

- “范围”中的“轴向支撑”改为“中心支撑”；
- 5.6.4 中，“ $Q^* \geq Q$ ”改为“ $Q^* \geq Q_3$ ”；
- A.2 中，ISO 原文中“ $\Delta T_1 = \frac{0.92 \times 0.25}{0.5 \times 0.467 + (1 - 0.5) \times 0.25} = 13.1 \text{ K}$ ”错误，改为“ $\Delta T_1 = \frac{0.92 - 0.25}{0.5 \times 0.467 + (1 - 0.5) \times 0.25} \times 7.0 = 13.1 \text{ K}$ ”。

为便于使用，本部分做了下列编辑性修改：

- “本国际标准”一词改为“本部分”；
- 用小数点“.”代替作为小数点的逗号“，”；
- 删除国际标准的前言。

本部分的附录 A 是规范性附录。

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国滑动轴承标准化技术委员会(SAC/TC 236)归口。

本部分负责起草单位：中机生产力促进中心。

本部分参加起草单位：西安交通大学、浙江省诸暨申发轴瓦有限公司、浙江申科滑动轴承有限公司、浙江东方滑动轴承有限公司、浙江长盛滑动轴承有限公司、浙江双飞无油轴承有限公司。

本部分由全国滑动轴承标准化技术委员会秘书处负责解释。

本部分为首次发布。

滑动轴承 稳态条件下 流体动压可倾瓦块止推轴承 第1部分:可倾瓦块止推轴承的计算

1 范围

GB/T 23892 的本部分给出了推力环和轴承表面被流体润滑油膜完全分离的流体动压油润滑可倾瓦块止推轴承的设计计算方法,用于设计可靠运行的流体动压可倾瓦块止推轴承。

GB/T 23892 的本部分适用于瓦块宽长比 B/L 范围在 0.5~2 之间,在运行时,自动形成一楔形的润滑间隙的可倾瓦块止推轴承。

当给定相应的雷诺微分方程的数值解时,GB/T 23892 的本部分介绍的计算方法也可用于其他形状的油楔,抛物线形的润滑间隙,以及其他形状的瓦块,例如圆形的瓦块。GB/T 23892.2—2009 只给出了普通楔形油楔的特性值,所以这些值不适用于中心支撑的可倾瓦块。

本部分的计算方法可以对很多机械的止推滑动轴承进行设计和优化,例如,鼓风机、齿轮装置、泵、涡轮机、电动机、压缩机和机床中的止推滑动轴承等。它只适用于稳定工况条件下,例如,在连续运转的工况下,所有转动部件的载荷和角速度都是恒定的。

GB/T 23892 的本部分不适用于重载荷下的可倾瓦块止推轴承。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过 GB/T 23892 的本部分的引用而成为本部分的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本部分,然而,鼓励根据本部分达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本部分。

GB/T 3141—1994 工业液体润滑剂 ISO 黏度分类(eqv ISO 3448:1992)

GB/T 23892.2—2009 滑动轴承 稳态条件下流体动压可倾瓦块止推轴承 第2部分:可倾瓦块止推轴承的计算函数(ISO 12130-2:2001,IDT)

GB/T 23892.3—2009 滑动轴承 稳态条件下流体动压可倾瓦块止推轴承 第3部分:可倾瓦块止推轴承计算的许用值(ISO 12130-3:2001,IDT)

3 基本原理、假设和前提条件

雷诺微分方程的数值解的计算总是假设滑动面为有限宽,并且考虑压力产生的实际边界条件,见式(1):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \times \eta \times U \times \frac{\partial h}{\partial x} \dots\dots\dots (1)$$

参考文献[1]是雷诺微分方程的公式推导,文献[2]是雷诺微分方程的数值求解。

式(1)求解时,用到了以下的理想化的假设和前提,这些假设的可靠性已经在试验和工程实际中得到了充分的验证(见文献[3]):

- a) 润滑油属于牛顿流体;
- b) 润滑油的流动为层流;
- c) 润滑油完全粘附在滑动表面上;

- d) 润滑油是不可压缩的；
- e) 润滑间隙充满润滑油；
- f) 润滑油的惯性力、重力和磁力的影响可以忽略；
- g) 构成润滑间隙的部件是刚性的或者其变形可以忽略，其表面是完全平滑的；
- h) 润滑油膜的厚度在径向(z 轴方向)是恒定的；
- i) 润滑油在润滑表面的法线方向(y 轴方向)上的压力变化可以忽略；
- j) 滑动表面的法线方向(y 轴方向)没有运动；
- k) 润滑油在整个润滑间隙间是等黏度的；
- l) 润滑油从润滑间隙的最大处流入；
- m) 润滑油供油压力同润滑油膜本身的压力相比可忽略不计；
- n) 润滑表面的形状用矩形取代。

求解雷诺微分方程的边界条件为：

- 1) 润滑油入口处的表压为 $p(x=0, z)=0$ ；
- 2) 流入的润滑油完全充满润滑间隙，不影响润滑间隙中压力的产生；
- 3) 滑动轴承侧面的润滑油表压为 $p(x, z=0 \pm 0.5B)=0$ ；
- 4) 在压力区的末端润滑油的压力为 $p(x=L, z)=0$ 。

将相似性原理运用于流体动压滑动轴承理论，形成诸如承载能力、摩擦特性和润滑油流量等类似的无量纲参数。

利用参数的相似性原理，可以减少 GB/T 23892.2—2009 中雷诺微分方程必要的数值解的个数。原则上，如果其他的解能够满足 GB/T 23892 本部分中给定的条件并且有相应的数值精度，它们也是允许的。

GB/T 23892.3—2009 中给出了计算结果是否满足滑动轴承功能的许用值，特殊情况下，经协商，许用值允许偏离 GB/T 23892.3—2009 的规定以适用特定应用场合。

