

考虑弹性变形的不同综合曲率下的 滑动副油膜计算

俞 曼 庆

(机械系)

一、引 言

流体动力润滑滑动副的油膜计算常用于滑动轴承,一般是在假设轴承为绝对刚性,即不考虑其弹性变形的前提下进行的。一般情况下滑动轴承和轴颈的摩擦表面曲率较接近,油膜承载区较大,轴承变形对承载能力的影响相对很小,在这种假设下能取得与实际基本相符的计算结果。

但当组成滑动副的二元件摩擦表面曲率相差较大时,例如双包络平面蜗轮蜗杆传动,啮合齿面相对运动相当于二个曲率半径相差较大的圆弧面的滑动^[1],在流体动力润滑状态下,油楔沿周向的变化很大,如采用浸油润滑,靠浸油元件的转动和油的附着作用将油带至油楔,则油楔内不易充满润滑油,而将出现贫油状态,此时油膜承载区较小,滑动副元件的弹性变形将对承载能力起着不可忽略的影响,因此,在这种情况下,进行滑动副的油膜计算时考虑弹性变形的影响是必要的。

本文介绍了考虑弹性变形的流体动力润滑滑动副的油膜计算,考虑到不同综合曲率下可能出现不同程度的贫油状态,计算中考虑了各种不同油膜起始角下的承载情况,在计算变形时采用了较为简便的半无限体法。计算时仅考虑由油膜压力引起的滑动副中较软元件的变形,即其它元件的变形以及温升引起的热变形均认为相对很小而忽略不计。

二、油压分布及承载能力计算

1. 基本方程

雷诺方程,

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial Z} \right) = 6 \frac{\partial H}{\partial \varphi} + 12 \frac{\partial H}{\partial \phi} \quad (1)$$

式中

Π ——无因次油膜压力

$$\Pi = \frac{p \Psi^2}{\eta \omega}$$

p ——油膜压力

Ψ ——滑动副相对间隙

本文 1986 年 12 月 1 日收到。

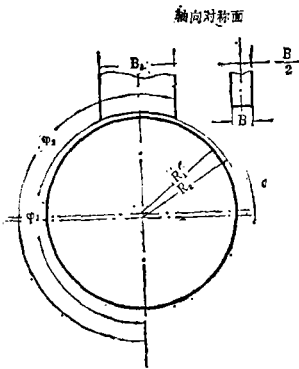


图 1

$$\Psi = \frac{\Delta R}{R_1}$$

ΔR ——径向间隙

$$\Delta R = R_2 - R_1$$

R_1 、 R_2 ——组成滑动副的二元件的曲率半径，其中 R_1 为回转元件的半径

η ——润滑剂的动力粘度

ω ——回转元件的角速度

H ——无因次油膜厚度

$$H = \frac{h}{R_1 \cdot \Psi}$$

h ——油膜厚度

φ ——无因次周向座标

Z ——无因次轴向座标

ϕ ——无因次时间

$$\phi = \omega t$$

油膜厚度 H 包含有滑动副中较软元件的弹性变形部分，即 $H = H_0 + H_\delta$ (2)

式中

H_0 ——无变形时的几何间隙，由滑动副元件的几何形状及二元件的相对位置决定。

H_δ ——由于弹性变形 δ 引起的间隙变化量

$$H_\delta = \frac{\delta}{R_1 \cdot \Psi} \quad (3)$$

2. 计算方法

为了便于用数值计算法求解，油膜压力 Π 作如下变换：

$$u = \Pi \cdot H^{3/2} \quad (4)$$

代入雷诺方程得下列偏微分方程：

$$u_{\phi\phi} + u_{zz} - \sigma u = -\tau_1 - \tau_2 \quad (5)$$

式中

$$\sigma = \frac{3}{4} \left[\left(\frac{H_\phi}{H} \right)^2 + 2 \frac{H_{\phi\phi}}{H} + \left(\frac{H_z}{H} \right)^2 + 2 \frac{H_{zz}}{H} \right]$$

$$\tau_1 = -6 \frac{\partial H}{\partial \varphi} \cdot H^{-3/2}$$

$$\tau_2 = -12 \frac{\partial H}{\partial \phi} \cdot H^{-3/2} \quad (5a)$$

经此变换后的转化压力 u 分布较为平坦，在迭代计算时较易于收敛。

偏微分方程(5)具有如下雷诺边界条件: (见图1)

$$\begin{aligned} u(\varphi_1, Z) &= 0 \\ u(\varphi_2, Z) &= \frac{\partial u}{\partial \varphi}(\varphi_2, Z) = 0 \\ u(\varphi, Z = \pm B/D) &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

