

第十篇

滚动轴承及系统可靠性模型 与滑动轴承试验

第一章 滚动轴承及系统可靠性模型

第一节 普通滚动轴承及系统可靠性模型

一、普通滚动轴承的可靠性模型

滚动轴承在机械设备中大量使用,类型较多。常用滚动轴承为便于组织生产和设计选用,各国均已制定了滚动轴承类型及尺寸系列国家标准。如图 10-1-1 所示,一般滚动轴承结构是由内圈 1、外圈 2、滚动体 3 和保持架 4 等部分组成。轴承中常见滚动体共有七种典型结构形状(图 10-1-2)

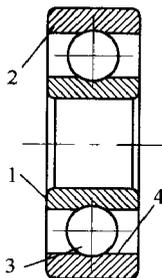


图 10-1-1 滚动轴承结构

滚动轴承在实际工作中既承受径向力又承受轴向力,具体由实际使用情况而定。另外轴承的内、外圈在工作中处于相对运动状态,各零件(如滚动体、内圈、外圈等)承受的接触应力是交变的。因此滚动轴承的失效形式主要是接触疲劳破坏。

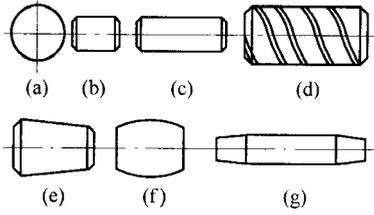


图 10-1-2 常见滚动体结构

实验证明,滚动轴承在一定载荷作用下,同一批型号的轴承寿命相差很大,甚至有高达百倍的差异。故此,轴承寿命是一随机变量。T. E. Talian 于 1962 年证实:在破坏概率 $F(t) = 0.017 \sim 0.60$ 的范围内,可以用 $t_0 = 0$ 的二参数威布尔分布来描述滚动轴承的疲劳寿命。而在一般情况下滚动轴承具有一最小寿命。

球轴承
$$t_{\min} = 0.053 t_{90}$$

滚子轴承
$$t_{\min} = 0.055 t_{90}$$

式中, t_{90} 指可靠度为 90% 时对应的寿命。但为了简化计算,我们通常采用二参数的威布尔分布,然后再加以修正 [对于 $F(t)$ 在 0.07 ~ 0.60 范围外而言]

在传流的滚动轴承额定动负荷计算中,国家标准规定滚动轴承的额定寿命为 10^7 转,其对应的可靠度即为 90%。由二参数威布尔分布的性质,滚动轴承可靠度为 R 时的寿命为

$$t_R = T^m \sqrt{-\ln R} \quad (10-1-1)$$

式中, m 是威布尔分布形状参数,一般地对球轴承(点接触), $m = 10/9$; 对滚子轴承(线接触), $m = 3/2$; 对圆锥滚子轴承 $m = 4/3$; T 是特征寿命。

由滚动轴承额定寿命 $t_{90} = 10^7$ 转时, $R = 0.9$, 有

$$t_{90} = T^m \sqrt{-\ln 0.90} \quad (10-1-2)$$

比较式 10-1-1 和式 10-1-2 得

$$t_R = t_{90} \left(\frac{\ln R}{\ln 0.90} \right)^{\frac{1}{m}} = a_1 t_{90} \quad (10-1-3)$$

式中, a_1 是可靠性系数,可表示为

$$a_1 = \left(\frac{\ln R}{\ln 0.90} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (10-1-4)$$

当 $F(t)$ 在 0.07 ~ 0.06 之间变化时,可靠性系数 a_1 采用上式计算;当 $F(t)$ 超过该范围则由表 10-1-1, 表 10-1-2 和表 10-1-3 给出。由于对应于破坏概率大的可靠性系数在工程中无实际意义。因此,表中仅列出高可靠度所对应的可靠性系数。

表 10-1-1 ISO 标准及国家标准可靠性系数 a_1 推荐值

$R/\%$	90	95	96	97	98	99	99.5	99.8	99.9
t_R	t_{90}	t_{95}	t_{96}	t_{97}	t_{98}	t_{99}	$t_{99.5}$	$t_{99.8}$	$t_{99.9}$
a_1	1.00	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21	0.13	0.07	0.04

表 10-1-2 国产滚动轴承可靠性系数 a_1 试验值

$R/\%$	90	95	96	97	98	99	99.5	99.8	99.9
t_R	t_{90}	t_{95}	t_{96}	t_{97}	t_{98}	t_{99}	$t_{99.5}$	$t_{99.8}$	$t_{99.9}$
a_1	1.00	0.59	0.50	0.41	0.31	0.20	0.14	0.09	0.07

表 10-1-3 日本产滚动轴承可靠性系数 a_1

$R/\%$	90	95	96	97	98	99	99.5	99.8	99.9
t_R	t_{90}	t_{95}	t_{96}	t_{97}	t_{98}	t_{99}	$t_{99.5}$	$t_{99.8}$	$t_{99.9}$
a_1	1.00	0.63	0.55	0.46	0.37	0.26	0.20	0.15	0.13

前述表 10-1-1 ~ 表 10-1-3 轴承可靠性系数 a_1 的值均由试验分析得到。比较表 10-1-1 和表 10-1-3 可以看出表 10-1-3 中的 a_1 值比表 10-1-1 中的 a_1 值有显著增加,是因轴承钢质量的提高而引起的,轴承材料、加工工艺等对轴承可靠性系数直接产生影响,而目前在这些方面随着时间的推移得到不断发展,所以表中所列可靠性系数 a_1 具有阶段性,一般地, a_1 会不断增大。

对瑞典学者 Lundberg - Palmgre 的滚动轴承疲劳寿命计算公式 $t = (C/F)^\epsilon$ 加以修正就可以建立起滚动轴承寿命与轴承额定动负荷之间的关系表达式。

$$t_R = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{F} \right)^\epsilon \quad (10-1-5)$$

$$\text{或} \quad C = (a_1 a_2 a_3)^\frac{1}{\epsilon} F t_R^\frac{1}{\epsilon} \quad (10-1-6)$$

式中, C 是额定寿命 t_{90} 下所对应的额定动负荷,其数值可由机械工程手册中查得; F 是滚动轴承实际工作中承受的当量动负荷; ϵ 是指数,球轴承 $\epsilon = 3$, 滚子轴承 $\epsilon = 10/3$; a_2 是材料系数; a_3 是使用条件或润滑系数。

例 某滚动轴承当量径向载荷 $F_r = 4\text{kN}$, 若要求工作寿命为 6×10^{10} 转, 试按可靠度为 95% 选择滚动轴承, 其中 $a_2 = a_3 = 1.0$, 若当量径向载荷 $F_r = 5\text{kN}$, 试求选择好的滚动轴承在同样的工作寿命下其可靠度的大小。

解：

①选择滚动轴承型号

由表 10-1-1 查得, $R = 0.95$ 时, $a_1 = 0.62$;对该滚动轴承 $\epsilon = 10/3$, $F = F_r = 4\text{kN}$, 将以上数值代入式 (8.6) 得

$$C = 0.62^{-0.3} \times 4 \times 6\,000^{-0.3} = 62.82 (\text{kN})$$

查手册得 2309 轴承的额定动负荷 $C = 64.9\text{kN}$, 故选用 2309 型轴承。

②计算滚动轴承工作可靠度

由式 10-1-5 得

$$a_1 = \frac{t_R}{a_2 a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^\epsilon}$$

将已知值代入上式得

$$a_1 = \frac{6000}{\left(\frac{64.9}{5} \right)^{\frac{10}{3}}} = 1.167443$$

由式 10-1-4 有

$$R = \exp(a_1^m \ln 0.9)$$

滚子轴承 $m = 3/2$, 故有

$$R = \exp(1.167443^{1.5} \times \ln 0.9) = 0.87555$$

二、滚动轴承的当量动负荷

对单纯承受径向载荷或轴向载荷的轴承其当量动负荷可表示为

$$F = F_r \quad (10-1-7a)$$

或
$$F = F_a \quad (10-1-7b)$$

而对同时承受径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a 的滚动轴承来说, 其组合情况千变万化, 但在此可用一个与实际作用外载效果相同的当量动负荷来替代。轴承的当量动负荷 F 与实际外载 F_r 和 F_a 的关系为

$$F = a_x F_r + a_y F_a \quad (10-1-7c)$$

式中, F_r 是径向载荷; F_a 是轴向载荷; a_x 是径向载荷系数; a_y 是轴向载荷系数。 a_x 和 a_y 的数值见表 10-1-4。

表 10-1-4 径向载荷系数 a_x 与轴向载荷系数 a_y

轴承类型	iF_a/C_0	单列轴承				双列轴承				e		
		F_a 和 $F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		F_a 和 $F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$				
		a_x	a_y	a_x	a_y	a_x	a_y	a_x	a_y			
000 型	0.025	1	0	0.56	2.0	1	0	0.56	2.0	0.22		
	0.04				1.8				1.8		0.24	
	0.07				1.6				1.6		0.27	
	0.13				1.4				1.4		0.31	
	0.25				1.2				1.2		0.37	
	0.50				1.0				1.0		0.44	
1000 型					1	$0.42 \cot \alpha$	0.65	$0.65 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$			
3000 型					1	$0.45 \cot \alpha$	0.67	$0.67 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$			
6000 型		1	0	0.5	2.5				0.2			
46000 型及 44600 型		1	0	0.41	0.85	1	0.89	0.66	1.38	0.7		
66000 型		1	0	0.36	0.64	1	0.64	0.59	1.05	1.0		
36000 型及 43600 型	0.025	1	0	0.45	1.61	1	1.85	0.74	2.62	0.34		
	0.04				1.53				1.75		2.49	0.36
	0.07				1.40				1.60		2.28	0.39
	0.13				1.26				1.44		2.05	0.43
	0.25				1.12				1.28		1.82	0.49
	0.5				1.00				1.15		1.63	0.55
7000 型		1	0	0.4	$0.4 \cot \alpha$	1	$0.45 \cot \alpha$	0.67	$0.67 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$		

表中 C_0 是滚动轴承的额定静载荷, i 是滚动体的列数, iF_a/C_0 表示滚动轴承所受轴向载荷 F_a 的相对大小。

在采用式 10-1-7 及表 10-1-4 计算当量动负荷时, 当 iF_a/C_0 之值未列出时, 可按线性插值法求 a_x, a_y , 然后计算 F 。

三、滚动轴承系统可靠性模型

对单个滚动轴承当破坏概率在 $F(t) = 0.07 \sim 0.60$ 范围内, 寿命服从 $t_0 = 0$ 的二参

数威布尔分布,故有

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{\eta}\right)^m\right] \quad (10-1-8)$$

式中, $F(t)$ 是滚动轴承寿命为 t 时的失效概率; m 是形状参数; η 是尺度参数。

对式 10-1-8 变换后取自然对数得

$$-\ln R = \left(\frac{t}{\eta}\right)^m \quad (10-1-9)$$

众所周知,滚动轴承可靠度为 90% 时的额定寿命是已知的,记为 t_{90} ,故上式可改为

$$\left(\frac{t}{\eta}\right)^m = \frac{\ln 0.90}{t_{90}^m} \quad (10-1-10)$$

将式 10-1-10 代入式 10-1-8 可得滚动轴承的失效概率分布为

$$F(t) = 1 - \exp\left[-0.105\left(\frac{t}{t_{90}}\right)^m\right] \quad (10-1-11)$$