4 符号、术语和单位

见表 1 和图 1。

表 1 符号、术语和单位

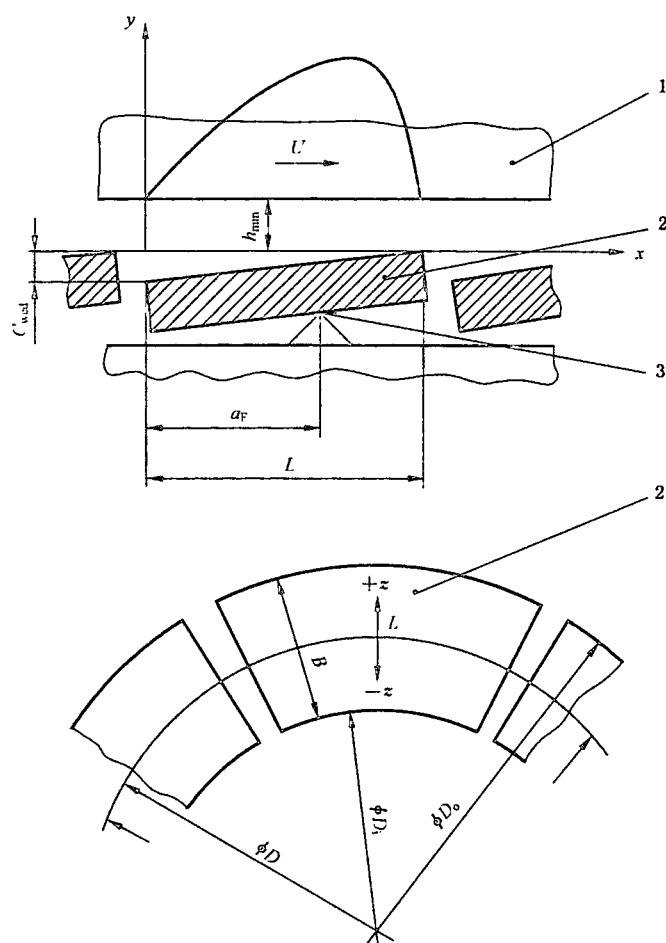
符号	术 语	单位
a_F	支撑点沿圆周方向到运动方向上润滑间隙入口处的距离	m
a_F^*	支撑点沿圆周方向到运动方向上润滑间隙入口处的相对距离	1
A	轴承座散热面积	m ²
B	单个瓦块的宽度	m
c_p	润滑油比热容(p =常量)	J/(kg·K)
C_{wed}	楔形深度	m
D	平均滑动直径	m
D_i	可倾瓦块轴承内径	m
D_o	可倾瓦块轴承外径	m
f^*	摩擦特性值	1
F	工作转速下的轴承载荷	N
F^*	承载能力特性值	1

表 1 (续)

符号	术 语	单位
F_{st}	静止状态下的轴承载荷	N
h	润滑油膜厚度	m
h_{lim}	运行中最小许用油膜厚度	m
$h_{lim, tr}$	过渡到混合润滑时最小许用油膜厚度	m
h_{min}	最小油膜厚度	m
k	与轴承 $B \times L \times Z$ 乘积相关的传热系数	W/(m ² · K)
k_A	外部传热系数(与轴承座散热面积 A 相关)	W/(m ² · K)
L	单个瓦块沿周向的长度	m
M	混合系数	1
N	推力环转速	s ⁻¹
p	润滑油膜压力	Pa
\bar{p}	轴承比压 $\bar{p} = F/(B \times L \times Z)$	Pa
\bar{p}_{lim}	轴承最大许用比压	Pa
p_i	轴承的摩擦功耗	W
$P_{th, amb}$	环境散热的热流量	W
$P_{th, L}$	润滑油中的热流量	W
Q	润滑油流量	m ³ /s
Q^*	润滑油流量特性值	1
Q_0	润滑油流量基值 $Q_0 = B \times h_{min} \times U \times Z$	m ³ /s
Q_1	润滑间隙入口处的润滑油流量(周向)	m ³ /s
Q_1^*	润滑间隙入口处的润滑油流量特性值	1
Q_2	润滑间隙的出口处的润滑油流量(周向)	m ³ /s
Q_2^*	润滑间隙出口处的润滑油流量特性值 $Q_1^* - Q_2^*$	1
Q_3	侧边的润滑油流量(径向)	m ³ /s
Q_3^*	侧边润滑油流量特性值	1
Rz	推力环的平均峰谷高度	μm
Re	雷诺数	1
T_{amb}	环境温度	℃
T_B	轴承温度	℃
T_{eff}	等效润滑油膜温度	℃
T_{en}	轴承润滑油入口处的温度	℃
T_{ex}	轴承润滑油出口处的温度	℃
T_{lim}	轴承最大许用温度	℃
T_1	润滑间隙入口处的润滑油温度	℃
T_2	润滑间隙出口处的润滑油温度	℃

表 1 (续)

符号	术 语	单位
U	可倾瓦块轴承平均直径处的相对滑动速度	m/s
w_{amb}	轴承座周围空气的速度	m/s
x	运动方向(周向)坐标	m
y	润滑间隙厚度方向的(轴向)坐标	m
z	垂直于运动方向的(径向)坐标	m
Z	可倾瓦块数	1
η	润滑油的动力黏度	Pa·s
η_{eff}	润滑油的等效动力黏度	Pa·s
ρ	润滑油密度	kg/m ³



- 1——推力环；
 2——可倾瓦块；
 3——压力中心(支撑点)。

图 1 可倾瓦块止推轴承示意图

5 计算步骤

5.1 运行载荷

5.1.1 概要

计算是指必须和许用值相比较以保证轴承正常使用的运行参数(见图 2)的数学计算。因此,各种运行工况下确定的运行参数都应符合参数许用值的要求。所有连续的运行工况都应考虑。

5.1.2 磨损

如果相配合的可倾瓦块与推力环表面完全被润滑油隔离开的话,则可防止轴承磨损。连续工作在混合润滑工作条件下会导致系统过早失效。短时间工作在混合润滑工作条件下是不可避免的,例如滑动轴承随机器一起启动和停止运行的时候,若频繁发生则会导致轴承的损害磨损。重载荷时,应在启动和停止的低速阶段增加辅助静压装置。只要磨损发生在限定的区域和时间内,且轴承无过载,磨合及对表面粗糙度及形位误差的自适应磨损是允许的。

5.1.3 机械载荷

机械加载极限是由轴承材料的强度确定的。只要不削弱滑动轴承的正常功能,允许有少量永久变形。

5.1.4 热载荷

热载荷的极限不仅取决于轴承材料的热稳定性,还和润滑油的黏温特性和老化趋势有关。

5.1.5 外部影响

计算滑动轴承的正常功能通常假设已经知道所有的连续运行情况下的运行条件。然而实际中,设计阶段未知的干扰因素总会发生,并且经常无法计算。因此,在实际运行参数和允许的许用值之间应用一个适当的安全系数是有必要的。干扰因素包括以下内容:

- 干扰力(失稳、振动等);
- 相对于理想几何形状的偏差(加工公差、装配偏差等);
- 外来的固体、液体和气体杂质对润滑油的污染;
- 腐蚀、电腐蚀等。

更多的影响因素的内容见 5.9。

由于在润滑间隙保持层流是 GB/T 23892 本部分适用的必要条件,所以,应用雷诺数来校核本部分是否适用:

$$Re = \frac{\rho \times U \times h_{\min}}{\eta_{\text{eff}}} \leq Re_{\text{cr}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