式中

B ——二元件轴向接触线长度

$$D = 2R_2$$

φ_1, φ_2 ——分别为油膜的周向起始与终止边界位置

$-B/D, +B/D$ ——分别为油膜的轴向起始与终止边界位置

偏微分方程可用不同的数值计算方法求解, 现采用差分法, 将微分方程化为差分形式, 使问题离散化, 利用逐次超松驰迭代法求出 u , 然后由式(4)反算出油膜压力 Π , 其具体方法如下:

1) 将元件工作面展开, 并划分成矩形网络 如图2所示。

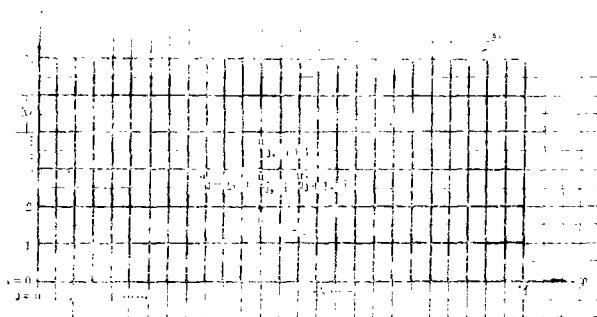


图2

2) 用差分法计算各网络节点处的油膜压力 对于区域中每一节点建立一差分方程:

$$a_{j,i} u_{j,i} - \frac{1}{\Delta \varphi^2} (u_{j-1,i} + u_{j+1,i}) - \frac{1}{\Delta Z^2} (u_{j,i-1} + u_{j,i+1}) = R_{j,i} \quad (7)$$

得线性方程组

$$A \cdot u = r \quad (8)$$

用超松驰迭代法求解:

$$\begin{aligned} u_{j,i}^{(k+1)} &= u_{j,i}^{(k)} - \Omega (A_{j,i} u_{j-1,i}^{(k+1)} + A_{j,i} u_{j+1,i} + B_{j,i-1} u_{j,i-1}^{(k)} \\ &\quad + B_{j,i} u_{j,i+1}^{(k)} + C_{j,i} - u_{j,i}^{(k)}) \end{aligned} \quad (9)$$

式中

$$A_{j,i} = \frac{1}{a_{j,i} \cdot \Delta \varphi^2} \quad (\Delta \varphi = \frac{\alpha}{M}, \alpha \text{——包角})$$

$$B_{j,i} = \frac{1}{a_{j,i} \cdot \Delta Z^2} \quad (\Delta Z = B/(D \times N))$$

$$C_{j,i} = \frac{R_{j,i}}{a_{j,i}}$$

$$a_{j,i} = \left(\frac{2}{\Delta \varphi^2} + \frac{2}{\Delta Z^2} + \sigma_{j,i} \right)$$

$$R_{j,i} = -6 \frac{\partial H}{\partial \varphi} \cdot H^{-3/2}$$

$$H_{,\varphi} = \frac{\partial H}{\partial \varphi}, \quad H_{,\varphi\varphi} = \frac{\partial^2 H}{\partial \varphi^2}$$

$$H_{,Z} = \frac{\partial H}{\partial Z}, \quad H_{,ZZ} = \frac{\partial^2 H}{\partial Z^2}$$

Ω ——超松驰因子

M ——划分网络时所采用的周向等分数

N ——划分网络时所采用的轴向等分数

3) 确定油膜终止位置 在轴向对称面上(见图 1)当油膜终止端出现负压时, 将最大负压点位置作为新的边界位置, 重新迭代, 逐步修改边界, 直至不出现负压为止。

4) 求承载能力系数 S 求出油膜压力 Π 后, 就可通过下式积分求其合力:

$$\bar{F}_x = \frac{D}{4B} \int_{\varphi 1}^{\varphi 2} \int_{-B/D}^{+B/D} \Pi \sin \varphi dZ d\varphi$$

$$\bar{F}_y = \frac{D}{4B} \int_{\varphi 1}^{\varphi 2} \int_{-B/D}^{+B/D} \Pi \cos \varphi dZ d\varphi \quad (10a)$$

$$S = \sqrt{\bar{F}_x^2 + \bar{F}_y^2} \quad (10b)$$

式中

$\bar{F}_x$ ——油膜压力在垂直于二元件中心连线方向投影的无因次合力

$\bar{F}_y$ ——油膜压力在二元件中心连线方向投影的无因次合力

S ——索莫菲尔德数(或承载能力系数)

