

工程机械中的大型关节轴承重复使用 条件下寿命计算方法

杨成启¹,常宗瑜²,刘胜荣¹

(1.黄山学院 信息工程学院,安徽 黄山 245021;2.中国海洋大学 工程学院,山东 青岛 266071)

摘要:在工程机械中,关节轴承的失效主要为接触面的过度磨损,特别是对自润滑关节轴承,这种磨损影响因素非常复杂。根据关节轴承的低速重载和边界膜润滑工作条件,考虑各种影响因素的联合作用后,建立了轴承磨损寿命计算模型,分析了各影响系数的变化规律。并通过实例计算说明了轴承寿命估算方法。

关键词:关节轴承;磨损寿命;工程机械;边界膜润滑

中图分类号:TB302.3 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-447X(2009)03-0033-04

1 引言

关节轴承在很多工程机械和工程结构上起着关键作用,如挖掘机、推土机、起重机、采煤机、水电站闸门支铰、闸门导轨支承及其它水利机械、冶金工业设备、纺织机械、包装机械、印刷机械、食品机械等都使用有关节轴承。^[1-3]这些关节轴承的选用与轴承的额定载荷和计算寿命有关。而轴承使用一段时间达到一定的寿命后将要更换或重新润滑使用。对大型关节轴承大多数经过修复可以再利用,以发挥更多的经济价值。而如何估算这种复用轴承的使用寿命和可靠性是工程应用中的重要问题。在文献^[4-6]中已建立了一种关节轴承初寿命计算模型,但计算比较复杂,工程中应用不太方便。本文在该模型的基础上进行了新的综合简化,针对钢/钢、钢/铜、钢/聚四氟乙稀(PTFE)等接触副情况,提出了一种简化的估算方法,为工程应用带来方便。

2 关节轴承初寿命计算方法

关节轴承的失效主要是滑动磨损失效。根据边

界膜润滑的线磨损的规律,文献^[6]给出了关节轴承寿命(摆动次数)的模型为:

$$L = \frac{\bar{U}_M f}{\lambda \cdot p V} \quad (1)$$

式中 \bar{U}_M 为磨损极限值; λ 为与材料的耐磨性和工况有关的参数; f 为摆动频率; p 为轴承名义接触压应力; V 为滑动速度。

根据关节轴承的工作特点, p 、 V 值的计算方法如下:^[6]

$$\text{滑动速度 } V = 2.91 \times 10^{-4} f \beta \bar{d}_m \quad (\text{mm/s}) \quad (2)$$

$$\bar{d}_m = \xi d_m \quad (\text{mm/s})$$

其中 f 为工作摆动频率(Hz); β 为工作摆动幅角(°); d_m 为关节轴承滑动球面的公称直径(mm); ξ 为折算系数。它的取值与轴承结构有关,对向心轴承取 $\xi=1$,对角接触轴承取 $\xi=0.9$,对推力轴承取 $\xi=0.7$ 。

$$\text{轴承中名义接触应力: } p = k \frac{P}{C_d} \quad (3)$$

式中 k 是耐压系数(N/mm^2),它与接触副的材料有关。根据标准JB/T8565,钢/钢接触时取 $k=100$ (N/mm^2),钢/铜接触时取 $k=50$ (N/mm^2),钢/PTFE织物接触时取 $k=150$ (N/mm^2),钢/PTFE复合物接触时取 $k=100$ (N/mm^2)。

收稿日期:2008-12-01

基金项目:国家自然科学基金资助(50605060),黄山学院自然科学基金资助(2008xkj006)

作者简介:杨成启(1957-),安徽枞阳人,黄山学院信息工程学院教授,主要研究方向为轴承理论与设计、机械动力学分析与控制、摩擦学与设备可靠性。

C_d 是轴承额定动载荷, 可根据轴承结构和尺寸来计算。 p 是轴承当量外载荷, 由工况确定。

将上面 p 、 V 值计算式代入式(1), 并综合各影响因素的效应后, 可得关节轴承的寿命公式为:^[9]

$$L = k_m \alpha_k \alpha_T \alpha_R \alpha_Z \frac{C_d}{P} \quad (\text{摆次}) \quad (4)$$