从而单个轴承的可靠度为

$$R = \exp\left[-0.105\left(\frac{t}{t_{90}}\right)^m\right] \quad (10-1-12)$$

(一) 滚动轴承串联系统可靠性模型

考虑由多个滚动轴承组成的系统,若其中任意一个轴承的可靠性不受其他滚动轴承的影响,且在几个滚动轴承中任意一个滚动轴承的破坏均导致滚动轴承系统破坏(失效)则该滚动轴承系统为串联系统。

滚动轴承串联系统的可靠度等于各个滚动轴承可靠度的连乘积。

$$R_s = \prod_{i=1}^n R_i \quad (10-1-13a)$$

$$\text{或} \quad R_s = \exp\left[-0.105 \sum_{i=1}^n \left(\frac{t}{t_{90}}\right)^{m_i}\right] \quad (10-1-13b)$$

假如组成串联系统的滚动轴承可靠度相同,则滚动轴承系统的可靠度为

$$R_s = \exp\left[-0.105n\left(\frac{t}{t_{90}}\right)^m\right] \quad (10-1-14)$$

(二) 滚动轴承并承系统可靠性模型

考虑由几个滚动轴承组成的系统中,若至多可允许 r 个滚动轴承破坏而整个系统仍可正常工作,则称该系统为滚动轴承并联系统。该滚动轴承并联系统的可靠度可采用二项式展开来计算,即

$$R_s = \sum_{k=0}^r C_n^k R^{n-k} (1-R)^k \quad (10-1-15a)$$

或

$$R_s = \sum_{k=0}^r \left\{ \sum_{i=0}^k (-1)^{i+k} C_n^i R_n^k \exp \left[-0.105(n-i) \left(\frac{t_s}{t_{90}} \right)^m \right] \right\} \quad (10-1-15b)$$

当 $r = 1$,即由 n 个相同的滚动轴承组成的并系统 ,只允许有一个滚动轴承破坏 ,则该滚动抽承系统可靠度可表示为

$$R_s = n \exp \left[-0.105(n-1) \left(\frac{t_s}{t_{90}} \right)^m \right] - (n-1) \exp \left[-0.105n(n-1) \left(\frac{t_s}{t_{90}} \right)^m \right] \quad (10-1-16)$$

若组成的滚动轴承并系统 ,只要一滚动轴承正常工作 ,系统处于正常状态 ,则系统的可靠度由下式给出。

$$R_s = \sum_{k=1}^n (-1)^{k+1} C_n^k R^k \quad (10-1-17a)$$

或
$$R_s = \sum_{k=1}^n (-1)^{k+1} C_n^k \exp \left[-0.105k \left(\frac{t_s}{t_{90}} \right)^m \right] \quad (10-1-17b)$$

(三) 滚动轴承混联系统可靠性模型

所谓滚动轴承混联系统是指组成的系统中既有串联又有并的系统。计算该类滚动轴承系统可靠性要考虑到系统组成中串、并联的计算特点和方法。

1. 先并联后串联 由 n^2 个滚动轴承组成的先并联后串联的一般结构形式如图 10-1-3 所示 ,此时 n 个子系统是并联子系统 ,其可靠度为

$$R_{Bi} = \sum_{k=1}^n (-1)^{k+1} C_n^k R^k = \sum_{k=1}^n (-1)^{k+1} C_n^k e^{-0.105 \left(\frac{t_s}{t_{90}} \right)^m}$$

从而滚动轴承系统可靠度为

$$R_s = R_{Bi}^n = \left[\sum_{k=1}^n (-1)^{k+1} C_n^k R^k \right]^n = \left[\sum_{k=1}^n (-1)^{k+1} C_n^k e^{-0.105 \left(\frac{t_s}{t_{90}} \right)^m} \right]^n \quad (10-1-18)$$

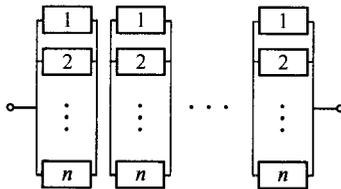


图 10-1-3 并、串联结构

2. 先串联后并联 由 n^2 个滚动轴承组成的先串联后并联的一般结构形式如图 10-1-4所示 ,此时 n 个子系统为串联状态 ,其可靠度为

$$R_{Bi} = \exp \left[-0.105 n \left(\frac{t_s}{t_{90}} \right)^m \right]$$

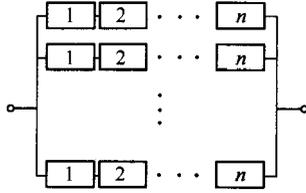


图 10-1-4 串、并联结构

滚动轴承系统可靠度为

$$R_s = \sum_{k=1}^n (-1)^{k+1} C_n^k (R_{Bi})^k \sum_{k=1}^n (-1)^{k+1} C_n^k \left[e^{-0.105 \left(\frac{t_s}{t_{90}} \right)^m} \right]^k \quad (10-1-19)$$

例 1 C620-1 机床变速箱中主要有三套 6 个 7203 轴承组成串联结构, 现已知 7203 轴承的额定寿命为 20 000h (折算值), 试问该机床工作三年, 且每天工作 8h, 滚动轴承系统的可靠度。

解 求轴承系统工作时间 t_s

$$t_s = 3 \times 8 \times 360 = 8\ 640 \text{ (h)}$$

由已知条件, $n = 6$, $t_{90} = 20\ 000\text{h}$, 该型轴承 $m = 1.5$, 由式 10-1-14 得

例 2 某机组由 6 机组器并联组成, 每台机器就轴承而言它的额定寿命为 2 500h, 若仅需一台机器工作时系统仍能正常工作, 试问机组工作 100 00h 滚动轴承系统的可靠度。

解 已知 $n = 6$, $t_{90} = 2\ 500\text{h}$, $t_s = 1\ 000\text{h}$, $m = 1.5$, 由式 10-1-17b 得滚动轴承系统可靠度为

$$\begin{aligned} R_s &= \sum_{k=1}^n (-1)^{k+1} C_n^k \exp \left[-0.105 k \left(\frac{t_s}{t_{90}} \right)^m \right] \\ &= 6e^{-0.105 \times 4^{1.5}} - 15e^{-0.105 \times 2 \times 4^{1.5}} + 20e^{-0.105 \times 3 \times 4^{1.5}} \\ &\quad - 15e^{-0.105 \times 4 \times 4^{1.5}} + 6e^{-0.105 \times 5 \times 4^{1.5}} - e^{-0.105 \times 6 \times 4^{1.5}} \\ &= 0.9660 \end{aligned}$$

第二节 大型轧机用滚动轴承可靠性模型

轧机用滚动轴承(简称轧辊轴承)是特种滚动轴承之一, 被用于冷连轧机中工作辊的支承, 轧机轧辊轴承的结构形式很多, 四列圆锥轧辊轴承是最典型的一种。最被由

美国 Mesta 公司设计和制造,也称为 Timken 四列圆锥滚子轴承。下面就针对该类滚动轴承讨论其可靠性模型。

一、轧辊轴承使用条件和失效形式

四列圆锥滚子轴承结构形状如图 10-1-5 所示,它由两个双列内圈、两个单列外圈、两个外圈隔离圈、一个双列外圈、四列滚动体、一个外圈隔离圈以及四个保持器组成,轴承的原始游隙由隔离圈来保证。由于该型轴承用于冷连轧机,故具有以下物点。

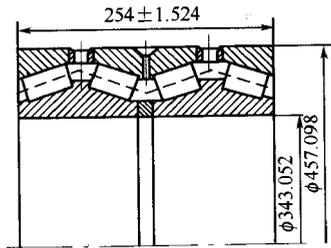


图 10-1-5 轧辊轴承结构形状

1. 轧辊轴承承受的径向及轴向力大。例如某型 1.7m 冷连轧机轧辊轴承承受的径向力达 50t, 轴向力达 20t。
2. 轧辊轴承工况十分恶劣。在轧制过程中咬钢和脱钢时轴承承受较大的冲击载荷, 且轧辊轴承本身易受到冷却液的污染。
3. 轧辊轴承偏载现象严重。由于轧辊轴承轴向尺寸较大, 以及位置和轴向载荷作用使得各列圆锥滚子受载严重不均。例如某型 1.7m 冷连轧机轧辊轴承(四列圆锥滚子轴承)各列的受载相差 5 倍之多。
4. 轧辊轴承结构尺寸较大。一般轴承的结构尺寸为内径 127 ~ 1565mm, 外径 182 ~ 1960mm, 宽度 158 ~ 1000mm。
5. 轧机轧辊轴承旋转圆周速度高。由于轧机轧辊轴承的工作条件十分恶劣, 其实际使用寿命很短, 现场轴承失效试验数据统计分析表明实际额定寿命在 300h 左右, 中值寿命在 1000h 左右。轧辊轴承的失效形式是内、外套圈的疲劳破坏, 滚动体破裂。非正常失效形式有粘辊等。

二、轧辊轴承可靠性预测模型

轧辊轴承系由内圈、外圈、隔离圈、保持器、滚动体组成, 实际使用表明隔离圈和保持器的损坏概率很小, 故此在轴承系统可靠性模型中忽略它们的影响, 另一方面, 多列圆锥滚子轴承的各列之间在工作中存在严重偏载, 而在不同载荷作用下, 零件的工作可靠性

不同,故此在轴承可靠性模型中考虑偏载的影响。一般地套圈的疲劳破坏发生在滚道表层上,而对双滚道套圈可通过刚性对载荷分配的影响在轴承可靠性模型中来反映它的影响。这样,轧辊轴承可靠性预测模型可以认为是由多个单列滚动轴承串联而成,如图 10-1-6 所示。由于偏载作用,每个滚动轴承的可靠度均不相同,而各单列滚动轴承又由内圈、外圈、滚动体等组成。故各单列滚动轴承是由多个零件串联组成,如图 10-1-7 所示。

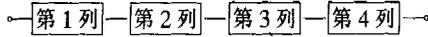


图 10-1-6 轧辊轴承可靠性模型



图 10-1-7 单列滚动轴承可靠性模型

综上所述,定义轧辊轴承的失效准则:若轴承任一内、外套圈出现疲劳破坏或任一滚动体破列,则轴承失效。

由上述定义,设第 i 列轴承的可靠度为 R_i ,则轧辊轴承的可靠度 R_s 为

$$R_s = \prod_{i=1}^n R_i \quad (10-1-20)$$

而各单列轴承的可靠度 R_i 由下式计算。

$$R_i = R_{i0} R_{i1} R_{ir}^z \quad (10-1-21)$$

式中, R_{i0} 是第 i 列内圈的可靠度; R_{i1} 是第 i 列外圈的可靠度; R_{ir} 是第 i 列单个滚动体的可靠度; z 是各列滚动体的个数。

为获得轧辊轴承的可靠度,首先必须求出各列轴承的可靠度,由于各列轴承的区别仅在于载荷的大小不同,故它们的可靠性计算模型完全相同。

(一) 单列滚动轴承可靠性模型

由 ISO 标准计算前提条件可知,单列滚动轴承的可靠度为内、外圈不产生疲劳破坏的综合可靠度,即

$$R_{if} = R_{i0} R_{i1}$$

故式 10-1-21 转化为

$$R_i = R_{if} R_{ir}^z \quad (10-1-22)$$

式中, R_{if} 是单列套圈的可靠度。

ISO 标准定义的轴承额定寿命方程为

$$t_{90} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^{\epsilon} \quad (10-1-23)$$