三、滑动副中较软元件的变形计算

例如蜗轮副中蜗杆材料为钢, 蜗轮齿圈材料为青铜, 较软元件的变形即指青铜齿圈的变形。

1. 基本方程

采用半无限体法: 在半无限体边界平面上, 有一区域 C 内某点 A , 承受压强 q 时, 半无限体表面各点的竖直位移为:

$$\delta = \frac{(\lambda + 2\mu)}{4\pi\mu(\lambda + \mu)} \int_C \int \frac{q}{r} d_x d_y \quad (11)$$

式中

q ——在区域 C 内某点 A 之压强(A 可为一小块面积的中心)

r —— A 点至要计算变形点的距离

$dx \cdot dy$ —— A 点所代表的小面积的尺寸

λ, μ ——拉梅系数

$$\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}, \quad \mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (11a)$$

E ——弹性模量

ν ——泊桑比

2. 计算方法

具体计算时可用不同的方法, 本文参考西德 Bernd Schaupe 著作采用了简化的处理方法^[1], 把小面积 $d_x d_y$ 中的应力分布化为集中载荷 F , 则位移公式可简化为:

$$\delta = \frac{(1-\nu_2)F}{\pi E r} \quad (12)$$

如图 3 所示, 平面上受有集中载荷 $F_0, F_1, F_2, \dots, F_{29}$, 则 F_4 的作用点的竖直位移为:

$$\delta_4 = C \left[\sum_{n=0}^3 \frac{F_n}{r_{4n}} + \sum_{n=5}^{29} \frac{F_n}{r_{4n}} \right]$$

$$C = \frac{(1-\nu^2)}{\pi E}$$

a 点竖直位移的计算通式为:

$$\delta_a = C \sum_{n=0}^{29} \frac{F_n}{r_{an}} \quad (12a)$$

F_n ——作用在 n 点的集中载荷

r_{an} —— n 点至要计算变形的 a 点的距离

为了把 (12a) 式用于滑动副中较软元件表面的变形计算, 可看作在元件工作表面上另有一套网络如图 3 中虚线所示, 使原网络中的各节点的压力可看作是一常数, 等于该网络中心处原节点的油压, 这样就大大简化了计算过程, 且便于利用原程序中的差分格式。

为了适应油膜计算的一般无因次形式, 变形计算也采用无因次, 将式(12a)作如下变换:

$$\begin{aligned} H_{\delta a} &= \frac{\delta_a}{R \cdot \Psi} = \frac{1-\nu^2}{\pi E} \sum_{n=0}^{29} \frac{\frac{\eta \omega}{\Psi^2} \Pi_n \cdot \Delta \varphi \cdot R \cdot \Delta Z \cdot R}{R \sqrt{\varphi_n^2 + Z_n^2}} \\ &= \frac{1-\nu^2}{\pi E} \frac{\eta \omega}{\Psi^3} \Delta \varphi \Delta Z \sum_{n=0}^{29} \frac{\Pi_n}{L_{an}} \end{aligned} \quad (13)$$

$$L_{an} = \sqrt{\varphi_{an}^2 + Z_{an}^2} \quad (13a)$$

式中

$H_{\delta a}$ —— a 点的无因次竖直位移

L_{an} ——力的作用点 n 点至要计算变形的 a 点间的无因次距离

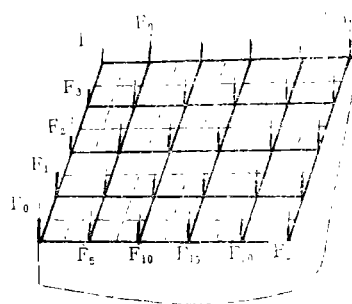


图 3

φ_{an} —— a 点至 n 点间的无因次距离在周向的投影

Z_{an} —— a 点至 n 点间的无因次距离在轴向的投影

其它符号同油压分布计算。

四、计算中的一些问题

考虑弹性变形的油膜计算应将雷诺方程及弹性方程联立求解，由此成了非线性代数方程的求解，是很困难的，故采用迭代的方法，但在计算中油压分布与元件的表面变形是相互影响的，因此二者之间必须反复迭代，直到满足一定的收敛精度为止。