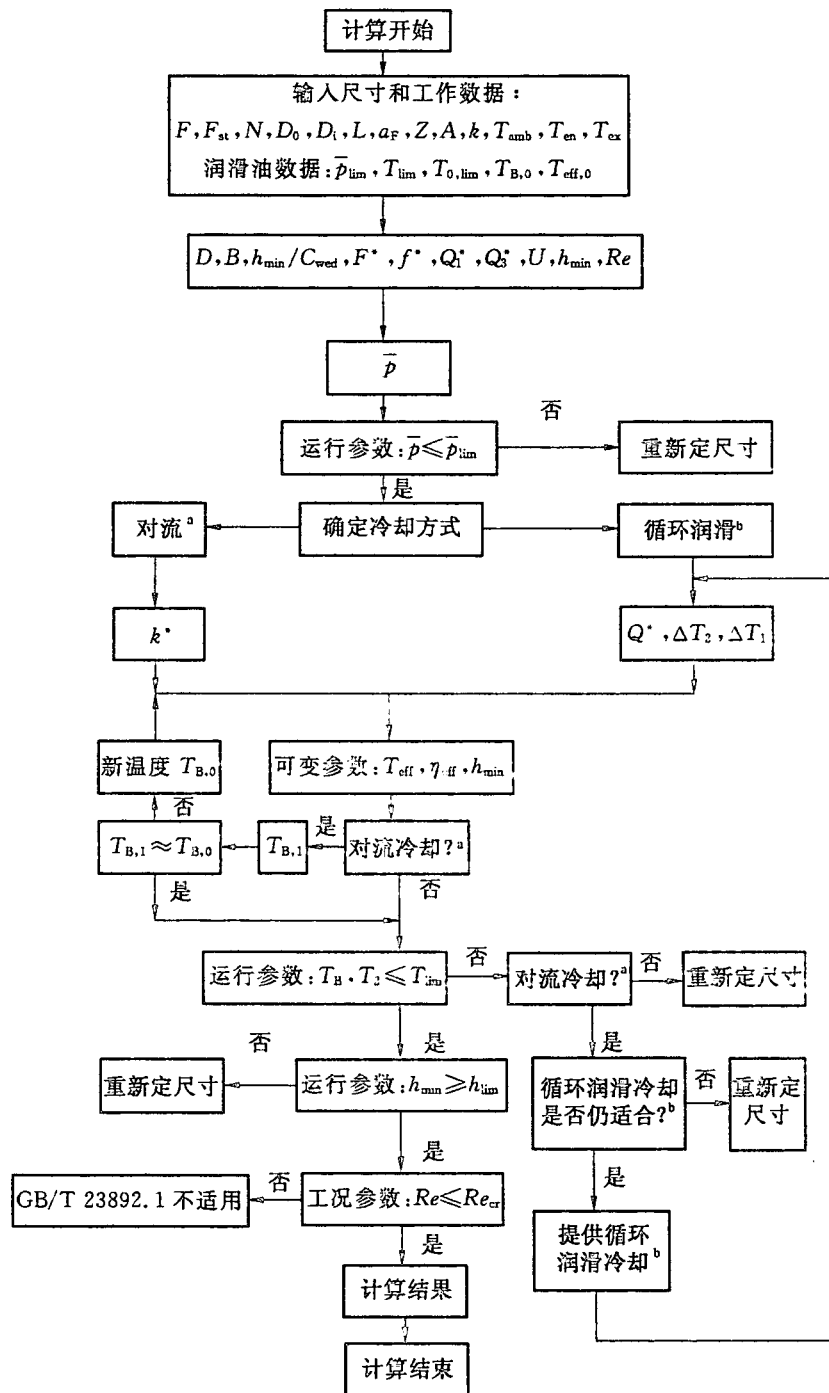
对于 $h_{\min}/C_{\text{wed}}=0.8$ 的楔形间隙,根据文献[4],临界雷诺数的许用值为 $Re_{\text{cr}}=600$ 。

滑动轴承的计算从已知的轴承尺寸和运行数据开始,包括:

- 承载能力和润滑油膜厚度的关系;
- 摩擦功耗;
- 润滑油流量;
- 热平衡。

上述这些因素都是相关的。可通过迭代的方法求解,迭代计算的顺序见图 2 中的计算流程图。

为优化各个参数,可改变参数,也可以改变计算顺序。



^a 传导冷却。

^b 压力供油润滑冷却。

图 2 计算流程图

5.2 压力中心的坐标

在可倾瓦块中,压力中心 a_F 的 x 坐标同倾斜面轴线 x 坐标是一致的。与滑动瓦块长度有关的压力中心 $a_F^* = a_F/L$ 的 x 坐标是相对最小润滑油膜厚度 h_{\min}/C_{wed} 和滑动瓦块相对宽度 B/L 的函数。在 GB/T 23892.2—2009 中以 $a_F^* = f(h_{\min}/C_{\text{wed}}, B/L)$ 表示,同时还给出了 a_F^* 的一个近似函数。

相对最小润滑油膜厚度 h_{\min}/C_{wed} 以及承载能力、摩擦功耗和润滑油流量等的特性值是通过选择支点 a_F 的位置来确定的,并且这些数值在不同的运行工况下是不变的。这些对计算来说是基本的。

5.3 承载能力

承载能力的参数是承载能力特性值 F^* :

$$F^* = \frac{F \times h_{\min}^2}{U \times \eta_{\text{eff}} \times L^2 \times B \times Z} \quad \dots\dots\dots (3)$$

在 GB/T 23892.2—2009 中,根据参考文献[5],以函数 $F^* = f(h_{\min}/C_{\text{wed}}, B/L)$ 表示,同时还给出了 F^* 的一个近似函数。

5.4 摩擦功耗

在流体动压润滑止推轴承中的摩擦损耗是由摩擦特性值 f^* 确定的, f^* 的定义如式(4):

$$f^* = P_t \times \frac{h_{\min}}{U^2 \times \eta_{\text{eff}} \times B \times L \times Z} \quad \dots\dots\dots (4)$$

摩擦功耗的计算如式(5):

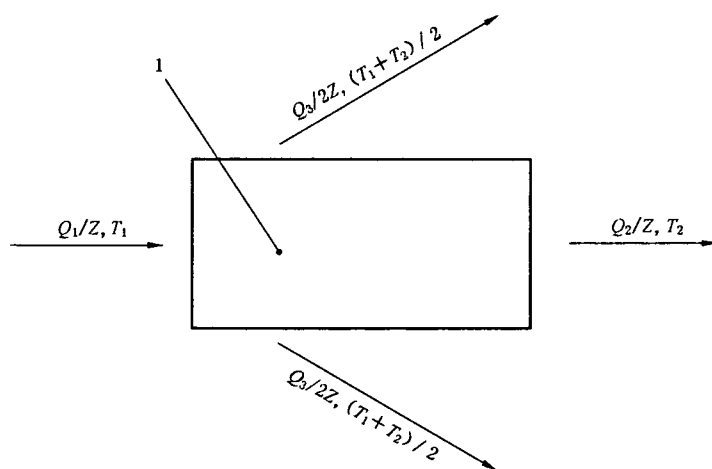
$$P_t = f^* \times \frac{U^2 \times \eta_{\text{eff}} \times B \times L \times Z}{h_{\min}} \quad \dots\dots\dots (5)$$

在 GB/T 23892.2—2009 中,根据参考文献[5],以函数 $f^* = f(h_{\min}/C_{\text{wed}}, B/L)$ 表示,同时还给出 f^* 的一个近似函数。