式中, n 是轴承的工作转数。

圆锥滚子轴承的额定动负荷由下式计算。

$$C = f_c (i l_y \cos \alpha)^{\frac{7}{9}} z^{\frac{3}{4}} D_g^{\frac{29}{27}} \quad (10-1-24)$$

$$\text{其中 } f_c = 21.2 \lambda U r^{\frac{2}{9}} \frac{(1-r)^{\frac{29}{27}}}{(1+r)^{\frac{1}{4}}} \left\{ 1 + \left[1.04 \left(\frac{1-r}{1+r} \right)^{\frac{143}{108}} \right]^{\frac{9}{2}} \right\}^{-\frac{2}{9}}$$

$$r = \frac{D_g \cos \alpha}{D_m}$$

式中, λ 是降低系数; U 是修正系数; l_y 是滚子有效接触长度; D_m 是滚动体中心圆直径; D_g 是滚动体平均直径; i 是滚动体列数; α 是(外圈)压力角。

计算公式中的降低系数和修正系数可查阅有关 ISO 标准中的图表。

圆锥滚子轴承当量载荷 F 为

$$F = F_r + a_{y1} F_a, F_a / F_r \leq e \quad (10-1-25a)$$

$$F = 0.67 F_r + a_{y2} F_a, F_a / F_r > e \quad (10-1-25b)$$

式中, a_{y1}, a_{y2} 是系数, 可由表 10-1-4 查得。

试验表明, 在同一载荷条件下, 轴承寿命小于和等于 t 的破坏概率为

$$F(t) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{t}{\eta} \right)^m \right]$$

通过变换得

$$R(t) = e^{-0.10536 \left(\frac{t}{t_{90}} \right)^m} \quad (10-1-26)$$

由式 10-1-23 ~ 式 10-1-26 计算的可靠度即为单列套圈的可靠度 F_{if} 之值。

(二) 滚动体的可靠性模型

ISO 标准中的可靠性计算没有考虑滚动体的失效概率, 在此我们给出滚动体可靠性模型。对轧辊轴承的失效分析研究表明, 滚动体的断裂破坏是从心部开始的, 而与滚动体的疲劳点蚀或剥落关系不大。因此, 滚动体的可靠性模型是疲劳断裂裂纹的发展与其寿命之间的关系模型。

1. 滚动体的寿命计算模型

轧机轧辊轴承滚动体有实心与空心两种结构, 下面分别加以推导。

(1) 实心滚动体的寿命模型 根据断裂理论, 由心部出现裂纹引起滚动体断裂的寿命可划分三个阶段: 由无裂纹状态到心部出现裂纹阶段; 裂纹扩展阶段; 突然断裂阶段。

轧辊轴承承受的疲劳载荷大多属于高载荷下的低周疲劳,滚动体的寿命主要是裂纹扩展阶段的寿命,而无裂纹寿命所占比例极小,可忽略不计,故轴承寿命为裂纹扩展阶段的寿命。

假设在滚动体中心产生裂纹源,裂纹近似地呈椭圆状,如图 10-1-8 所示,裂纹表面在周期性的拉、压应力作用下,从而缓慢地由内向外扩展,最终导致疲劳断裂。

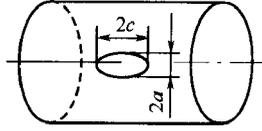


图 10-1-8 滚动体中心裂纹

由断裂理论,疲劳裂纹扩展速率 $\frac{da}{dN}$ 与应力场强度因子差值之间的关系式为

$$\frac{da}{dN} = A(\Delta K)^n \quad (10-1-27)$$

式中, A 和 n 是材料系数; a 是裂纹长度 (mm); N 是滚动体受力循环次数; ΔK 是应力强度因子 ($\text{MPa}^{3/4}$)。

裂纹扩展阶段总共可划分为三个阶段: 设第一阶段 $A = A_1, n' = n'_1$; 第二阶段, $A = A_2, n' = n'_2$ 。令裂纹不扩展的临界值,即裂纹扩展速率 $\frac{da}{dN} = 10^{-7}$ mm/周,则裂纹不扩展的门槛值为

$$\Delta K_{th} = \sqrt[n'_1]{\frac{10^{-7}}{A_1}} \quad (10-1-28)$$

根据在滚动体中心产生裂纹源,裂纹近似呈椭圆状的假设,应力强度因子表达式为

$$K_1 = \frac{\Delta S \sqrt{\pi a}}{\Phi_0} \quad (10-1-29)$$

式中, ΔS 是裂纹面上的最大应力与最小应力之差 (MPa); Φ_0 是第二类椭圆积分,取 $a/c = 0.5, \Phi_0^2 = 1.4$ (c 是椭圆裂纹的长半轴长度)。

由式 10-1-28 和式 10-1-29,可得裂纹不扩展门槛尺寸为

$$a_{th} = \frac{\Phi_0^2 \Delta K_{th}^2}{\pi \Delta S} \quad (10-1-30)$$

裂纹扩展第一阶段与第二阶段转折点处的应力强度因子为

$$K_t = \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^{\frac{1}{n'_1 - n'_2}} \quad (10-1-31)$$

裂纹长度为

$$a_1 = \frac{\Phi_0^2 \Delta K_1^2}{\pi \Delta S^2} \quad (10-1-32)$$

裂纹扩展第二阶段转折点所对应的应力强度因子 K_1^* 接近材料的断裂韧性 K_{IC} 故取

$$K_1^* = K_{IC} \quad (10-1-33)$$

从而,临界裂纹尺寸为

$$a_c = \frac{\Phi_0^2 \Delta K_{IC}^2}{\pi \Delta S^2} \quad (10-1-34)$$

通过式 10-1-27 及式 10-1-28 经积分得

$$N = \begin{cases} \frac{1}{A(y\Delta S)^2} (\ln a_c - \ln a_0), n' = 2 \\ \frac{2}{A(y\Delta S)^2 (n-2)} (a_0^{-\frac{n'-2}{2}} - a_c^{-\frac{n'-2}{2}}), n' \neq 2 \end{cases} \quad (10-1-35)$$

式中, a_0 是裂纹的原始长度; A 和 n 均是材料系数。

其中
$$y = \sqrt{\pi} / \Phi_0 \quad (10-1-36)$$

裂纹扩展第一阶段的寿命 N_1 , 可令式 10-1-35 中的 $n' = n'_1$, $a_c = a_1$, $A = A_1$ 计算得; 裂纹扩展第二阶段的寿命 N_2 , 可由式 10-1-35 且令 $n' = n'_2$, $A = A_2$, $a_0 = a_1$ 计算得; 忽略第三阶段(高速扩展阶段)的寿命, 则裂纹扩展总寿命为

$$N = N_1 + N_2$$

(2)空心滚动体的寿命模型 由于滚动体中空,故假设在滚动体内壁产生裂纹源,裂纹近似地看成是半无限体上的表面半椭圆状裂纹。

根据假设前提条件,应力强度因子为

$$K_1 = \frac{1.1 \Delta S \sqrt{\pi a}}{\left[\Phi_0^2 - 0.212 \left(\frac{\Delta S}{\delta_s} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (10-1-37)$$

式中, δ_s 是材料的屈服极限。

裂纹不扩展门槛尺寸为

$$a_{th} = \frac{\left[\Phi_0^2 - 0.212 \left(\frac{\Delta S}{\delta_s} \right)^2 \right] \Delta K_{th}^2}{1.21 \pi \Delta S^2} \quad (10-1-38)$$

临界裂纹尺寸为

$$a_c = \frac{\left[\Phi_0^2 - 0.212 \left(\frac{\Delta S}{\delta_s} \right)^2 \right] K_{IC}^2}{1.21 \pi \Delta S^2} \quad (10-1-39)$$

实心滚动体寿命模型的其他计算公式同样地适用于空心滚动体的寿命模型。

2. 滚动体的可靠性模型

(1) 裂纹长度分布 假设 裂纹起始长度 a_0 为随机变量 ,遵循威布尔分布 ,其概率密度函数为 $f(x)$;其他变量为常量。这样 ,对应于不同的 a_0 ,则滚动体寿命 N_r 随之变化 ,为一随机变量 ,设其概率密度函数为 $g(N)$,如图 10-1-9 所示 ,存在关系式

$$G(N \leq N_r) = F(x \geq a_0) \quad (10-1-40)$$

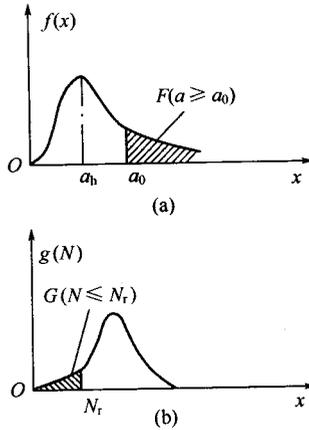


图 10-1-9 滚动体寿命的概率密度函数

式中 , $G(N \leq N_r)$ 是寿命小于 N_r 的累积概率 ; $F(x \geq a_0)$ 是裂纹原始长度大于 a_0 的累积概率。

由假设条件有

$$F(x \geq a_0) = \exp\left[-\left(\frac{a_0}{\eta}\right)^m\right], a > 0 \quad (10-1-41)$$

式中 , m, η 是待确定参数 ,且设 $m > 1$ 。

裂纹起始长度在轴承使用前就已产生 ,与轴承的工作条件无关。故根据滚动体的直径、材料及热处理加工等因素来确定滚动体的裂纹起始长度分布。

为确定参数 m, η ,在此引进特征值 a_h [图 10-1-9(a)] ,根据 $\left.\frac{\partial f(x)}{\partial x}\right|_{x=a_h} = 0$ 可得关系式

$$a_h = \left(\frac{m-1}{m}\right)^{\frac{1}{m}} \eta \quad (10-1-42)$$

再根据滚动体直径和渗碳层厚度或表面层质量 ,令

$$a_m = \frac{D_g}{2} - h_c \quad (10-1-43)$$

式中 , D_g 是滚动体平均直径 , h_c 是渗碳层厚度或根据表面层质量确定的已知常量。

假设 $F(x \geq a_m) = \epsilon'$, 可得

$$\epsilon' = \exp\left[-\left(\frac{a_m}{\eta}\right)^m\right] \quad (10-1-44)$$

式中 ϵ' 是一个接近于零的很小的数, 即 $\epsilon' \rightarrow 0^+$ 。

联解式 10-1-42 ~ 式 10-1-44 可确定裂纹起始长度分布参数。

12) 滚动体应力循环次数与轴承工作时间 t 之间的关系 一般轧辊轴承中滚子转动较内、外圈慢, 当内圈转动一圈时, 滚动体心部所受的应力循环次数为

$$u_r = \frac{n_m}{n_i} u_b \quad (10-1-45)$$

式中 n_m 是滚动体的公转转速 (r/min); n_i 是内圈转速 ($n_i = n$); u_b 是滚动体公转一圈时, 其心部所受的应力循环次数。

$$u_b = \frac{n_g}{n_m} \times \frac{\psi}{180^\circ} \quad (10-1-46)$$

式中 ψ 是负荷区半角 ($^\circ$); n_g 是滚动体自转转速 (r/min)。

$$\text{从而} \quad u_r = \frac{n_g}{n_i} \times \frac{\psi}{180^\circ} \quad (10-1-47)$$