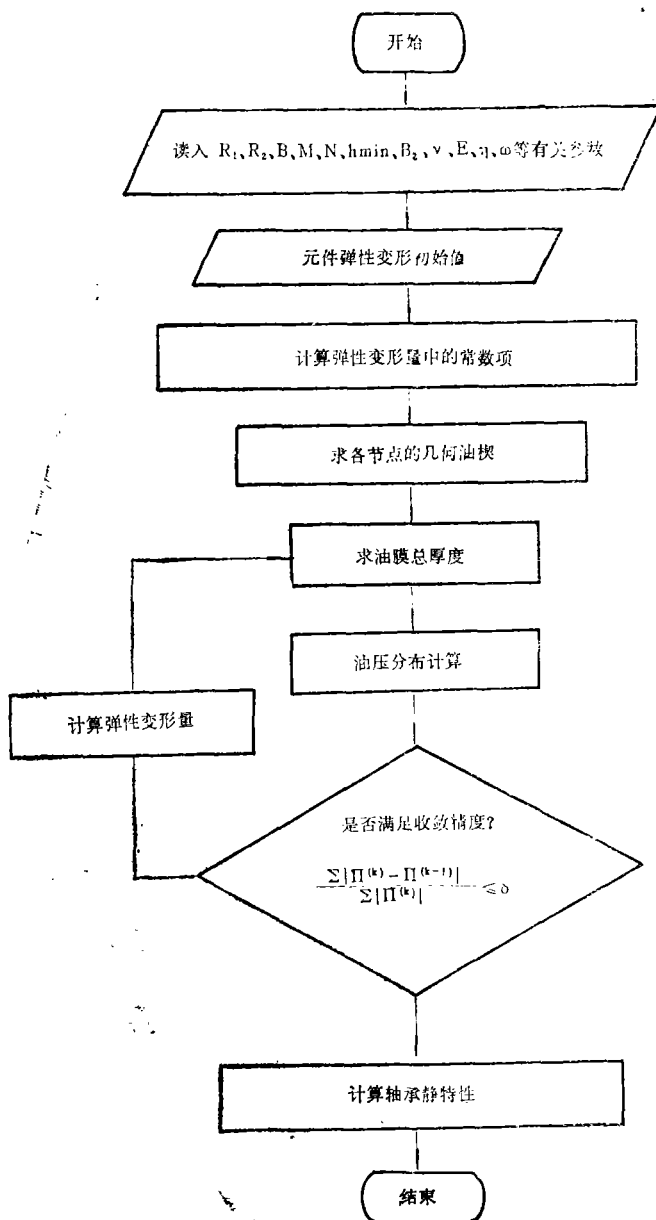


图4 考虑弹性变形的滑动副油膜计算框图

图4给出了考虑弹性变形的滑动副的油膜计算框图,下面就几个主要问题进行说明:

1. 用差分法计算滑动副的油膜承载能力时划分网络数对计算结果的影响

由于组成滑动副的二元件摩擦表面曲率半径差值较大,相对偏心率 ε 很大,因此所形成的油压分布中最大无因次油膜压力 $\Pi_{\max}$ 值很大,且其位置和油膜终止点很接近, $\Pi_{\max}$ 附近的油压分布曲线很陡。在用差分法进行承载能力计算时,划分网络所采用的周向等分数 M 不同,计算所得的承载能力系数 S 也不同,且波动很大。现以滑动副为例计算承载能力,其主要参数为:

$R_1 = 25\text{mm}$, $R_2 = 30\text{mm}$, $B = 10\text{mm}$, $B_2 = 20\text{mm}$, $h_{\min} = 0.005\text{mm}$,

$$\varepsilon = 1 - \frac{h_{\min}}{R_2 - R_1} = 0.999$$

在不同的等分数 M 下计算所得的 S 值列表如下:

M	S	M	S	M	S	M	S	M	S
10	121.6160	17	197.9340	24	202.6810	31	189.9930	38	189.6050
11	282.9180	18	178.8720	25	187.6320	32	197.2760	39	192.3690
12	166.0690	19	217.6220	26	190.9580	33	183.3110	40	191.3180
13	205.7700	20	195.3000	27	191.1960	34	191.0080		
14	159.5150	21	192.0180	28	200.2840	35	191.5090		
15	244.8950	22	187.7170	29	177.3520	36	191.2620		
16	193.5430	23	201.0980	30	191.5270	37	187.1420		

图5表示了在不同的等分数下计算所得的承载能力系数 S 值的波动情况。可见由于组成

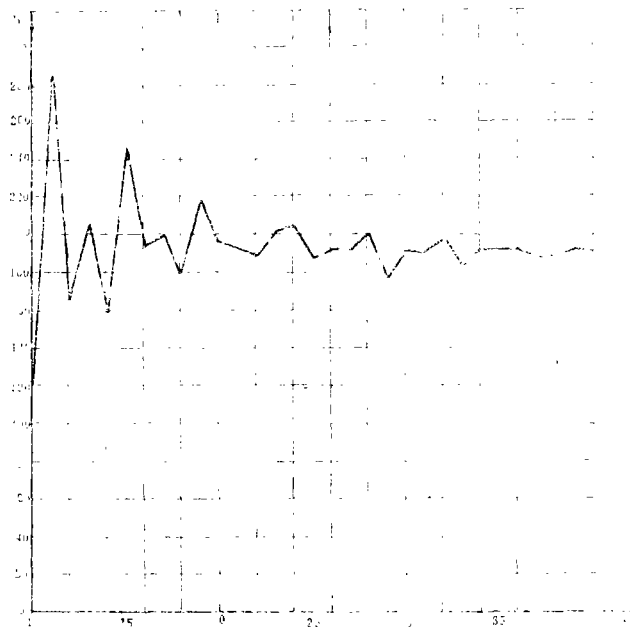


图5 在不同的等分数 M 下计算所得 S 值的波动情况

元件曲率半径相差较大的滑动副,其油压分布具有以上特征,在用差分法进行承载能力计算时,如果划分网络数过少,所引起的计算误差将远远超过一般滑动轴承,这是因为计算时除了一般滑动轴承计算中所有的,用超松弛迭代法求各节点的油压 $u_{j,i}$ 时产生的舍入误差和累积误差,以及用晋卜生公式积分求承载能力系数 S 时所产生的误差以外,油膜终止点位置的误差为引起计算结果误差的主要因素。所取的等分数 M 不同,油膜终止点位置的误差不同,所求得的 $u_{j,i}$ 值误差也不同,特别是对油膜终止点附近的油压影响很大,而这部分油压分布曲线很陡, u 值很大,且 H 很小,当等分数较小,油膜终止点位置误差较大时,由式 $\Pi_{j,i} = u_{j,i} H^{-3/2}$ 计算所得的 $\Pi_{j,i}$ 值误差将被放大得极大。

由以上分析可知,在用差分法计算组成元件曲率半径相差较大的滑动副的油膜承载能力时,划分网络时所取的等分数不能太少,二元件的曲率半径相差越大,由于网络等分数太少而引起的计算结果误差越大,所取的网络等分数也应越多,否则将严重影响计算精度。

2. 在一定精度要求下减少迭代次数

由于总的计算工作量很大,特别是在偏心率 ε 大,无因次弹性模量 $\bar{E} \left(= \frac{E\Psi^3}{\eta\omega} \right)$ 小的情况下,元件变形大,如不采取相应措施,迭代计算很难收敛,所以在一定精度要求下,减少迭代次数,具有重要意义。为了加速收敛,采取了以下措施:

1) 计算时所取的变形初始值对收敛影响很大,为加速收敛,计算最好从较小的 ε 值(例 h_{min} 较大, $(R_2 - R_1)$ 较小)开始,然后逐个进行参数比较接近而 ε 值较大的计算,将每一次算出的变形量作为下一次计算中的变形初始值,例如以 $\varepsilon = 0.85$ 的计算结果作为 $\varepsilon = 0.9$ 的初始值,又以 $\varepsilon = 0.9$ 的计算结果作为 $\varepsilon = 0.95$ 的初始值。