5.5 润滑油流量

供给至轴承中的润滑油形成一层连续润滑油膜,将滑动表面隔离。同时,润滑油还负有带走在轴承中产生的摩擦热的任务。

随着推力环的转动,润滑油被带向润滑间隙收敛的方向,产生越来越大的压力。因此,迫使部分润滑油从各个瓦块的侧面流出来。这里假设从侧面流出的润滑油近似相等,见图 3。



1——可倾瓦块。

图 3 单个瓦块的润滑油平衡和热量平衡示意图

在图 3 中:

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad \dots\dots\dots (6)$$

其中:

$$Q_1 = Q_1^* \times Q_0 \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$Q_3 = Q_3^* \times Q_0 \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$Q_2 = Q_1 - Q_3 \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$Q_0 = B \times h_{\text{lim}} \times U \times Z \quad \dots\dots\dots (10)$$

无量纲参数 $Q_1^* = Q_1/Q_0$ 和 $Q_3^* = Q_3/Q_0$ 可以从 GB/T 23892.2—2009 中得到。它们是几何尺寸 (B/L) 和相对润滑油膜厚度的 h_{\min}/C_{wed} 的函数。GB/T 23892.2—2009 中还给出了 Q_1^* 和 Q_3^* 的近似函数。

这里假设从瓦块侧边泄出的润滑油流量 Q_3 的温度为 $(T_1 + T_2)/2$, 从瓦块末端泄出的润滑油流量 Q_2 的温度为 T_2 。

5.6 热平衡

5.6.1 概述

滑动轴承的温度状况是从热平衡计算得到的。

热流量 $P_{\text{th},f}$ 产生于轴承的摩擦功耗 P_f , 这些热量通过轴承座散发到环境中, 以及通过轴承中润滑油的散热带走。在实际应用中, 两种散热方式的其中一种占主导地位。通常是通过忽略另外一种散热方式来获得额外的安全系数。即假设:

- a) 在无压力润滑轴承(自润滑、自然冷却)中, 热量主要以对流的方式耗散到大气环境中:

$$P_f = P_{\text{th},\text{amb}}$$

- b) 在压力润滑轴承(循环润滑)中热量主要通过润滑油(再冷却)散去:

$$P_f = P_{\text{th},L}$$

5.6.2 对流散热

5.6.1 a) 中, 热量通过对流的方式耗散, 即先通过热传导和轴承座内润滑油的循环, 然后通过轴承座的表面以辐射和对流的方式传递到环境中。根据参考文献[6], 这个热量耗散的复杂过程可以概括如下:

$$P_{\text{th},\text{amb}} = k_A \times A \times (T_B - T_{\text{amb}}) \quad \dots\dots\dots (11)$$

其中:

$$k_A = 15 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \sim 20 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

或者用速度 $w_{\text{amb}} > 1.2 \text{ m/s}$ 的空气对轴承座进行通风, 这时:

$$k_A = 7 + 12\sqrt{w_{\text{amb}}} \quad \dots\dots\dots (12)$$

其中, w_{amb} 的单位为 m/s , k_A 的单位为 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

注: 参数 k_A 既表征轴承座内的热传导, 又用来表示轴承座向大气环境中的对流和辐射。通过轴散发的由摩擦产生的热量, 在大多情况下很小, 可忽略不计。

利用式(13):

$$k = \frac{k_A \times A}{B \times L \times Z} \quad \dots\dots\dots (13)$$

通过使式(5)中的 P_f 和式(11)中的 $P_{\text{th},\text{amb}}$ 相等, 得到轴承的等效温度:

$$T_{\text{eff}} = f^* \times \frac{U^2 \times \eta_{\text{eff}}}{k \times h_{\min}} + T_{\text{amb}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

在这种情况下, 轴承的温度为:

$$T_B = T_{\text{eff}} \quad \dots\dots\dots (15)$$

如果轴承座的散热面积 A 未知, 可用式(16)和式(17)做近似计算:

对于圆柱形轴承座

$$A = 2 \times \frac{\pi}{4} \times D_H^2 + \pi D_H B_H \quad \dots\dots\dots (16)$$

对于机械结构中的轴承

$$A = (15 \sim 20) \times B \times L \times Z \quad \dots\dots\dots (17)$$

其中:

B_H ——轴承座的轴向宽度, 单位为米(m);

D_H ——轴承座的外径,单位为米(m)。

5.6.3 通过润滑油的循环散热

5.6.1 b)中,在循环润滑的情况下,润滑油带走的热量为:

$$P_{th,L} = \rho \times c_p \times Q(T_{ex} - T_{en}) \quad \dots\dots\dots(18)$$

对矿物润滑油来说,热容量为:

$$\rho \times c_p = 1.8 \times 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$$

5.6.4 润滑槽中的混合过程

因为可倾瓦块止推轴承由若干个独立的可倾瓦块组成,所以我们不仅要考虑单个可倾瓦块的润滑油流量,还应该考虑整个轴承的润滑油流量以及各瓦块润滑油流量之间的相互影响。润滑油从瓦块末端泄出的流量 Q_2 (见图 3)和由下一个瓦块之间的间隙中新供给进来的润滑油混合在一起,即在润滑间隙入口处的润滑油温度 T_1 比新供给的润滑油温度 T_{en} 高出了一个温度 ΔT_1 (见图 4)。

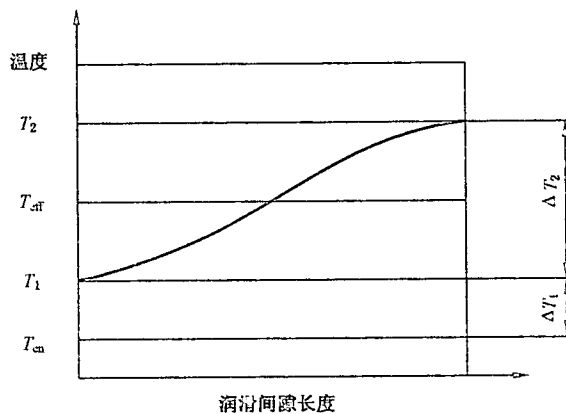


图 4 润滑油膜的温度分布示意图

当确定温度差时:

$$\Delta T_1 = T_1 - T_{en} \quad \dots\dots\dots(19)$$

由于纯理论上考虑润滑油混合问题不能得出满意的结果,应引入一个经验系数。

根据参考文献[7]及已知的经验,引入混合系数 M 如下:

$$\Delta T_1 = \frac{Q_2}{M \times Q + (1-M) \times Q_3} \times \Delta T_2 = \frac{Q_2^*}{M \times Q^* + (1-M) \times Q_3^*} \times \Delta T_2 \quad \dots\dots\dots(20)$$