根据运动学关系, 滚动体自转转速为

$$n_g = n_i \frac{2D_m}{D_g} K_1 K_2 \quad (10-1-48)$$

$$K_1 = 0.5 [\tan(\alpha - \gamma_g) - \tan r_g] \cot(\alpha - \gamma_g)$$

$$K_2 = 0.5 [\tan(\alpha - \gamma_g) + \tan r_g] \cot(\alpha - \gamma_g)$$

式中 α 是(外圆)压力角; γ_g 是滚动体半锥角。

当轧辊轴承运行 t 小时, 相应地内圈旋转圈数为 $60tn$, 滚动体心部所承受的应力循环次数为

$$N_r = 60tnu_r = \frac{120\psi D_m}{180D_g} K_1 K_2 nt \quad (10-1-49)$$

(3) 滚动体可靠性模型 轧辊轴承运行 t 小时, 相应地滚动体载荷循环次数为 N_r , 滚动体的可靠度为

$$R_{ir} = 1 - G(N \leq N_r)$$

由前述计算式可求出对应于 N_r 的裂纹长度 a_{0c} 。

$$\text{从而} \quad R_{ir} = 1 - F(a_0 \geq a_{0c}) = \exp\left[-\left(\frac{a_{0c}}{\eta}\right)^m\right] \quad (10-1-50)$$

(三) 轧辊轴承当量载荷、载荷分配及滚动体心部应力

在建立的轧辊轴承可靠性模型中, 轧辊轴承各列滚子轴承中存在偏载。

1. 轧辊轴承当量载荷

在实际工作中,轧辊轴承的载荷相当复杂,由 ISO 标准计算方法可计算出轧机每次轧制历程中轧辊轴承所受的当量载荷 F_i ,引进线性疲劳累积损伤理论,以及轴承的疲劳寿命相等原理,可得轧辊轴承使用中的理论载荷均值

$$F' = \left(\frac{\sum_{i=1}^n F_i^6 n_i t_i}{\sum_{i=1}^n n_i t_i} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (10-1-51)$$

式中, F_i 是第 i 次轧制历程的轴承当量载荷, n_i 是第 i 次轧制历程中的轴承转速; t_i 是第 i 次轧制历程中轴承的工作时间; n 是轧制历程总数。

考虑到载荷的波动,冲击等的影响,实际平均载荷为

$$F = f_d F' \quad (10-1-52)$$

式中, f_d 是附加力系数, $f_d = 1 \sim 3$ 。

轧辊轴承平均转速为

$$\bar{n} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i n_i}{\sum_{i=1}^n t_i} \quad (10-1-53)$$

2. 单列轧辊轴承的载荷分配

(1) 径向载荷预分配 在此引进偏载系数 K_{Fi} , 预分配轧机轧辊轴承的径向载荷。每列的径向载荷为

$$K_{Fi} = F_r K_{Fi} / n \quad (10-1-54)$$

式中, K_{Fi} 是第 i 列轴承的偏载系数; n 是轴承的列数。

(2) 轴向载荷的分配与径向载荷的重新分配 根据四列圆锥滚子轧辊轴承的具体结构(图 10-1-5), 假设轧辊轴承如两个串联的双列向心推力轴承承受的轴向力, 并设各轴承承受的轴向力等于轴承的总轴向力, 记为: $F_{a1} = F_{a2} = F_a$ 。这样, 轧辊轴承轴向力分配, 等同双列向心推力轴承的轴向力分配。假设双列向心推力轴承的总径向载荷为 F'_r , 总轴向载荷为 F_a , 此时存在下列关系式。

$$T_1 + T_2 = 1 \quad (10-1-55)$$

$$J_{a1} = \sum_{i=-N_1}^{N_1} \left[1 - \frac{1}{2T_1} (1 - \cos \varphi_i) \right]^4 \cos \varphi_i / z \quad (10-1-56)$$

$$J_{a1} = \sum_{i=-N_1}^{N_1} \left[1 - \frac{1}{2T_1} (1 - \cos \varphi_i) \right]^4 / z \quad (10-1-57)$$

$$J_{a2} = \sum_{i=-N_2}^{N_2} \left[1 - \frac{1}{2T_2} (1 - \cos \varphi_i) \right]^4 \cos \varphi_i / z \quad (10-1-58)$$

$$J_{a2} = \sum_{i=-N_2}^{N_2} \left[1 - \frac{1}{2T_2} (1 - \cos\varphi_i) \right]^t / z \quad (10-1-59)$$

$$\varphi_{11} = \begin{cases} \arccos(1 - 2T_1), T_1 < 1 \\ \pi, T_1 \geq 1 \end{cases} \quad (10-1-60)$$

$$N_1 = \frac{z\varphi_{11}}{2\pi} \quad (10-1-61)$$

$$\varphi_{12} = \begin{cases} \arccos(1 - 2T_2), T_2 < 1 \\ \pi, T_2 \geq 1 \end{cases} \quad (10-1-62)$$

$$N_2 = \frac{z\varphi_{12}}{2\pi} \quad (10-1-63)$$

$$\varphi_i = \frac{2\pi i}{z} \quad (10-1-64)$$

$$J_r(T_1 T_2) = J_r(T_1) + \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^t J_r(T_2) \quad (10-1-65)$$

$$J_a(T_1 T_2) = J_a(T_1) - \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^t J_a(T_2) \quad (10-1-66)$$

$$\frac{F_r' \tan\alpha}{F_a} = \frac{J_r(T_1 T_2)}{J_a(T_1 T_2)} \quad (10-1-67)$$

$$\frac{F_{r1}}{J_r(T_1)} = \frac{F_r}{J_r(T_1 T_2)} \quad (10-1-68)$$

$$\frac{F_{a1}}{J_a(T_1)} = \frac{F_a}{J_a(T_1 T_2)} \quad (10-1-69)$$

$$F_r' = F_{r1} + F_{r2} \quad (10-1-70)$$

$$F_a' = F_{a1} + F_{a2} \quad (10-1-71)$$

式中,参数 $t = 1.1$; ϕ_i 是第 i 列滚动轴承的负荷区半角; T 是载荷分布参数; J_r, J_a 分别是径向、轴向载荷积分,第 1 列为载荷较重的列。

考虑到上述方程在实际上为有惟一解的方程组,故可以采用数值方法——黄金分割法,先 T_1 为单变量,其他为中间变量,由式 10-1-67 建立目标函数。

$$\min | J_a(T_1 T_2) F_r' \tan\alpha - F_a J_r(T_1 T_2) | \quad (10-1-72)$$

根据式 10-1-68 ~ 式 10-1-71,可计算出每列的载荷,重复迭代计算可完成轧辊轴承的载荷分配。

3. 滚动体心部应力 半空间体受沿直线均匀分布的垂直载荷,属于平面应变问题。滚动体受力如图 10-1-10 所示,把滚动体看成半无限平面体,且属于平面应变问题,不考虑体积力的影响。

11) 实心滚动体心部应力 在一对载荷 Q 作用下, 滚动体心部应力为

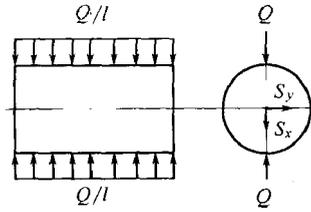


图 10-1-10 滚动体受力

$$\left. \begin{aligned} S_x &= \frac{2Q}{\pi D_g l_{ef}} \\ S_y &= -\frac{6Q}{\pi D_g l_{ef}} \\ \Delta S &= S_x - S_y = \frac{8Q}{\pi D_g l_{ef}} \end{aligned} \right\} \quad (10-1-73)$$

式中 l_{ef} 是滚动体有效接触长度。

(2) 空心滚动体心部应力 在一对载荷 Q 作用下, 滚动体内壁上的应力为

$$\left. \begin{aligned} S_x &= 0 \\ S_y &= \frac{Q}{D_g l_{ef} \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_g} \right)^2 \right]} \\ \Delta S &= \frac{Q}{D_g l_{ef} \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_g} \right)^2 \right]} \end{aligned} \right\} \quad (10-1-74)$$

式中 D_i 是滚动体的中空直径。

(3) 滚动体平均载荷 由于滚动体在轴承压力区不同位置上所受的载荷 Q_i 不相同, 故此由压力分布理论和疲劳理论有

$$Q_m = \left(\frac{\sum_{i=1}^z Q_i^\epsilon}{\epsilon} \right)^{\frac{1}{\epsilon}} \quad (10-1-75)$$

式中 ϵ 是指数, 对滚子轴承 $\epsilon = 10/3$ 。

滚动体的心部应力由 Q_m 代入式 10-1-73 或式 10-1-74 计算确定。

(四) 轧辊轴承可靠性预测实例

例: 某型轧辊轴承(图 10-1-5)设计参数为内径 $d = 343.052\text{mm}$; 外径 $D = 457.098\text{mm}$; 宽度 $b = 245\text{mm}$; 滚动体列数 $i = 4$; 滚动体中心圆直径 $D_m = 411.7\text{mm}$; 滚动

体长度 $l_g = 43.74\text{mm}$; 压力角(外圈) $\alpha = 17^\circ 30'$; 单列滚动体个数 $z = 40$; 滚动体平均直径 $D_g = 29\text{mm}$; 滚动体半锥角 $r_g = 1^\circ 8' 15''$ 。该型轧辊轴承的额定动负荷 $C = 180\text{t}$; 额定静负荷 $C_0 = 360\text{t}$ 。实测得知轧辊轴承在工作中的径向载荷 $F_r = 50\text{t}$, 轴向载荷 $F_a = 19.5\text{t}$; 转速为 $n = 50\text{r/min}$, 偏载系数 $K_{F1} = 1.28$, $K_{F2} = 0.54$, $K_{F3} = 1.15$, $K_{F4} = 1.03$ 。轧辊轴承材料性能参数为 $\delta_s = 1\ 550\text{MPa}$; $K_{IC} = 2\ 760\text{MPa}$; $A_1 = 4.79 \times 10^{-7}$; $a_1 = 0.7$; $A_2 = 4.27 \times 10^{-11}$; $n_2 = 3.1$ 。滚动体裂纹起始长度分布参数 $a_{h1} = a_{h2} = a_{h3} = a_{h4} = 0.5\text{mm}$; $h_{c1} = h_{c2} = h_{c3} = h_{c4} = 2.5\text{mm}$ 。试确定轧辊轴承在工作中的可靠度 $R_s(100\text{h})$ 。

解

① 单列套圈的可靠性计算

a. 确定额定动负荷及当量动负荷

单列轴承额定动负荷为

$$C_i = \frac{C}{4} = \frac{180 \times 1\ 000 \times 9\ 800}{4} = 441\ 000(\text{N})$$

由于存在偏载, 各列轴承承受的当量动负荷不尽相同, 由偏载系数得

$$F_{r1} = \frac{K_{F1} F_r}{4} = 12.5 \times 1.28 \times 9800 = 156\ 800(\text{N})$$

$$F_{r2} = \frac{K_{F2} F_r}{4} = 12.5 \times 0.54 \times 9800 = 61\ 250(\text{N})$$

$$F_{r3} = \frac{K_{F3} F_r}{4} = 12.5 \times 1.15 \times 9800 = 140\ 875(\text{N})$$

$$F_{r4} = \frac{K_{F4} F_r}{4} = 12.5 \times 1.03 \times 9800 = 126\ 175(\text{N})$$

由轴承结构形式, 可看成轴向力是由双列向心推力轴承承受。

故有

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{a3} = F_{a4} = \frac{P_a}{2} = 19.5 \times \frac{9\ 800}{2} = 95\ 550(\text{N})$$