2) 采取加权平均的办法 设第 R 次迭代算出的变形量为 $H_0^{(k)}$, 则下一步压力分布计算时实际所采用的变形量 H_0^k 按下式算出:

$$H_0^k = H_0^{(k-1)} + W_A (H_0^{(k)} - H_0^{(k-1)})$$

加权系数 W_A 可在 $0.15 \sim 1$ 之间选取, W_A 取值不同,迭代收敛速度也不同,其最佳值与工作状态有关,当变形较小,即 ε 值小, $\bar{E}$ 值大时,宜取较大的 W_A ,当变形较大时,则取较小的 W_A 。由于 W_A 可人为地调整,故此法具有较大的灵活性。

3. 收敛判据可按油压 Π 或变形 H_0 取

本文中考虑到压力分布直接影响到轴承的静特性,因此按油压取相对收敛判据,即限制每个节点的迭代计算出的压力与上次迭代计算出的压力的差值的绝对值的累加数,与每个节点迭代计算出的压力绝对值的累加数之比小于某一定值 δ ,

$$\frac{\sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^n |u_{j,i}^{(k)} - u_{j,i}^{(k-1)}|}{\sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^n |u_{j,i}^{(k)}|} < \delta$$

其中 $0.001 \leq \delta \leq 0.01$, 当 ε 值大时, δ 可取得大些。

五、计算结果分析

以图6所示滑动副为例, 计算元件的弹性变形对滑动副承载能力的影响。其主要参数为: $R_1 = 25\text{mm}$, $R_2 = 26\text{mm}$, $B/D = 0.096$, $\Psi = 0.04$

$$\bar{E} = \frac{E\varphi^3}{\eta\omega} = 707651$$

下元件绕固定轴线等速回转, 上元件不转, 其位置只能在垂直方向微动, 故最小油膜位置不变。设载荷 F 为垂直方向, 承载能力以油膜压力在垂直方向投影的无因次合力 S_y 计。

计算在不同的偏心率 ε 下进行。($\varepsilon = 0.8, \varepsilon = 0.95, \varepsilon = 0.99, \varepsilon = 0.995$ 及 $\varepsilon = 0.999$) 而且按假定供油充足的情况下考虑弹性变形、在贫油状态下考虑弹性变形、在供油充足的情况下不考虑弹性变形分别计算。

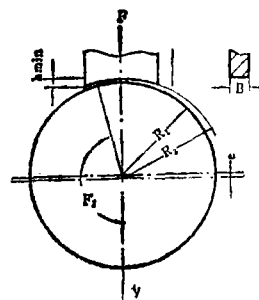


图 6

图7给出了当 $\varepsilon = 0.999$ 时, 在考虑弹性变形与不考虑弹性变形 ($\bar{E} = \infty$) 情况下的油膜压

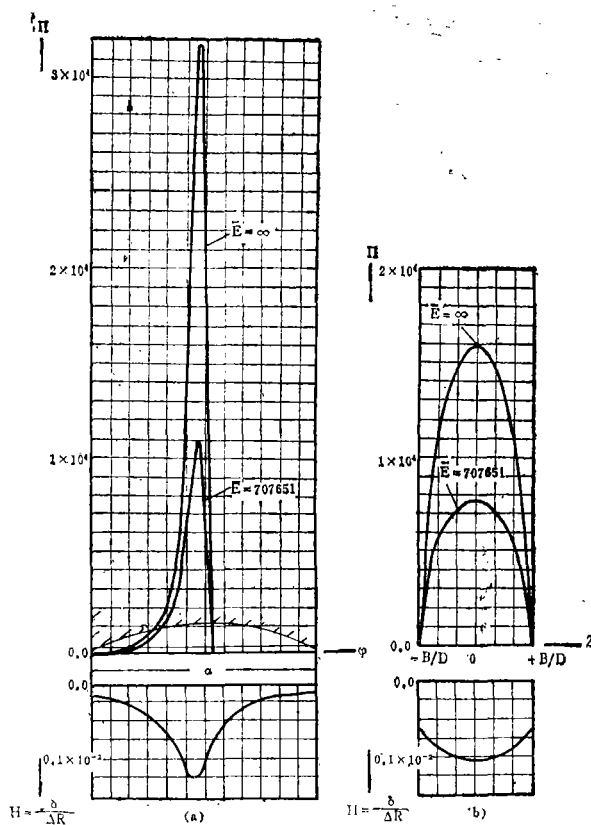


图 7 考虑弹性变形后的元件变形及其对压力分布的影响($\varepsilon = 0.999$)