$Q \geq Q_3$ 和 $Q^* \geq Q_3^*$ 分别成立。

通过极限数值来解释混合系数。若混合系数 $M=0$,则意味着两块可倾瓦块之间的间隙不存在润滑油混合的情况。即,从一个润滑间隙泄出的润滑油流量 Q_2 完全地进入下一个润滑间隙。在这种假设情况下,由于绝大部分新供给的润滑油将会从两块瓦润滑间隙的径向方向流出,而没有影响到运行参数,所以,一个很大的润滑油流量 Q 将无效。若混合系数 $M=1$,则意味着润滑油在可倾瓦块的润滑间隙之间完全混合。一般取 $M=0.4 \sim 0.6$ 作为经验数值。它是和设计有关的一个函数,不能确定的给出。

供给止推轴承的润滑油总量可以由给定的温升来确定:

$$\Delta T = T_{ex} - T_{en} \quad \dots\dots\dots(21)$$

$$Q = \frac{P_t}{c_p \times \rho \times \Delta T} = Q^* \times Q_0 \quad \dots\dots\dots(22)$$

从而可以得出轴承的相对润滑油流量:

$$Q^* = \frac{f^*}{F^*} \times \frac{F}{B \times L \times Z \times c_p \times \rho \times \Delta T} \quad \dots\dots\dots(23)$$

根据经验,温升 ΔT 值一般选择范围是 10 K~30 K。

公式如式(24):

$$\Delta T_2 = T_2 - T_1 \quad \dots\dots\dots(24)$$

可以得到:

$$P_{\text{th,L}} = c_p \times \rho \times (Q_2 + 0.5 \times Q_3) \times \Delta T_2 \quad \dots\dots\dots(25)$$

根据式(22)和式(25),可得到润滑间隙中的温升关系如下:

$$\Delta T_2 = \frac{\Delta T \times Q^*}{Q_2^* + 0.5 \times Q_3^*} = \frac{\Delta T \times Q^*}{Q_1^* - 0.5 \times Q_3^*} \quad \dots\dots\dots(26)$$

以及

$$\Delta T^* = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}$$

轴承等效温度可按式(27)确定:

$$T_{\text{eff}} = T_{\text{en}} + \Delta T_1 + 0.5 \times \Delta T_2 = T_{\text{en}} + (\Delta T^* + 0.5) \Delta T_2 \quad \dots\dots\dots(27)$$

这时,轴承温度为:

$$T_B = T_2 = T_{\text{en}} + \Delta T_1 + \Delta T_2 = T_{\text{en}} + (\Delta T^* + 1) \Delta T_2 \quad \dots\dots\dots(28)$$

根据 5.6.2 和 5.6.3 计算得到的 T_B 和 T_2 数值,与 GB/T 23892.3—2009 中的许用值 T_{lim} 进行比较校核,判断是否合适。

5.7 最小润滑油膜厚度和轴承比压

经过热平衡计算后,可以利用承载能力的特性值 F^* 来计算最小润滑油膜厚度 h_{min} 。

计算得到的 h_{min} 值需与 GB/T 23892.3—2009 中规定的许用值 h_{lim} 进行比较来校核。

轴承比压:

$$\bar{p} = \frac{F}{B \times L \times Z} \quad \dots\dots\dots(29)$$

需与 GB/T 23892.3—2009 中规定的许用值 \bar{p}_{lim} 进行对比校核。

5.8 运行工况

如果滑动轴承长时间在变化的几种工作条件下运行,则应该校核最不利的运行条件下的 \bar{p} 、 h_{lim} 和 T_B 的值。首先,应确定轴承是否能够在无压情况下得到足够的润滑,以及仅靠对流散热能力是否足够。应研究最不利的热状态,通常,这种状态对应于重载并且高速的运行条件。如果仅靠对流散热,当轴承温度过高时,即使把轴承尺寸或者座体的表面积增大到最大的许用程度仍然不能把温度降到许用值,那么必须使用压力润滑和油冷却法。

如果某一高热负荷(润滑油动力黏度系数低)运行工况之后紧跟着高比压、低转速的工况,则应在保持前面高热负荷工况时的运行点的同时,研究随后的新运行工况。

当在符合 GB/T 23892.3—2009 中规定的临界润滑油膜厚度 $h_{\text{lim,tr}}$ 的工况下,轴承和推力环的粗糙峰相互接触时,润滑会向混合摩擦状态过渡。这里并未考虑可能存在的变形。

5.9 更深层的影响因素

动力黏度很大程度上依赖于温度。因此知道润滑油的黏温关系曲线及其特性是必要的(见 GB/T 3141—1994)。

等效动力黏度 η_{eff} 是由等效润滑油膜温度 T_{eff} 决定的;即, η_{eff} 是通过温度 T_1 和 T_2 的平均值确定的,而不是 $\eta(T_1)$ 和 $\eta(T_2)$ 的平均值。

动力黏度也依赖于压力,不过依赖程度小一些。但是,对于处于稳态条件下并且承受正常比压 \bar{p} 的轴承,其压力对黏度的影响可忽略。这一项忽略相当于附加了一个设计安全因素。

对于非牛顿流体润滑油(如固有黏性润滑油、多级润滑油等),其黏度是随逆流与不可逆流情况而波动的,它是一个润滑间隙内的剪切应力与运行寿命的函数。在文献[8]中,只对少数润滑油做了这些影响因素的研究,GB/T 23892 本部分没有考虑这类润滑油。

附 录 A
(规范性附录)
计 算 示 例

A.1 示例 1

校核如下可倾瓦块止推轴承,尺寸为 $D_i=0.28\text{ m}$, $D_o=0.34\text{ m}$, $B=0.03\text{ m}$,运行时,恒定载荷 $F=25\,000\text{ N}$,转速为 10 s^{-1} 。

假设运行工况为热平衡的临界条件。

轴承座表面积为 $A=1.25\text{ m}^2$,润滑油通过内径 D_i 供给。润滑油采用黏度为 ISO VG68 的润滑油。校核单纯依靠对流的方式是否能够充分的散热。

环境温度是 $T_{\text{amb}}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$,轴承最高许用温度为 $T_{\text{lim}}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。如果超过了最高许用温度,则应采用循环润滑并对润滑油进行外冷却。本示例中假设供给轴承的润滑油在进口的温度为 $T_{\text{in}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

尺寸和运行数据:

工作转速下的轴承载荷	$F=25\,000\text{ N}=\text{恒定值}$
静止状态下的轴承载荷	$F_{\text{st}}=0$
推力环转速	$N=10\text{ s}^{-1}$
可倾瓦块轴承外径	$D_o=0.34\text{ m}$
可倾瓦块轴承内径	$D_i=0.28\text{ m}$
单个瓦块沿周向的长度	$L=0.03\text{ m}$
轴承相对宽度	$E/L=1$
支撑点沿圆周方向到运动方向上润滑间隙入口处的相对距离	$c_F^*=0.6$
可倾瓦块数	$Z=24$
轴承座散热面积	$A=1.25\text{ m}^2$
热传导系数	$k=20\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
环境温度	$T_{\text{amb}}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$
循环润滑时润滑油入口温度	$T_{\text{in}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$
循环润滑时润滑油出口温度	$T_{\text{ex}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$