由此

$$e_1 = \frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{9.75}{16} = 0.6093$$

$$e_2 = \frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{9.75}{6.25} = 1.4412$$

$$e_3 = \frac{F_{a3}}{F_{r3}} = \frac{9.75}{14.375} = 0.6784$$

$$e_4 = \frac{F_{a4}}{F_{r4}} = \frac{9.75}{12.875} = 0.7573$$

对圆锥滚子轴承查手册得

$$e = 0.31$$

由已知条件查表 10-1-4

$$a_{y1} = a_{y2} = a_{y3} = a_{y4} = 2.061$$

将上述计算值代入式 10-1-26 得

$$\begin{aligned} F_1 &= 0.67 F_{r1} + a_{y1} F_{a1} = (16 \times 0.67 + 2.061 \times 9.75) \times 9800 \\ &= 301987 \text{ (N)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_2 &= 0.67 F_{r2} + a_{y2} F_{a2} = (6.75 \times 0.67 + 2.061 \times 9.75) \times 9800 \\ &= 241256 \text{ (N)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_3 &= 0.67 F_{r3} + a_{y3} F_{a3} = (14.375 \times 0.67 + 2.061 \times 9.75) \times 9800 \\ &= 291315 \text{ (N)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_4 &= 0.67 F_{r4} + a_{y4} F_{a4} = (12.875 \times 0.67 + 2.061 \times 9.75) \times 9800 \\ &= 281466 \text{ (N)} \end{aligned}$$

b. 计算单列套圈额定寿命

将已计算值代入式 10-1-23 且取 $\epsilon = 10/3$ 得

$$t_{90.1} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_1}{F_1} \right)^\epsilon = \frac{10^6}{60 \times 500} \left(\frac{45}{30.815} \right)^{\frac{10}{3}} = 117.77 \text{ (h)}$$

$$t_{90.2} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_2}{F_2} \right)^\epsilon = \frac{10^6}{60 \times 500} \left(\frac{45}{24.618} \right)^{\frac{10}{3}} = 248.96 \text{ (h)}$$

$$t_{90.3} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_3}{F_3} \right)^\epsilon = \frac{10^6}{60 \times 500} \left(\frac{45}{29.726} \right)^{\frac{10}{3}} = 132.78 \text{ (h)}$$

$$t_{90.4} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_4}{F_4} \right)^\epsilon = \frac{10^6}{60 \times 500} \left(\frac{45}{28.721} \right)^{\frac{10}{3}} = 148.91 \text{ (h)}$$

c. 计算单列套圈可靠度

将已知值代入式 10-1-26 得

$$R_{1f} = e^{-0.10536 \left(\frac{1}{t_{90.1}} \right)^m} = e^{-0.10536 \left(\frac{100}{117.77} \right)^{1.5}} = 0.920867$$

$$R_{2f} = e^{-0.10536 \left(\frac{1}{t_{90.2}} \right)^m} = e^{-0.10536 \left(\frac{100}{248.96} \right)^{1.5}} = 0.973535$$

$$R_{3f} = e^{-0.10536 \left(\frac{1}{t_{90.3}} \right)^m} = e^{-0.10536 \left(\frac{100}{132.78} \right)^{1.5}} = 0.933456$$

$$R_{4f} = e^{-0.10536 \left(\frac{1}{t_{90.4}} \right)^m} = e^{-0.10536 \left(\frac{100}{148.91} \right)^{1.5}} = 0.943667$$

② 计算滚动体可靠度

a. 计算滚动体心部应力

对单列滚子轴承,在径向间隙为零的情况下,轴承中受载最大的滚动体载荷为

$$Q_{oi} = \frac{4.08 F_r}{z} \quad (10-1-76)$$

将已知值代入上式得

$$Q_{01} = \frac{4.08 \times 16\,000 \times 9.8}{40} = 16\,000(\text{N})$$

$$Q_{02} = \frac{4.08 \times 6\,750 \times 9.8}{40} = 6\,870(\text{N})$$

$$Q_{03} = \frac{4.08 \times 14\,375 \times 9.8}{40} = 14\,600(\text{N})$$

$$Q_{04} = \frac{4.08 \times 12\,875 \times 9.8}{40} = 13\,100(\text{N})$$

将计算值及已知数据代入式 10-1-73 计算得实心滚动体心部应力差值

$$\Delta S_1 = \frac{8 \times 16\,000}{\pi \times 29 \times 43.74 \times \cos 15.5^\circ} = 34(\text{MPa})$$

$$\Delta S_2 = \frac{8 \times 6\,870}{\pi \times 29 \times 43.74 \times \cos 15.5^\circ} = 13.9(\text{MPa})$$

$$\Delta S_3 = \frac{8 \times 14\,600}{\pi \times 29 \times 43.74 \times \cos 15.5^\circ} = 30.5(\text{MPa})$$

$$\Delta S_4 = \frac{8 \times 13\,100}{\pi \times 29 \times 43.74 \times \cos 15.5^\circ} = 27.3(\text{MPa})$$

b. 确定初始裂纹长度分布参数

将已知值 a_h 及 h_c 代入式 10-1-42 ~ 式 10-1-44, 并且取 $\varepsilon = e^{-20}$ 有

$$a_h = 0.5 = \left(\frac{m-1}{m} \right)^{\frac{1}{m}} \eta$$

$$a_m = \frac{D_g}{2} - h_c = \frac{29}{2} - 1.0 = 13.5(\text{mm})$$

$$e^{-\left(\frac{13.5}{\eta}\right)^m} = e^{-40}$$

解联立方程组得

$$m = 1.47; \quad \eta = 1.08606$$

e. 计算轧辊轴承工作 100h 下滚动体的循环次数

取 $\psi = 180^\circ$, 且将已知值代入式 10-1-47 和式 10-1-48 计算得

$$K_1 = 0.465 \quad K_2 = 0.535$$

将计算值代入式 10-1-49 计算得

$$\begin{aligned} K_r &= \frac{120 \psi D_m}{180 D_g} K_1 K_2 n t = \frac{120 \times 180}{180 \times 29} \times 0.465 \times 0.535 \times 5 \times 10^4 \\ &= 2.119 \times 10^7 \end{aligned}$$

d. 计算各列滚动体 N_r 寿命下裂纹长度

由已知条件和式 10-1-35 得

$$a_{ci} = \left[\frac{-N_r A (y \Delta S)(n-2)}{2} + a_0^{-\frac{n-2}{2}} \right]^{\frac{2}{n-2}}$$

$$y = \frac{\sqrt{\pi}}{\Phi_0} = 1.46689$$

由 $a_{ii} = \frac{\Phi_0^2 K_1^2}{\pi \Delta S^2}$ 得第一和第二扩展阶段的裂纹长度

$$a_{i1} = 0.7902\text{mm} ; a_{i2} = 4.7279\text{mm}$$

$$a_{i3} = 1.0116\text{mm} ; a_{i4} = 1.2203\text{mm}$$

各列滚子第一阶段裂纹扩展寿命由式 10-1-35 得

$$N_{1,1} = 6.29 \times 10^{11} ; N_{2,1} = 4.84 \times 10^{13}$$

$$N_{3,1} = 1.07 \times 10^{12} ; N_{4,1} = 2.14 \times 10^{12} ;$$

故此,由 $n = 6.7, A = 4.97 \times 10^{-7}, a_0 = 0.5$ 计算得 N_r 下裂纹尺寸值为

$$a_{c1} = 0.05115\text{mm} ; a_{c2} = 0.0506\text{mm}$$

$$a_{c3} = 0.0501\text{mm} ; a_{c4} = 0.0509\text{mm}$$

e. 计算每列各滚动体的可靠度

将计算值 a_{ci}, m, η 代入式 10-1-50

$$R_{1r} = 0.9889 ; R_{2r} = 0.9894$$

$$R_{3r} = 0.9881 ; R_{4r} = 0.9893$$

③ 计算轧辊轴承的可靠度

将单个零件的可靠度计算值代入式 10-1-22 和式 10-1-20

$$R_1 = 0.98924 ; R_2 = 0.64082$$

$$R_3 = 0.60215 ; R_4 = 0.61368$$

$$R_s = \sum_{i=1}^4 R_i = 0.1396$$

轧辊轴承工作 100h 的可靠度为 0.1396

采用模型式 10-1-20 预测轧辊轴承的工作可靠度时,从上例估算结果可以看出数值偏小,这是由于轧辊轴承的各零件间实际上存在相关性,而在轴承的可靠性预测模型中没有考虑,故最后预测结果与实际情况间存在相当大的差距。

实际上各列滚子之间是高度相关的(例如,它们承受的载荷相同,材料、强度及热处理相同)。故我们将滚子间的相关性取为 ρ (相关系数) = 1。此时,轧辊轴承的可靠性预测模型为

$$R_s = \prod_{i=1}^4 R_{if} R_{ir} \quad (10-1-77)$$

对上例,按上式估算的轧辊轴承的可靠度为

$$R_s = 0.7562$$

该计算结果与现场失效数据统计分析结果比较接近,符合实际情况。

第三节 大型滚动轴承可靠性通用强度模型

一、大型滚动轴承的寿命分布与可靠性系数 a_1

目前,广泛采用的通用滚动轴承寿命计算公式(式 10-1-5)是在大量中小型滚动轴承试验基础上总结出来的,在预测大型滚动轴承寿命时,其计算结果相当不准确,有关文献的计算结果表明,计算寿命与实际使用寿命相差数倍。造成此种误差的主要原因是:

- ① ISO 标准和国家标准中计算滚动轴承寿命的一系列系数都是通过小型滚动轴承疲劳寿命试验而确定的,而根据这些系数来预测大型轧辊轴承的寿命当然会产生较大的误差;
- ② 通用滚动轴承寿命计算公式没有考虑偏载对轴承寿命的影响,而大型滚动轴承特别是多列滚动轴承,大多在严重偏载下运行,例如轧机用轧辊轴承。

ISO 标准中的滚动轴承寿命计算公式是根据 Lundbrg - Palm - gren 理论推导的,而该理论将滚动轴承寿命假设为服从二参数威布尔分布。

试验证明,当失效概率在 0.05 ~ 0.6 之间时实际寿命与二参数威布尔分布的理论寿命吻合较好,而当失效概率超过上述范围时实际寿命与理论寿命之间存在较大差别。因此对于大型滚动轴承来说采用二参数威布尔分布来描述它的寿命分布是不合理的。大型滚动轴承现场试验的寿命数据统计分析证明,大型滚动轴承疲劳寿命服从三参数威布尔分布。

由滚动轴承可靠性系数的定义有

$$a_1 = \frac{t_R}{t_{90}} \quad (10-1-78)$$

通过对三种型号六组样本共 525 套大型滚动轴承的现场试验数据,根据使用工况和加工条件来分组进行分析,得出各样本下大型滚动轴承服从三参数威布尔分布的可靠性系数,最后采用下述加权方法得大型滚动轴承可靠性系数 a_1 经验值,见表 10-1-5。

表 10-1-5 大型滚动轴承可靠性系数 a_1 (1990)