- (a) 在轴向对称面内的周向分布曲线
- (b) 在周向中间截面的轴向分布曲线

力分布曲线, 以及考虑弹性变形时相应的元件径向变形分布曲线。由图 7 可见, 考虑弹性变形后油膜压力比刚性元件为低, 压力分布比较平坦, 因此承载能力相应减小。

由计算可知(限于篇幅, 没有附计算结果)同样参数的滑动副, 当 ε 不同时, 元件的弹性变形量不同, 对压力分布的影响也不同。随着 ε 的增大, 变形相应增大, 由于变形所引起的承载能力下降率也相应增大。

下表给出了在各种不同的 ε 下考虑弹性变形后承载能力的下降情况。

ε	0.95	0.99	0.995	0.999
不考虑弹性变形时的 S_y	0.1124	2.6524	8.2289	77.84
考虑弹性变形时的 S_y	0.1111	2.6209	7.8812	38.28
考虑弹性变形后 S_y 的下降率	1.16%	1.19%	4.23%	50.8%

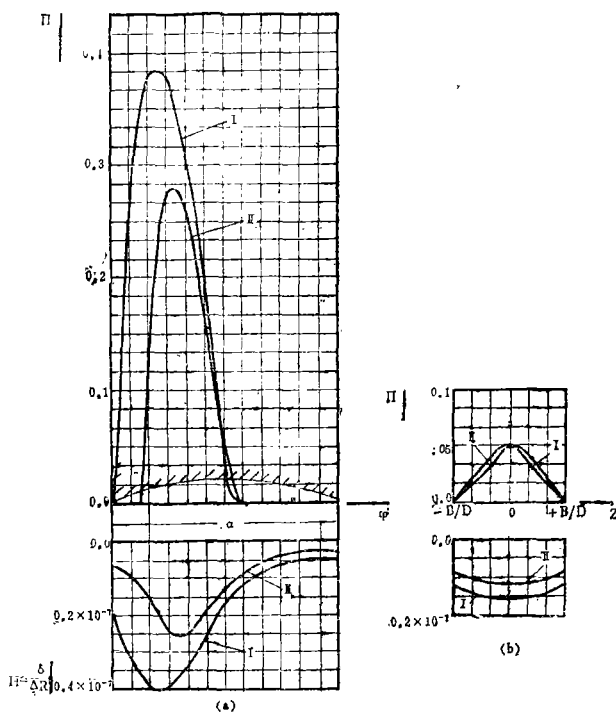


图 8 贫油状态对元件变形及压力分布的影响($\varepsilon = 0.8$)

(a) 在轴向对称面内的周向分布曲线

(b) 在周向中间截面的轴向分布曲线

I —— 供油充足时的元件变形及压力分布曲线

II —— 贫油状态时的元件变形及压力分布曲线

由图 8 可见, 在贫油状态下周向油膜压力明显比供油充足时为低, 因此元件变形及承载能力也相应减小。

计算结果还说明, 同样参数的滑动副, 当 ε 不同时, 在同样的贫油程度(相同的油膜起始角)下, 由于贫油所引起的承载能力下降程度不同。随着 ε 的增大, 贫油对承载能力的影

响相应减小。这是由于 ε 增大后, 压力分布曲线变陡, 油压相对集中在中部之故。

下表为考虑弹性变形的计算中在各种不同的 ε 下, 由于贫油(油膜承载区比供油充足时减小31%)引起的承载能力下降情况。

ε	0.8	0.95	0.99	0.995	0.999
供油充足时的 S_y	0.0032	0.1111	2.6209	7.8812	38.2870
贫油状态下的 S_y	0.0018	0.0800	2.4233	7.6090	38.0490
由于贫油引起的 S_y 下降率	43.75%	27.99%	7.54%	3.45%	0.62%

六、小 结

滑动副元件的弹性变形及其对承载能力的影响决定于无因次弹性模量 $\bar{E}$ 及偏心率 ε , $\bar{E}$ 值越小, ε 值越大, 弹性变形量越大, 由变形引起的承载能力下降率也越大。