GB/T 23892.3—2009 中规定的许用值:

轴承最大许用比压	$\bar{p}_{\text{lim}}=5\times 10^6\text{ Pa}$
轴承最大许用温度	$T_{\text{lim}}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$
运行中最小许用油膜厚度	$h_{\text{lim}}=15\times 10^{-6}\text{ m}$
润滑油	润滑油 ISO VG68
润滑油密度	$\rho=900\text{ kg}/\text{m}^3$
单位体积润滑油热容量	$c_p\times\rho=1.8\times 10^6\text{ J}/(\text{m}^3\cdot\text{K})$
临界雷诺数	$Re_{\text{cr}}=600$

表 A.1

$T_{\text{eff}}/^{\circ}\text{C}$	$\eta_{\text{eff}}(T_{\text{eff}})/\text{Pa}\cdot\text{s}$
40	0.061
50	0.038
60	0.025

表 A.1 (续)

$T_{\text{eff}}/^\circ\text{C}$	$\eta_{\text{eff}}(T_{\text{eff}})/\text{Pa}\cdot\text{s}$
70	0.017
80	0.013
90	0.009 5

通过支点无量纲坐标 $a_z^*=0.6$ 以及轴承相对宽度 $B/L=1$, 根据 GB/T 23892.2—2009, 可得到如下数据(涉及到的图 1~图 5 见 GB/T 23892.2—2009):

- 根据图 5, 最小相对润滑油膜厚度
 $h_{\min}/C_{\text{wed}}=0.78$
- 根据 $h_{\min}/C_{\text{wed}}=0.78$, 得到:
- 承载能力特性值(图 1)
 $F^*=0.07$
- 摩擦特性值(图 2)
 $f^*=0.69$
- 润滑间隙入口处的润滑油流量特性值(图 3)
 $Q_1^*=0.94$
- 润滑间隙侧边的润滑油流量特性值(图 4)
 $Q_3^*=0.29$
- 初步假设
- 轴承温度
 $T_{\text{B},0}=80\text{ }^\circ\text{C}$
- 润滑油膜等效温度
 $T_{\text{eff},0}=80\text{ }^\circ\text{C}$

按照本部分中图 2 的流程图进行计算:
滑动半径 D 和可倾瓦块宽度 B 按下式计算:

$$D=\frac{D_o+D_i}{2}=310\times10^{-3}\text{ m}$$
$$B=\frac{D_o-D_i}{2}=30\times10^{-3}\text{ m}$$

其中, $U=\pi\times D\times N=\pi\times310\times10^{-3}\times10=9.74\text{ m/s}$

$\eta_{\text{eff}}=0.013$, 根据式(3)可得:

$$h_{\min}=\sqrt{F^*\times\frac{U\times\eta_{\text{eff}}\times L^2\times B\times Z}{F}}$$
$$h_{\min}=\sqrt{0.07\times\frac{9.74\times0.013\times(30\times10^{-3})^2\times30\times10^{-3}\times24}{25\ 000}}=15.2\times10^{-6}\text{ m}$$

按式(29)计算轴承比压:

$$\bar{p}=\frac{25\ 000}{30\times10^{-3}\times30\times10^{-3}\times24}=1.16\times10^6\text{ Pa}$$

校核轴承比压:

$$\bar{p}=1.16\times10^6\text{ Pa}<5\times10^6\text{ Pa(见 GB/T 23892.3—2009)}。$$

通过对流的散热

第一步:

- 假设轴承温度 $T_{\text{B},0}=T_{\text{eff}}=80\text{ }^\circ\text{C}$ 。
- 根据输入数据, 得到润滑油在 $T_{\text{eff}}=80\text{ }^\circ\text{C}$ 时的等效动力黏度:
- $\eta_{\text{eff}}=0.013\text{ Pa}\cdot\text{s}$
- 根据式(3)及 $\eta_{\text{eff}}=0.013\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 得:
- $h_{\min}=15.2\times10^{-6}\text{ m}$
- 为了校核假设轴承温度 $T_{\text{B},0}$ 利用式(13), 根据式(14)确定 $T_{\text{B},1}$:
- $$k=\frac{20\times1.25}{30\times10^{-3}\times30\times10^{-3}\times24}=1\ 157.4\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

$$T_{B,1} = 0.69 \times \frac{9.74^2 \times 0.013}{1 \ 157.4 \times 15.2 \times 10^{-6}} + 20 = 68.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

由于 $T_{B,1} < T_{B,0}$ 并且 $T_{B,1}$ 和 $T_{B,0}$ 之间的差值没有达到足够小 (例如差值满足 $|T_{B,0} - T_{B,1}| \leq 2$), 因此原来假设的轴承温度 $T_{B,0} = 80$ $^\circ\text{C}$ 需要修正。

第二步 (修正假设的轴承温度):

$$T_{B,0} = 0.5 \times (80 + 68.4) = 74.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_{\text{eff}} = 0.015 \ 2 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

由式 (3) 得 h_{\min} , 即:

$$h_{\min} = \sqrt{0.07 \times \frac{9.74 \times 0.015 \ 2 \times (30 \times 10^{-3})^2 \times 30 \times 10^{-3} \times 24}{25 \ 000}} = 16.4 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$T_{B,1} = 0.69 \times \frac{9.74^2 \times 0.015 \ 2}{115 \ 7.4 \times 16.4 \times 10^{-6}} + 20 = 72.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

由于 $T_{B,1} < T_{B,0}$ 并且 $T_{B,1}$ 和 $T_{B,0}$ 之间的差值足够小 (例如差值满足 $|T_{B,0} - T_{B,1}| \leq 2 \text{ K}$), 因此 $T_B = 72$ $^\circ\text{C}$ 可作为计算的轴承温度。

根据式 (15), 在依靠对流进行散热的情况下, 轴承的等效温度和轴承温度相等。

因此, 计算的温度 T_B 同极限温度 T_{lim} 进行比较:

$$T_B = T_{\text{eff}} < T_{\text{lim}}$$

由于 $T_B < T_{\text{lim}}$, 所以轴承温度是满足要求的。

因为 $h_{\min} > h_{\text{lim}}$, 所以最小润滑油膜厚度是满足要求的。

根据式 (2), 由等效黏度及已确定的最小润滑油膜厚度 h_{\min} 来校核是否层流:

$$Re = \frac{900 \times 9.74 \times 16.4 \times 10^{-6}}{0.015 \ 2} = 9.5$$

$$Re = 9.5 < Re_{\text{cr}} = 600$$

根据计算得到的条件, 流动为层流。即 GB/T 23892 本部分适用于本示例。

根据式 (5), 摩擦功耗为:

$$P_f = 0.69 \times \frac{9.74^2 \times 0.015 \ 2 \times 30 \times 10^{-3} \times 30 \times 10^{-3} \times 24}{16.4 \times 10^{-6}} = 1.31 \times 10^3 \text{ W}$$