$R\%$	90	95	96	97	98	99	99.5	99.8	99.9	100
t	t_{90}	t_{95}	t_{96}	t_{97}	t_{98}	t_{99}	$t_{99.5}$	$t_{99.8}$	$t_{99.9}$	t_{100}
a_1	1.00	0.69	0.62	0.55	0.46	0.66	0.29	0.23	0.21	0.14

$$a_1 = \sum_{j=1}^n W_j a_{1j} \quad (10-1-79)$$

其中

$$W_j = \frac{N_j}{N}$$

式中, N_j 是第 j 号样本的寿命数据个数; N 是全部寿命数据个数; W_j 是加权系数; a_{1j} 是第 j 号样本的可靠性系数。

二、大型滚动轴承可靠性通用强度模型

(一) 通用强度模型基本方程

实验证明大型滚动轴承疲劳寿命在一定载荷下服从三参数威布尔分布。因此可以假设在某一失效力 S_i 下轴承零件(内、外圈和滚动体)的疲劳寿命服从三参数威布尔分布。相应滚动轴承零件疲劳寿命的概率密度函数为

$$f\left(\frac{N_i}{S_i}\right) = \frac{m_i}{N_{ai} - N_{0i}} \left(\frac{N_i - N_{0i}}{N_{ai} - N_{0i}}\right)^{m_i - 1} \times \exp\left[-\left(\frac{N_i - N_{0i}}{N_{ai} - N_{0i}}\right)^{m_i}\right], i = 1, 2, 3 \quad (10-1-80)$$

式中, N_i 是大型滚动轴承零件 i 的应力循环次数(百万次); S_i 是大型滚动轴承零件 i 的失效力; m_i 是大型滚动轴承零件 i 的形状参数, N_{ai} 是大型滚动轴承 i 的特征参数; N_{0i} 是大型滚动轴承零件 i 的位置参数; i 是脚标, 其中 $i = 1$ 代表内圈, $i = 2$ 代表外圈, $i = 3$ 代表滚动体。

由式 10-1-80 可得大型滚动轴承零件 i 在失效力 S_i 下的可靠度函数。

$$R_i = \exp\left[-\left(\frac{N_i - N_{0i}}{N_{ai} - N_{0i}}\right)^{m_i}\right], i = 1, 2, 3 \quad (10-1-81)$$

假设: ①任一大型滚动轴承零件失效则认为大型滚动轴承失效; ②内圈、外圈和滚动体的失效是相互独立的。根据机械可靠性理论, 大型滚动轴承可看成是由内圈、外圈和滚动体串联而成的机械系统, 大型滚动轴承的可靠度等于内圈、外圈和滚动体可靠度的乘积。从而整个单列滚动轴承的可靠度函数为

$$R = R_1 R_2 R_z^z \quad (10-1-82)$$

式中 z 是滚动体数目。

将式 10-1-81 代入式 10-1-82

$$R = \exp \left[- \left(\frac{N_1 - N_{01}}{N_{a1} - N_{01}} \right)^{m_1} - \left(\frac{N_2 - N_{03}}{N_{a2} - N_{02}} \right)^{m_2} - z \left(\frac{N_3 - N_{03}}{N_{a3} - N_{03}} \right)^{m_3} \right] \quad (10-1-83)$$

设 U_1, U_2 和 U_3 分别为当大型滚动轴承转动一周时内圈、外圈和滚动体所经历的应力循环次数, 则

$$N_i = U_i t \quad (10-1-84)$$

式中, t 是轴承寿命(百万转)。

由于轴承钢的高质量, 其形状参数 m_i 的变化范围较小, 根据以往验结果及考虑到计算公式简单, 取 $m_1 = m_2 = m_3 = 1.5$ 。

由于大型滚动轴承的外圈是不转动的, 故 N_{02}/u_2 的值比 N_{01}/u_1 和 N_{03}/u_3 的值都小。将式 10-1-84 代入式 10-1-83 并整理得

$$R = \exp \left\{ - \left[\frac{u_2 t - N_{02}}{K_L (N_{a2} - N_{02})} \right]^{1.5} \right\} \quad (10-1-85)$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{1}{K_L} \right)^{1.5} &= 1 + \left[\frac{(u_1 t - N_{01}) \wedge (N_{a2} - N_{02})}{(u_2 t - N_{02}) \wedge (N_{a1} - N_{01})} \right]^{1.5} \\ &+ z \left[\frac{(u_3 t - N_{03}) \wedge (N_{a2} - N_{02})}{(u_2 t - N_{02}) \wedge (N_{a3} - N_{03})} \right]^{1.5} \end{aligned} \quad (10-1-86)$$

式中, K_L 是寿命影响系数。

由式 10-1-85 可得

$$t_R = \left[1 - \left(\ln \frac{1}{R} \right)^{0.667} K_L \right] \frac{N_{02}}{u_2} + \left(\ln \frac{1}{R} \right)^{0.667} \frac{K_L N_{02}}{u_2} \quad (10-1-87)$$

式 10-1-85 ~ 式 10-1-87 组成通用强度可靠性模型的基本方程。

(二) 大型滚动轴承当量动负荷与疲劳失效力

若要准确地进行大型滚动轴承疲劳寿命计算, 应用强度基本方程时必须采用合适的疲劳失效力, 目前广泛使用的接触疲劳失效力有最大赫兹应力 S_o ; 最大剪切应力 τ_{max} ; 最大表面拉应力 S_r ; 最大剪切应力幅 τ_a 等。

考虑到最大赫兹应力的统计性、直观性及失效准则(应力)间的关系, 故采用最大赫兹应力作为大型滚动轴承的失效力。由内圈、外圈和滚动体的当量负荷计算公式为

$$Q_{01} = Q_0 J_1 = \frac{F_r J_1}{z j (\delta) \cos \alpha} \quad (10-1-88)$$

$$Q_{02} = Q_0 J_2 = \frac{F_r J_2}{z j (\delta) \cos \alpha} \quad (10-1-89)$$

$$Q_{03} = Q_0 J_3 = \frac{F_r J_3}{z_j(\delta) \cos \alpha} \quad (10-1-90)$$

式中, Q_{01} 是内圈的当量动负荷; Q_{02} 是外圈的当量动负荷; Q_{03} 是滚动体当量动负荷; J_1 是内圈载荷积分; J_2 是外圈载荷积分; J_3 是滚动体载荷积分; F_r 是大型滚动轴承承受的径向载荷; $J(\delta)$ 是径向载荷积分; Q_0 是最大滚动体负荷。

其中 $J_3 = \max(J_1, J_2)$ (10-1-91)

考虑到大型滚动轴承的外圈处于不滚动状态, 实验证明: 外圈具有一处危险点, 见图 10-1-11 所示, 外圈的载荷分布中心 a 点外始终承受最大滚动体负荷, 而采用式 10-1-89 计算 $Q_{02} < Q_0$, 故进行修正, 采用最大滚动体负荷代替外圈不滚动的大型滚动轴承外圈当量动负荷, 即

$$Q_{02} = Q_0 = \frac{F_r}{zJ(\delta) \cos \alpha} \quad (10-1-92)$$

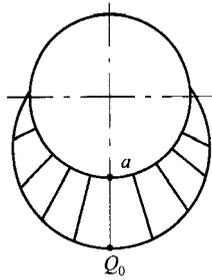


图 10-1-11 外圈的载荷分布

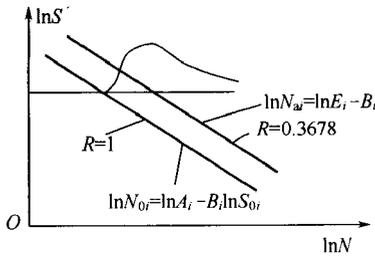


图 10-1-12 轴承零件接触疲劳 $P-S-N$ 曲线

球轴承的最大赫兹应力计算公式为

$$S_{0i} = \frac{858(\sum \rho_i)^2}{m_{ai} m_{bi}} \left[\frac{J_i}{zJ(\delta) \cos \alpha} \right]^{\frac{1}{3}} F_r^{\frac{1}{3}} \\ = (K_i F_r)^{\frac{1}{3}}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (10-1-93)$$

式中, S_{0i} 是轴承零件 i 的最大赫兹应力 (MPa); K_i 是轴承零件 i 的最大赫兹应力系

数 ρ_i 是主曲率; m_{ai}, m_{bi} 是第 i 列滚子轴承计算中与椭圆偏心率有关的系数。

滚子轴承的最大赫兹应力计算公式为

$$S_{0i} = 190.6 \left(\frac{\sum \rho_i}{l_c} \right)^{\frac{1}{2}} \left[\frac{J_i}{zJ(\delta) \cos \alpha} \right]^{\frac{1}{2}} F_r^{\frac{1}{2}}$$

$$= (K_i F_r)^{\frac{1}{2}}, i = 1, 2, 3 \quad (10-1-94)$$

式中 l_c 是滚子有效接触长度。

(三) 单列滚动轴承可靠性通用强度模型

滚动轴承零件 i 的接触疲劳 $P-S-N$ 曲线, 可在对数坐标系中绘出, 见图 10-1-12。由图可得

$$N_{0i} = \frac{A_i}{S_{0i}^{B_i}}, i = 1, 2, 3 \quad (10-1-95)$$

$$N_{ai} = \frac{E_i}{S_{0i}^{B_i}}, i = 1, 2, 3 \quad (10-1-96)$$

A_i, B_i, B_i, E_i 是由试验确定的常数。

考虑到滚动轴承寿命公式的简单与轴承材料的接触疲劳试验的实际结果, 取 $B_i = B_1$ 。

将式 10-1-95 和式 10-1-96 代入式 10-1-85 和式 10-1-86 并经整理得

$$R = \exp \left\{ - \left[\frac{u_2 t S_{02}^{B_2} - A_2}{K_L (E_2 - A_2)} \right]^{1.5} \right\} \quad (10-1-97)$$

$$\left(\frac{1}{K_L} \right)^{1.5} = 1 + \left\{ \frac{(u_1 t S_{01}^{B_1} - A_1) \chi (E_2 - A_2)}{(u_2 t S_{02}^{B_2} - A_2) \chi (E_1 - A_1)} \right\}^{1.5}$$

$$+ z \left\{ \frac{(u_3 t S_{03}^{B_3} - A_3) \chi (E_2 - A_2)}{(u_2 t S_{02}^{B_2} - A_2) \chi (E_3 - A_3)} \right\}^{1.5} \quad (10-1-98)$$

在式 10-1-98 中, 若 $(u_i t S_{0i}^{B_i} - A_i) \leq 0$ ($i = 1, 2, 3$) 则取含此项的值为零。将式 10-1-93 代入式 10-1-97 和式 10-1-98 中可得单列球轴承的可靠度为

$$R = \exp \left\{ - \left[\frac{u_2 t (K_2 F_r)^{\frac{B_2}{3}} - A_2}{K_L (E_2 - A_2)} \right]^{1.5} \right\} \quad (10-1-99)$$

$$\left(\frac{1}{K_L} \right)^{1.5} = 1 + \left\{ \frac{[u_1 t (K_1 F_r)^{\frac{B_1}{3}} - A_1] (E_2 - A_2)}{[u_2 t (K_2 F_r)^{\frac{B_2}{3}} - A_2] (E_1 - A_1)} \right\}^{1.5}$$

$$+ z \left\{ \frac{[u_3 t (K_3 F_r)^{\frac{B_3}{3}} - A_3] (E_2 - A_2)}{[u_2 t (K_2 F_r)^{\frac{B_2}{3}} - A_2] (E_3 - A_3)} \right\}^{1.5} \quad (10-1-100)$$

由式 10-1-99 得球轴承在任意可靠度下的寿命计算式为

$$t_R = \left[A_2 + (E_2 - A_2) \left(\ln \frac{1}{R} \right)^{0.667} K_L \right] \frac{1}{u_2 (K_2 F_r)^{\frac{B_2}{3}}} \quad (10-1-101)$$

设当 $R=0.9$ 和 $t=1.0$ 时, $F_r = C_\epsilon$ 是由强度模型计算的滚动轴承额定动负荷。由式 10-1-101 可得

$$C_\epsilon = \frac{1}{K_2} \left\{ [0.223 K_{LC} (E_2 - A_2) + A_2] \frac{1}{u_2} \right\}^{\frac{3}{B_2}} \quad (10-1-102)$$