当组成滑动副的二元件摩擦表面的曲率半径相差较大时, 由于其 Ψ 值较大, 在同样材质情况下, 其 $\bar{E}$ 值比一般滑动轴承为大, 但由于油楔沿周向的变化很大, 当供油不足时, 将出现贫油状态, 油膜承载区很小, 而使 ε 值增大得很多, 此时流体动力润滑滑动副的弹性变形对承载能力起着不可忽略的影响, 应在计算中予以考虑。(例 $\bar{E} = 707651$, $\varepsilon = 0.999$ 的流体动力润滑滑动副考虑弹性变形后, 承载能力下降 50.8%)

贫油状态使承载能力下降, 随着 ε 的下降, 其影响急剧增加, 也应在计算中予以考虑。(例 $\bar{E} = 707651$, $\varepsilon = 0.8$ 的流体动力润滑滑动副油膜承载区比供油充足时减小 31% 后, 由于贫油承载能力下降 43.75%)

本文介绍了考虑滑动副中较软元件弹性变形及贫油状态的滑动副承载能力计算, 其中变形计算采用了半无限体法, 并参考联邦德国 Bernd Schaude 著作采用了简化的处理方法, 大大简化了计算过程, 且便于利用油压分布计算中的差分格式, 为了保证计算精度, 减少计算时间, 采用了合理划分网络、合理选定计算顺序和设法加速收敛等措施。

通过一定参数的滑动副实例计算, 结果说明:

- ①在一定的偏心率 ε 下, 弹性滑动副的油膜压力比刚性滑动副为低, 压力分布较为平坦, 承载能力相应减小
- ②对于同样参数的滑动副, 随着 ε 的增大, 变形相应增大, 承载能力的下降率也相应增大
- ③贫油状态下滑动副的油膜压力及相应的元件变形比供油充足时为低, 承载能力相应减小
- ④对于同样参数的滑动副, 随着 ε 的增大, 贫油对承载能力的影响相应减小

在研究本课题的过程中, 曾得到北京工业学院毛谦德教授的指导和帮助, 表示衷心的感谢。

参 考 文 献

- [1] Bernd Schaude "Optimale Wälz-Körperprofilierung Von Zylinderrollen-lagern"
- [2] 郭溪泉, "重载油膜轴承理论计算的探讨", 《起重运输机械》, 4~6, 1977
- [3] 毛谦德, "轴瓦弹性变形对滑动轴承工作性能的影响", 摩擦学全国第三届学术交流会议论文, 1982
- [4] 毛谦德, "液体动压润滑理论", 北京工业学院, 1983
- [5] 赵国珊, "蜗轮副材质摩擦试验阶段总结", 北京工业学院、首钢机械厂, 1982

87009

考虑弹性变形的不同综合曲率下的滑动副油膜计算《无锡轻工业学院学报》1987年,第6卷,第1期

主题词 承载能力; 滑动副; 弹性变形; 流体动力润滑; 油楔油膜

摘要 本文介绍了考虑滑动副中较软元件弹性变形及贫油状态的滑动副承载能力计算, 其中变形计算采用了半无限体法, 并参照德国 Bernd Schaude 著作采用了简化的处理方法, 大大简化了计算过程, 且便于利用油压分布计算中的差分格式。为了保证计算精度, 减少计算时间, 采用了合理划分网格, 合理选定计算顺序和设法加速收敛等措施。

作者: 翁曼庆

87009

THE CALCULATION METHOD of SUPPORTING CAPACITY in SLIDING PAIRS UNDER CONSIDERATION of ELASTIC DEFLECTION and VARIOUS SYNTHETICAL CURVATURES 《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》 Vol.6, No.1, 1987

SUBJECTWORDS supporting capacity, sliding pair, elastic deflection, hydrodynamic lubrication, oil wedge, oil film

ABSTRACT This paper is concerned with the calculation methods of supporting capacity in sliding pairs under consideration of the elastic deflection of softer elements and semi-oil condition. A set of much simplified semi-infinite body methods is developed and used for calculation of the deflection based on Bernd schoude's work so that the differential frame in the calculation of oil pressure distribution can be readily used. Beside that, rationally dividing frame, properly selecting programs and quick convergence are taken into account in order to ensure accuracy and save computer operating time.

Author, Weng Manqing