A.2 示例 2

校核可倾瓦块止推轴承, 其尺寸为: $D_i = 0.21 \text{ m}$, $D_o = 0.33 \text{ m}$, $B = 0.06 \text{ m}$, 额定转速为 50 s^{-1} , 载荷 $F = 40 \ 000 \text{ N}$, 静止时轴承无载荷 ($F_{\text{st}} = 0$)。

假设在额定转速下的运行工况为热平衡时的临界条件。

轴承座表面积为 $A = 1.2 \text{ m}^2$ 。润滑油通过内径 D_i 供给。润滑油采用黏度为 ISO VG46 的润滑油。校核单纯依靠对流的方式是否能够充分的散热。

环境的温度是 $T_{\text{amb}} = 20$ $^\circ\text{C}$, 轴承最高许用温度为 $T_{\text{lim}} = 90$ $^\circ\text{C}$ 。

如果最高温度超过了 T_{lim} , 应采用循环润滑并对润滑油进行冷却。本示例中假设在这种情况下供给轴承的润滑油在进口处的温度为 $T_{\text{in}} = 40$ $^\circ\text{C}$ 。

尺寸和运行数据:

额定转速下的轴承载荷	$F = 40 \ 000 \text{ N}$
静止条件下的轴承载荷	$F_{\text{st}} = 0$
推力环转速	$N = 50 \text{ s}^{-1}$
可倾瓦块外径	$D_o = 0.33 \text{ m}$
可倾瓦块内径	$D_i = 0.21 \text{ m}$
单个瓦块的长度	$L = 0.04 \text{ m}$

轴承相对宽度	$B/L=1.5$
支点的无量纲坐标(在运动方向)	$a_F^*=0.6$
可倾瓦块数	$Z=12$
轴承座的散热表面	$A=1.2\text{ m}^2$
热传递系数	$k=20\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$
环境温度	$T_{\text{amb}}=20\text{ }^\circ\text{C}$
循环润滑的润滑油入口温度	$T_{\text{en}}=40\text{ }^\circ\text{C}$
循环润滑的润滑油出口温度	$T_{\text{ex}}=50\text{ }^\circ\text{C}$
GB/T 23892.3—2009 中规定的许用值:	
最大许用轴承比压	$\bar{p}_{\text{lim}}=5\times 10^6\text{ Pa}$
最大许用轴承温度	$T_{\text{lim}}=90\text{ }^\circ\text{C}$
最小许用润滑油膜厚度	$h_{\text{lim}}=10\times 10^{-6}\text{ m}$
润滑油	润滑油 ISO VG46
润滑油密度	$\rho=900\text{ kg/m}^3$
单位体积润滑油的热容量	$c_p\times\rho=1.8\times 10^5\text{ J/(m}^3\cdot\text{K)}$
临界雷诺数	$Re_{\text{cr}}=600$

表 A.2

$T_{\text{eff}}/^\circ\text{C}$	$\eta_{\text{eff}}(T_{\text{eff}})/\text{Pa}\cdot\text{s}$
40	0.041
50	0.027
60	0.018
70	0.013
80	0.009 5
90	0.007 3
100	0.005 7

支点无量纲坐标 $a_F^*=0.6$ 以及轴承相对宽度 $B/L=1.5$, 根据 GB/T 23892.2—2009 得到如下数据 (涉及到的图 1~图 5 见 GB/T 23892.2—2009):

最小相对润滑油膜厚度(图 5)	$h_{\text{min}}/C_{\text{wed}}=0.68$
根据 $h_{\text{min}}/C_{\text{wed}}=0.68$ 查得:	
承载能力特性值(图 1)	$F^*=0.095$
摩擦特性值(图 2)	$f^*=0.69$
润滑间隙入口处的润滑油流量特性值(图 3)	$Q_1^*=0.92$
润滑间隙侧边的润滑油流量特性值(图 4)	$Q_3^*=0.25$
初步假设	
轴承温度	$T_{\text{B},0}=90\text{ }^\circ\text{C}$
润滑油膜等效温度	$T_{\text{eff},0}=90\text{ }^\circ\text{C}$

按照本部分中图 2 的流程图进行计算

滑动半径 D 和可倾瓦块宽度 B 按下式计算:

$$D=\frac{D_o+D_i}{2}=270\times 10^{-3}\text{ m}$$

$$B=\frac{D_o-D_i}{2}=60\times 10^{-3}\text{ m}$$

其中, $U=\pi \times D \times N=\pi \times 270 \times 10^{-3} \times 50=42.4 \text{ m/s}$

$\eta_{\text{eff}}=0.0073$, 根据式(3):

$$h_{\min}=\sqrt{F^* \times \frac{U \times \eta_{\text{eff}} \times L^2 \times B \times Z}{F}}$$
$$h_{\min}=\sqrt{0.095 \times \frac{42.4 \times 0.0073 \times (40 \times 10^{-3})^2 \times 60 \times 10^{-3} \times 12}{40\,000}}=29.1 \times 10^{-6} \text{ m}$$

按照式(29)得到轴承比压。

$$\bar{p}=\frac{40\,000}{40 \times 10^{-3} \times 60 \times 10^{-3} \times 12}=1.39 \times 10^6 \text{ Pa}$$

轴承比压 $\bar{p}=1.39 \times 10^6 \text{ Pa} < 5 \times 10^6 \text{ Pa}$, 因此轴承比压可用(见 GB/T 23892.3—2009)。

通过对流的散热

第一步:

假设轴承温度 $T_{\text{B},0}=T_{\text{eff}}=90\text{ }^\circ\text{C}$ 。

由输入数据得到润滑油在 $T_{\text{eff}}=90\text{ }^\circ\text{C}$ 时的等效动力黏度:

$$\eta_{\text{eff}}=0.0073 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$\eta_{\text{eff}}=0.0073 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 根据式(3)得:

$$h_{\min}=29.1 \times 10^{-6} \text{ m}$$

该校所假设的轴承温度 $T_{\text{B},0}$, 利用式(13), 根据式(14)确定 $T_{\text{B},1}$:

$$k=\frac{20 \times 1.2}{60 \times 10^{-3} \times 40 \times 10^{-3} \times 12}=833.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$T_{\text{B},1}=0.69 \times \frac{42.4^2 \times 0.0073}{833.3 \times 29.1 \times 10^{-6}}+20=393.1\text{ }^\circ\text{C}$$

由于 $T_{\text{B},1} > T_{\text{B},0}$, 原假设的轴承温度 $T_{\text{B},0}=90\text{ }^\circ\text{C}$ 需要修正。

第二步(修正假设的轴承温度):

$$T_{\text{B},0}=0.5 \times (80+393.1)=241.6\text{ }^\circ\text{C}$$

其他计算步骤见表 A.3。

在表 A.3 中第 4 步计算步骤时, 差值满足 $|T_{\text{B},0}-T_{\text{B},1}| \leq 2 \text{ K}$, 即计算所得的轴承温度 $T_{\text{B}}=186\text{ }^\circ\text{C}$ 满足要求。