式中 k_m 为摩擦副材料系数; α_k 为载荷特性影响系数; α_T 为温度影响系数; α_R 为润滑影响系数; α_Z 为轴承质量系数; P 为轴承当量外载荷(N)。

下面讨论公式(4)中各影响系数的值。

2.1 载荷特性系数 α_k 的值

载荷特性系数 α_k 值一般认为主要与载荷的变化、方向、交变特性有关。根据其变化特点, 将系数表示为 $\alpha_k = \alpha_{k0} - \Delta\alpha_{kT} f_p$ (5)

其中 f_p 为载荷变化频率(Hz); α_{k0} 为系数基值, 列于表 1 中; $\Delta\alpha_{kT}$ 为修正项系数, 图 1 示出其随载荷值 p 的变化规律。对于由“钢/钢”和“钢/铜”组成的摩擦副轴承, 取 $\Delta\alpha_{kT}=0$ 。

表 1 α_{k0} 的值

摩擦副材料	钢/钢	钢/铜	钢/PTFE 编织物	钢/PTFE 复合物
恒定载荷	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
脉动载荷	1.0000	1.0000	0.6062	0.6062
交变载荷	2.0000	2.0000	0.4330	0.4330

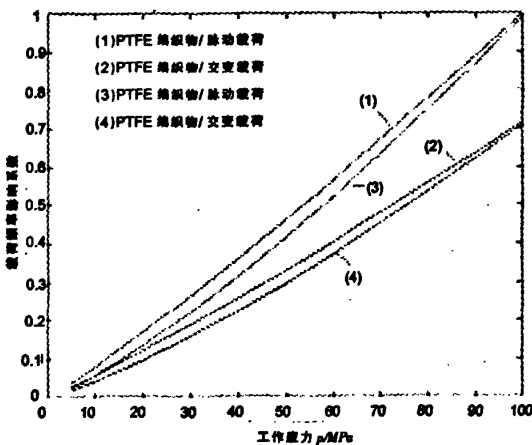


图 1 $\Delta\alpha_{kT}$ 修正项系数

2.2 温度影响系数 α_T 的值

温度系数 α_T 值主要随温度变化而变化, 也与接触副材料有关。根据文献^[6]中的模型, 图 2 示出了它随温度的变化值。

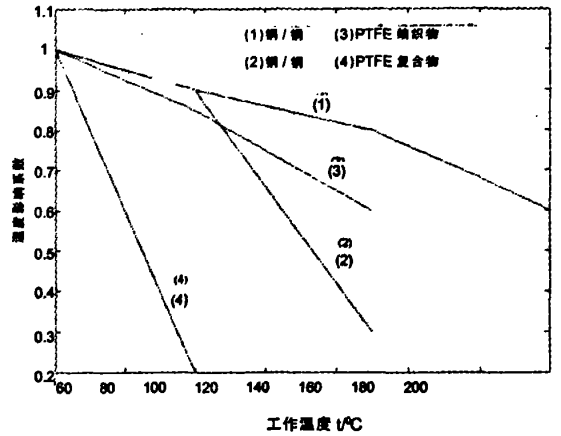


图 2 温度影响系数

2.3 润滑影响系数 α_R 值

经分析发现, 系数 α_R 是随轴承的工作 p 、 V 值变化的。轴承表面滑动速度又与轴承的摆角和摆动频率有关。而摆角大小对系数 α_R 的影响要大于摆动频率的影响。在工程实际中, 多采用匹配的摆角和摆频工况, 以保证轴承的 pV 值不超过材料的规定值。因此, 为了便于工程应用, 对系数 α_R 采用简化计算。根据大型关节轴承的常见工况, 表 2-表 5 给出了具体的 α_R 值。