式中, K_{LC} 是当 $F_r = C_\epsilon$ 和 $L=1.0$ 时所对应的 K_L 值。由式 10-1-101 和式 10-1-102 得

$$t_{90} = \frac{K_L}{K_{LC}} \left(\frac{C_\epsilon}{F_r} \right)^{\frac{B_2}{3}} + \frac{(K_L - K_{LC}) A_2}{K_{LC} u_2 (K_2 F_r)^{\frac{B_2}{3}}} \quad (10-1-103)$$

式中, K_L 是轴承寿命 t 的函数。

同理可得滚子轴承的可靠度函数, 寿命计算公式和额定负荷的计算公式为

$$R = \exp \left\{ - \left[\frac{u_2 t (K_2 F_r)^{\frac{B_2}{2}} - A_2}{K_L (E_2 - A_2)} \right]^{1.5} \right\} \quad (10-1-104)$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{1}{K_L} \right)^{1.5} &= 1 + \left\{ \frac{[u_1 t (K_1 F_r)^{\frac{B_1}{2}} - A_1] (E_2 - A_2)}{[u_2 t (K_2 F_r)^{\frac{B_2}{2}} - A_2] (E_1 - A_1)} \right\}^{1.5} \\ &+ z \left\{ \frac{[u_3 t (K_3 F_r)^{\frac{B_3}{2}} - A_3] (E_2 - A_2)}{[u_2 t (K_2 F_r)^{\frac{B_2}{2}} - A_2] (E_3 - A_3)} \right\}^{1.5} \end{aligned} \quad (10-1-105)$$

$$t_R = \left[A_2 + (E_2 - A_2) \left(\ln \frac{1}{R} \right)^{0.667} K_L \right] \frac{1}{u_2 (K_2 F_r)^{\frac{B_2}{2}}} \quad (10-1-106)$$

$$C_\epsilon = \frac{1}{K_2} \left\{ [0.223 K_{LC} (E_2 - A_2) A_2] \frac{1}{u_2} \right\}^{\frac{2}{B_2}} \quad (10-1-107)$$

$$t_{90} = \frac{K_L}{K_{LC}} \left(\frac{C_\epsilon}{F_r} \right)^{\frac{B_2}{2}} + \frac{(K_L - K_{LC}) A_2}{K_{LC} u_2 (K_2 F_r)^{\frac{B_2}{2}}} \quad (10-1-108)$$

(四) 多列滚子轴承可靠性通用强度模型

大型滚动轴承由于承载大, 一般采用多列滚子轴承, 例如轧机用轧辊轴承。对于多列滚子轴承可处理成由多个单列滚子轴承串联而成的系统。从而多列滚子轴承的可靠度为

$$R_s = \prod_{j=1}^z R_j \quad (10-1-109)$$

式中, R_j 是第 j 列滚子轴承的可靠度; z 是轴承列数。

将式 10-1-104 代入式 10-1-109 得

$$R_s = \exp \left\{ - \sum_{j=1}^z \left[\frac{u_{2j} t (K_{2j} F_{rj})^{\frac{B_2}{2}} - A_2}{K_{Lj} (E_2 - A_2)} \right]^{1.5} \right\} \quad (10-1-110)$$

式中, u_{2j} 是第 j 列滚子轴承零件 2 当轴承转一周时所经历的应力循环次数; K_{2j} 是第 j 列滚子轴承零件 2 的最大赫兹应力系数; K_{Lj} 是第 j 列滚子轴承寿命影响系数, K_{rj} 是第 j 列滚子轴承承受的径向载荷。

设 $W_j = \frac{A_2}{(u_{2j} K_{2j})^{\frac{B_2}{2}}}$, $V_j = \frac{K_{Lj} (E_2 - A_2)}{(u_{2j} K_{2j})^{\frac{B_2}{2}}}$, 式 10-1-110 变为

$$R_s = \exp \left\{ - \sum_{j=1}^z \left[\frac{t F_{rj}^{\frac{B_2}{2}} - W_j}{V_j} \right]^{1.5} \right\} \quad (10-1-111)$$

设第 j 列轴承的偏载系数 $F_{Fj} = F_{rj} / F_r$, 则

$$F_{rj} = F_{Fj} F_r \quad (10-1-112)$$

将式 10-1-112 代入式 10-1-111 得

$$R = \exp \left\{ - \sum_{j=1}^z \left[\frac{t (K_{Fj} F_r)^{\frac{B_2}{2}} - W_j}{V_j} \right]^{1.5} \right\} \quad (10-1-113)$$

假设 $K_{Fn} (j = 1, 2, \dots, z)$ 中最大的, n 是受载最大那一列所对应的列数。由式 10-1-113 整理得

$$R = \exp \left\{ - \left[\frac{t (K_{Fn} F_r)^{\frac{B_2}{2}} - W_n}{K_0 V_n} \right]^{1.5} \right\} \quad (10-1-114)$$

$$\left(\frac{1}{K_0} \right)^{1.5} = \sum_{j=1}^z \left\{ \frac{[t (K_{Fj} F_r)^{\frac{B_2}{2}} - W_j] V_n}{[t (K_{Fn} F_r)^{\frac{B_2}{2}} - W_n] V_j} \right\}^{1.5} \quad (10-1-115)$$

若式 10-1-115 中, $t (K_{Fj} F_r)^{\frac{B_2}{2}} - W_j \leq 0$, $\alpha_j (j = 1, 2, \dots, z)$, 则取此项的值为零。由式 10-1-114

$$t_R = \frac{0.223 K_0 V_n + W_n}{(K_{Fn} F_r)^{\frac{B_2}{2}}} \quad (10-1-116)$$

$$t_{90} = \frac{0.223 K_0 V_n + W_n}{(K_{Fn} F_r)^{\frac{B_2}{2}}} \quad (10-1-117)$$

(五) 非失效寿命的计算

滚动轴承的非失效寿命系指可靠度为 1.0 时的滚动轴承疲劳寿命, 此时我们可令式 10-1-101 和式 10-1-106 中的 $R = 1.0$, 得单列滚动轴承非失效寿命计算公式为

$$t_0 = \frac{A_2}{u_2 (K_2 F_r)^{\frac{B_2}{3}}} \text{(球轴承)} \quad (10-1-118)$$

$$t_0 = \frac{A_2}{u_2 (K_2 F_r)^{\frac{B_2}{2}}} \text{(滚子轴承)} \quad (10-1-119)$$

根据式 10-1-93 和式 10-1-94 式 10-1-118 和式 10-1-119 可综合为

$$t_0 = \frac{A_2}{u_2 S_{02}^{\frac{B_2}{2}}} \quad (10-1-120)$$

由式 10-1-120 可知对于外圈不转动的轴承,非失效寿命主要取决于外圈的非失效寿命。

同理令式 10-1-116 中 $R_s = 1.0$, 得多列滚动轴承非失效寿命计算公式为

$$t_0 = \frac{W_n}{(K_{Fn} F_r)^{\frac{B_2}{2}}} = \frac{A_2}{u_2 n K_{2n}^{\frac{B_2}{2}}} \times \frac{1}{(K_{Fn} F_r)^{\frac{B_2}{2}}} \quad (10-1-121)$$

式 10-1-121 说明多列外圈不转动的滚动轴承非失效寿命主要取决于受载最大那一列轴承的非失效寿命。

三、大型滚动轴承可靠性通用强度模型预测实例

某型轧机用大型滚动轴承结构尺寸与第二节例题相同。经实测得滚动轴承承受的径向载荷 $F_r = 50\text{t}$ 轴向载荷 $F_a = 20\text{t}$ 轴承转数 $n = 600\text{r/min}$ 偏载系数 $K_{F1} = 0.21$, $K_{F2} = 0.17$, $K_{F3} = 0.3325$, $K_{F4} = 0.285$ 载荷系数为 1.0 材料系数 $B_1 = B_2 = B_3 = 7.5$; $A_1 = A_2 = 1.3712 \times 10^{17}$; $A_3 = 1.285511 \times 10^{17}$; $E_1 = E_2 = 5.5334553 \times 10^{18}$; $E_3 = 3.9616879 \times 10^{18}$; $u_1 = u_2 = 1$, $u_2 = 7.06$ 。求该滚动轴承工作 100h 的可靠度 $R_s(100)$ 及轴承的非失效寿命

解

① 计算 $R_s(100)$

a. 计算各列轴承的最大赫兹应力 S_{0i}

由式 10-1-83 有

$$S_{01} = (K_1 K_{F1} F_r)^{\frac{1}{2}} = (0.21 \times 50 \times 9.8 \times 10^3)^{\frac{1}{2}} = 320.78 \text{ (MPa)}$$

$$S_{02} = (K_2 K_{F2} F_r)^{\frac{1}{2}} = (0.17 \times 50 \times 9.8 \times 10^3)^{\frac{1}{2}} = 288.62 \text{ (MPa)}$$

$$S_{03} = (K_3 K_{F3} F_r)^{\frac{1}{2}} = (0.3325 \times 50 \times 9.8 \times 10^3)^{\frac{1}{2}} = 403.64 \text{ (MPa)}$$

$$S_{04} = (K_4 K_{F4} F_r)^{\frac{1}{2}} = (0.285 \times 50 \times 9.8 \times 10^3)^{\frac{1}{2}} = 373.70 \text{ (MPa)}$$

b. 计算轴承零件的应力循环次数 N_i

$$N_1 = u_1 t = 600 \times 100 \times 60 = 3.6 \times 10^6$$

$$N_2 = u_2 t = 600 \times 100 \times 60 = 3.6 \times 10^6$$

$$N_3 = u_3 t = 7.06 \times 600 \times 100 \times 60 = 2.5416 \times 10^7$$

c. 计算单列轴承可靠度 R_i

将已知值代入式 10-1-104 和式 10-1-105 计算得

$$R_1 = 0.9208 ; R_2 = 0.9432 ;$$

$$R_3 = 0.8754 ; R_4 = 0.9013 ;$$

d. 计算多列轴承的可靠度

$$R_s = \prod_{j=1}^4 R_j = 0.9208 \times 0.9432 \times 0.9013 \times 0.8754 = 0.6852$$

② 计算非失效寿命 t_0

将已知值代入式 10-1-121 得

$$\begin{aligned} t_0 &= \frac{A_2}{u_2} \frac{B_2}{n K_{2r,n}} \times \frac{1}{(K_{Fn} F_r)^2} \frac{B_2}{2} \\ &= \frac{1.3712 \times 10^{17}}{(0.3325 \times 5 \times 10^5)^{3.73}} = 0.03624 (\text{h}) \end{aligned}$$

大型滚动轴承可靠性通用模型中的载荷偏载系数 K_{Fj} 与轧机轴承预测模型中的载荷偏载系数 K_{Fj} 含义有所不同,使用时应加以注意。

第二章 滑动轴承试验

第一节 滑动轴承试验分类

滑动轴承运转过程中在轴套和轴颈摩擦表面上和(或)润滑膜内发生复杂的物理现象,在建立其数学模型和设计计算方法时,为了简化,作了许多假设,所以,重要的滑动轴承必须通过试验验证理论计算结果和设计方案,确保滑动轴承安全可靠地运转。