与极限温度 T_{lim} 比较:

$T_{\text{B}} > T_{\text{lim}}$, 轴承温度超过许用值。因此仅靠对流散热不够, 需要通过润滑油来冷却轴承(循环润滑)。

表 A.3

变量参数	单 位	中间计算值			
		1	2	3	4
$T_{\text{B},0}=T_{\text{eff}}$	$^\circ\text{C}$	90	241.6	195.7	187.4
η_{eff}	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	0.0073	0.00088	0.0013	0.0014
h_{\min}	m	29.1×10^{-6}	10.1×10^{-6}	12.4×10^{-6}	13.0×10^{-6}
$T_{\text{B},1}$	$^\circ\text{C}$	393.1	149.8	179.1	186.2
$ T_{\text{B},1}-T_{\text{B},0} $	K	303.1	91.8	16.6	1.2

通过润滑油循环冷却散发的热量

根据式(21), 假设润滑油温差 $\Delta T=12 \text{ K}$, 则根据式(23)计算轴承的无量纲润滑油流量:

$$Q^*=\frac{0.69}{0.095} \times \frac{40\,000}{12 \times 40 \times 10^{-3} \times 60 \times 10^{-3} \times 1.8 \times 10^6 \times 12}=0.467$$

根据式(26)得润滑间隙中的温升 ΔT_2 :

$$\Delta T_2 = \frac{12 \times 0.467}{0.92 - (0.5 \times 0.25)} = 7.0 \text{ K}$$

取 $M=0.5$, 根据式(7)~式(9)以及式(22)得无量纲润滑油流量, 然后根据式(20)计算润滑油混合后的温升 ΔT_1 :

$$\Delta T_1 = \frac{0.92 - 0.25}{0.5 \times 0.467 + (1 - 0.5) \times 0.25} \times 7 = 13.1 \text{ K}$$

根据式(27)计算轴承温度 T_{eff} , 该温度等于润滑油出口温度:

$$T_{\text{eff}} = 40 + 13.1 + (0.5 \times 7.0) = 56.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

根据式(28), 轴承温度等于润滑油出口温度:

$$T_B = T_2 = 40 + 13.1 + 7.0 = 60.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

润滑油等效温度 $T_{\text{eff}} = 56.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 根据已知数据, 得润滑油等效动力黏度:

$$\eta_{\text{eff}} = 0.020 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$\eta_{\text{eff}} = 0.020 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 根据式(3)得 h_{\min} :

$$h_{\min} = \sqrt{0.095 \times \frac{42.4 \times 0.020 \times (40 \times 10^{-3})^2 \times 60 \times 10^{-3} \times 12}{40\,000}} = 48.7 \times 10^{-6} \text{ m}$$

由于 $T_B = T_2 < T_{\text{lim}}$, 所以轴承温度是满足要求的。

因为 $h_{\min} > h_{\text{lim}}$, 所以最小润滑油膜厚度是满足要求的。

根据式(2), 由等效黏度及已确定的最小润滑油膜厚度 h_{\min} 来校核是否层流:

$$Re = \frac{900 \times 42.4 \times 48.7 \times 10^{-6}}{0.020} = 92.9$$

$$Re = 92.9 < Re_{\text{cr}} = 600$$

根据计算得到的条件, 流动为层流。即 GB/T 23892 本部分适用于本示例。

根据式(5), 摩擦功耗为:

$$P_f = 0.69 \times \frac{42.4^2 \times 0.020 \times 60 \times 10^{-3} \times 40 \times 10^{-3} \times 12}{48.7 \times 10^{-6}} = 14.7 \times 10^3 \text{ W}$$

根据式(10), 相对润滑油流量 Q_0 :

$$Q_0 = 60 \times 10^{-3} \times 48.7 \times 10^{-6} \times 42.4 \times 12 = 1.49 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

根据式(22), 润滑油流量 Q :

$$Q = \frac{14.7 \times 10^3}{1.8 \times 10^6 \times 12} = 6.81 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

参 考 文 献

- [1] REYNOLDS, O. , On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil, Phil. Trans. (1866) 177, pp. 157-234; Ostwalds Klassiker der exakten Wissenschaften Nr. 218, Leipzig 1927.
- [2] KANARACHOS, A. , Ein Beitrag zum Problem hydrodynamischer Gleitlager maximaler Tragfähigkeit (A contribution to the problem concerning hydrodynamic plain bearings of maximum load-carrying capacity), Konstruktion 28 (1976) pp. 319—395.
- [3] GLIENICKE, J. , LINDLOFF, K and MEDHIOUB, M. , Axialgleitlager bei hohen Umlaufgeschwindigkeiten und hohen spezifischen Belastungen (Plain thrust bearings at high rotational frequencies and high specific loads). Konstruktion 49(1997), 39—47.
- [4] WILCOCK and BOOSER, Bearing Design and Application, McGraw-Hill Book Company New-York, 1957.
- [5] JACOBSEN, B. AND FLOBERG, L. : The rectangular plane pad bearing, trans. Chalmers Univ. of Technology, Gothenburg, No. 203(1958).
- [6] VOGELPOHL, G. , Betriebssichere Gleitlager (Operationally reliable plain bearings). 2. Aufl. , Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1967.
- [7] POLLMANN, E. , Berechnungsverfahren für Axiallager (Calculation methods for thrust bearings), Konstruktion 33(1981) No. 3 pp. 103—108 and No. 4 pp. 159—162.
- [8] WISSUSSEK, D. , Der Einfluß reversibler und irreversibler Viskositätsänderungen auf das Verhalten hydrodynamischer, stationär belasteter Gleitlager (influence of reversible and irreversible fluctuations of viscosity on the behaviour of hydrodynamic plain bearings under steady-state conditions), Diss. TU Hannover(1975).

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
滑动轴承 稳态条件下
流体动压可倾瓦块止推轴承
第 1 部分:可倾瓦块止推轴承的计算
GB/T 23892.1—2009/ISO 12130-1:2001

*

中国标准出版社出版发行
北京复兴门外三里河北街 16 号
邮政编码:100045

网址 www.spc.net.cn

电话:68523946 68517548

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷

各地新华书店经销

*

开本 880×1230 1/16 印张 1.5 字数 36 千字
2009 年 9 月第一版 2009 年 9 月第一次印刷

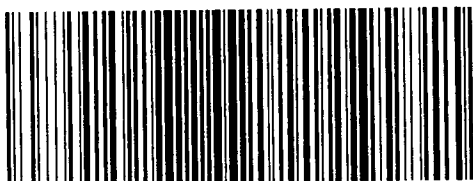
*

书号: 155066 · 1-38406 定价 24.00 元

如有印装差错 由本社发行中心调换

版权专有 侵权必究

举报电话:(010)68533533



GB/T 23892.1-2009