滑动轴承试验可以分为三类。第一类是验证润滑的流体力学理论计算提供的轴承运转参数的试验,第二类是关于轴瓦材料和润滑剂性能的试验,第三类是在实际的或模拟的运转条件下,校核轴承运转性能的试验。可以认为第一、二类试验是为了验证理论计算的实用性,第三类试验是证实轴承运转的可靠性。

第二节 滑动轴承试验设备

因为滑动轴承试验的类型不同,所以试验所使用的设备亦不相同,大致可以分为三类。

第一类是能准确模拟滑动轴承实际运转状态的滑动轴承试验机,图 10-2-1 是典型的滑动轴承试验机。用这种试验机可以测量并评价滑动轴承的实际性能参数。

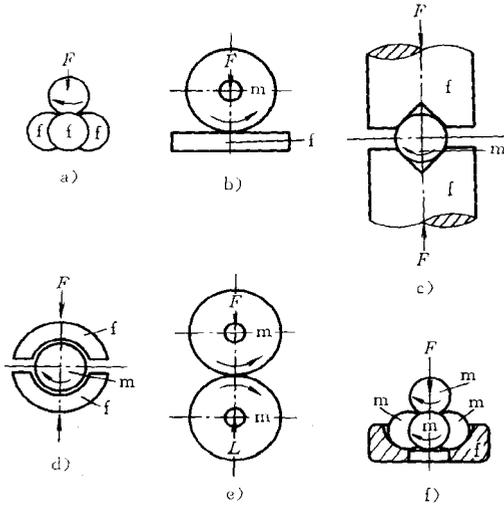


图 10-2-2 常规摩擦磨损试验机

a)四球机 b)Timken c)Falex d)Almen e)SAE, Amsler f)四球机

F —载荷 f —固定件 m —运动件

第三节 试验轴承的配置

试验轴承在试验机上的安置方法有倒置法和正置法,见图 10-2-3。

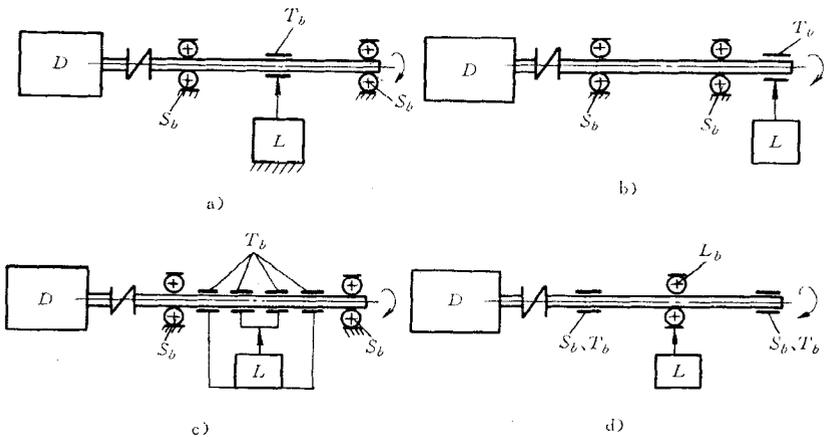


图 10-2-3 试验轴承的配置

a) b) c)倒置法安置 d)正置法安置

D —驱动 L —加载 S_b —支持轴承 T_b —试验国承 L_b —加载轴承

倒置法是将轴置于两支持轴承(多半采用滚动轴承)上,试验轴承套在轴上。试验轴承可以布置在两支持轴承之间(图 10-2-3a、c),或布置在一个支持轴承的外侧,即悬臂布置(图 10-2-3b)。倒置法配置试验轴承时,试验轴承的运转状态和实际轴承的运转状态不尽相同,但是对加载和测量都方便,所以采用者较多。悬臂布置,轴的变形较大,但试验轴承装拆方便,也便于测量仪器的使用。布置在两支持轴承中间,轴的变形较小。

有抗倾覆力矩能力的试验轴承,可以采用单个试验轴承。没有抗倾覆力矩的试验轴承(例如普通静压轴承),必须用两个试验轴承并列进行试验(图 10-2-3c)。

正置法是将轴置于两个试验轴承上,试验轴承的轴承座固定,它也就是支持轴承。这时,试验轴承的运转状态与实际运转状态一致,但不便于加载和测量,使用较少。

第四节 试验机的组成

一般滑动轴承试验机应包括如下几部分(图 10-2-1):

一、驱动系统

应能连续改变主轴转速,同时不允许给试验轴承带来任何附加的载荷和(或)驱动转矩之外的转矩。电机与主轴的联轴器应根据驱动系统的特性、转子系统质量、运转状态来选用。试验轴承载荷是变载荷时,必须选用弹性联轴器,要测量试验轴承摩擦转矩时,必须选用刚性联轴器。

二、加载系统

这是试验机的关键组成部分。根据加载方法不同,加载系统有如下三种:

(一)机械加载系统

利用惯性力、弹簧力、重力等给试验轴承加载,它最可靠,但系统轮廓尺寸较大。

(二)液压加载系统

靠压力液体加载,载荷调整方便,体积较小,但当要求施加变载荷时,系统比较复杂。

(三)电磁加载系统

利用磁场力加载,用得较少,但在实现施加变载荷上有其独特的优越性。

几种加载方法见图 10-2-4。除靠惯性离心力施加方向改变之载荷外,通常载荷施加于不旋转的零件上(例如倒置法安置的试验轴承的轴承座)。

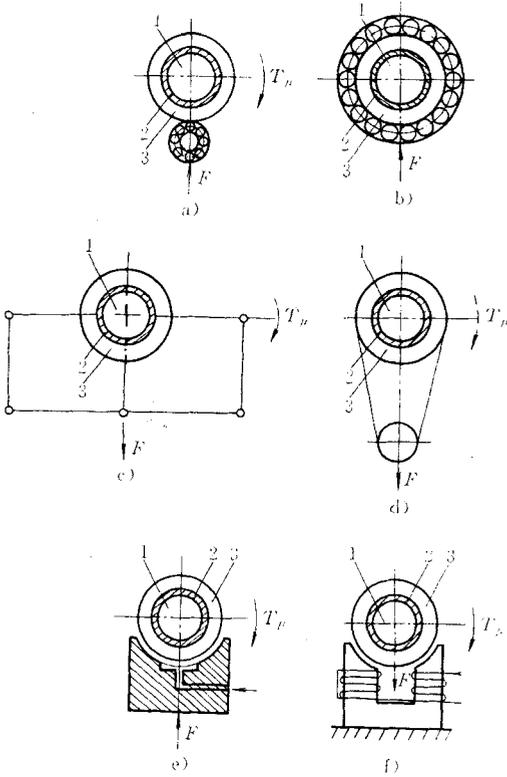


图 10-2-4 加载方法

1—轴 2—试验轴承 3—轴承座

设计加载机构时遇到的困难、且重要的问题,是不能影响摩擦转矩的测量。加载机构不仅不能影响倒置试验轴承轴套转动的灵活性,而且载荷作用线不允许偏心,否则将影响摩擦转矩测量的准确度。

三、供油系统

必须能模拟轴承运转状态下的供油特性。完善的供油系统必须具备 油箱、油泵、温度调节装置、过滤器、热交换器等元件,并在恰当的地方设置压力计、流量计与温度计。

四、测量系统

这是显示轴承运转参数的系统,试验的目的就是掌握轴承的运转参数。在滑动轴承试验中使用过的、各种性能参数的测量方法及其特点见表 10-2-1。

表 10-2-1 轴承运转参数的测量

性能参数	测量方法	特点
轴心位移 油膜厚度	机械式:比较仪 光学式:显微镜 激光衍射法 电气式:电感法 电容法 电阻法 电压法(放电法) 磁阻法	需采用特殊的设备 灵敏度高,尺寸小,不受周围介质的影响 灵敏度高,尺寸小,不受温度的影响 古老方法,用来测量接触量是新用法 注意避免电火花侵蚀 不受介质影响
力 应力	机械式:测力计 液力式:压力计 电气式:电阻法 电感法	灵敏度高,惯性小,尺寸小,仪器简单
压力	液力式:压力计 电气式:电阻法 压电法	简单,精度足够,不需定标 惯性小,精度足够,尺寸小
温度	膨胀式:温度计 电气式:热电偶 热敏电阻 红外摄影	灵敏度高,惯性小,只需普通测量装置,尺寸极小
流量	容积式:量筒 电气式:电感法	简单,可测极小的流量
磨损量	测重法 测厚法 压痕法 触针式仪器测量法 放射示踪原子法	有非磨损因素影响质量变化 有非磨损因素影响尺寸变化

第五节 试验轴承

用于大型机械设备的许多重要滑动轴承,尺寸很大,进行试验时希望用缩小的模型进行。进行模型(试验轴承)试验时,支配模型的物理法则与支配实物的物理法则必须相同。滑动轴承的运转过程是一个机械运动和力学过程,为使试验轴承的运转过程与实际轴承的运转过程属于相同的机械运动和力学过程,两个转子支承系统应为力学相似系

统。

两个相似的力学系统必呈现几何相似、运动相似和动力相似,并具备相似的边界条件和初始条件。

对于流体润滑的滑动轴承,为保证试验轴承与实际轴承润滑状态相同,各特征数,例如轴承特性数、压缩数、雷诺数等应相等。

流体润滑轴承满足相似条件各物理量的导出相似比见表 10-2-2

表 10-2-2 滑动轴承的相似比

物理量	实物	模型	物理量	实物	模型
直径	D	$\delta_1 D$	压力	p	$\frac{\delta_F}{\delta_1^2} p$
宽度	B	$\delta_1 B$	速度	v	$\frac{\delta_1}{\delta_t} v$
间隙	c	δ_{lc}	载荷	F	$\delta_F F$
环境压力	p_a	$\delta_p p_a$	摩擦力	f_μ	$\delta_F F_\mu$
角速度	ω	$\delta_v \omega$	摩擦系数	μ	$\delta_\mu \mu$
转速	n	$\delta_n n$	摩擦力矩	T	$\delta_F \cdot \delta_1 T$
粘度	η	$\delta_\eta \eta$	摩擦功耗	P	$\frac{\delta_F \delta_1}{\delta_t} p$
密度	ρ	$\delta_\rho \rho$	流量	q	$\frac{\delta_1^3}{\delta_t} q$

通常以长度、时间、力和温度为基本物理量,理论上基本物理量的相似比可以自由选取,但是,实际上它们受到某些条件的约束,选取时有一定限制。

例如,轴瓦材料的力学性能要求相似很难,通常取其相同,因而必须满足

$$\delta_F / \delta_1^2 = 1$$

模型和实物都在同样的重力场下,还需满足

$$\delta_1 / \delta_t^2 = 1$$

因此,如果要把液体润滑滑动轴承几何尺寸缩小一半进行试验,为保证试验轴承和实际轴承润滑状态相同,各物理量应有的相似比见表 10-2-3(计算时假设各种粘度润滑油的密度相同)。

表 10-2-2 滑动轴承相似比实例

物理量	实物	模型	物理量	实物	模型
直径	D	$\frac{1}{2}D$	载荷	F	$\frac{1}{8}F$
宽度	B	$\frac{1}{2}B$	摩擦力	f_{μ}	$\frac{1}{8}F_{\mu}$
间隙	c	$\frac{1}{2}c$	摩擦系数	μ	μ
密度	ρ	ρ	摩擦力矩	T	$\frac{1}{16}T$
转速	n	$\sqrt{2}n$	功耗	P	$\frac{1}{8\sqrt{2}}P$
粘度	η	$\frac{1}{2\sqrt{2}}\eta$	流量	q	$\frac{1}{4\sqrt{2}}q$