表 2 α_R 值(钢/PTFE 编织物)

p (MPa)	10	25	45	65	100	150
0.6	20.2181	19.3119	17.4075	15.1702	11.3429	7.7749
2.0	17.8131	16.9693	15.2199	13.1673	9.6321	6.1446
4.0	14.2910	13.5623	12.0778	10.3405	7.3314	4.2208
6.0	10.8618	10.2687	9.0799	7.6931	5.2865	2.7467
8.0	9.1325	8.6010	7.5513	6.3316	4.2170	1.9773
10.0	7.5767	7.1086	6.1968	5.1420	3.3192	1.4046
12.0	6.3341	5.9202	5.1242	4.2078	2.6326	1.0054
16.0	4.2035	3.8990	3.3270	2.6756	1.5725	—
20.0	2.4251	2.2323	1.8780	1.4791	—	—
25.0	1.2455	1.1356	0.9385	—	—	—

表 3 α_R 值(钢/PTFE 复合物)

p (MPa)	10	25	45	65	100
0.6	8.9691	7.2938	5.1870	4.1489	3.0073
2.0	5.3434	4.3207	3.0264	2.3417	1.4187
4.0	3.9670	3.1819	2.1809	1.6094	0.7546
6.0	3.4906	2.7771	1.8627	1.3109	0.4758
8.0	2.9154	2.3008	1.5101	1.0135	0.2847
10.0	2.5653	2.0081	1.2897	0.8256	—
12.0	2.2220	1.7253	1.0843	—	—
16.0	1.5552	1.1882	0.7151	—	—
20.0	1.0972	0.8248	—	—	—
25.0	0.7607	0.5603	—	—	—

表4 α_R 值(钢/钢)

p(MPa)	10	25	45	65	85	105
2.0	0.4885	0.1761	0.0744	0.0434	0.0293	0.0215
4.0	0.7165	0.2583	0.1092	0.0637	0.0430	0.0316
6.0	0.9176	0.3308	0.1398	0.0816	0.0551	0.0404
8.0	1.0882	0.3923	0.1658	0.0968	0.0653	—
10.0	1.2514	0.4512	0.1907	0.1113	—	—
12.0	1.4072	0.5074	0.2145	—	—	—
16.0	1.7212	0.6206	—	—	—	—
20.0	2.0666	0.7451	—	—	—	—

表5 α_R 值(钢/钢)

p(MPa)	10	25	45	65
2.0	0.2446	0.1418	0.0997	0.0799
4.0	0.2810	0.1629	0.1145	0.0918
6.0	0.3047	0.1767	0.1242	0.0996
8.0	0.3227	0.1871	0.1315	0.1055
10.0	0.3375	0.1957	0.1375	—
12.0	0.3500	0.2029	—	—
16.0	0.3707	0.2150	—	—
20.0	0.3876	0.2248	—	—
25.0	0.4053	—	—	—

2.4 其它系数的取值

寿命公式(4)中其他系数取值列于表6中。^[6]

表6

摩擦副材料	钢/钢	钢/铜	钢/PTFE 编织物	钢/PTFE 复合物
k_m	83000	207600	259200	294600
α_z	1.0	1.0	0.8	0.7

3 复用轴承的寿命估算方法

关节轴承的重复使用有两种情况,对自润滑型结构复用主要是更换磨损坏的自润滑层的材料,对油脂润滑的结构复用是进行重润滑后使用。它们的寿命计算方法不同。

3.1 自润滑型结构

对于修复后的关节轴承的寿命估算需要考虑修复轴承的材料和修复质量因素。在轴承初始寿命已知的前提下,修复后的轴承寿命为:

$$L_R = x_c L \quad (6)$$

式中 x_c 为材料质量影响系数, L 为轴承初润滑系数。

3.2 重复润滑的结构

重复润滑的关节轴承寿命的影响因素主要有,润滑时间间隔和轴承摆动条件。根据文献^[6]推荐的计算方法为:

$$L_R = x_H x_p L \quad (7)$$

式中, x_H 为重复润滑的时间间隔影响系数, x_p 为摆动角大小的影响系数。文献^[6]中已给出了它们的变化规律。

4 应用实例

考虑某工程机械中的使用的自润滑(钢/PTFE编织物)向心关节轴承 GE120UK-2RS,其滑动球面直径 $d_m=160\text{mm}$,额定动载荷 $C_d=134\text{kN}$ 。轴承工作条件取为:载荷变化范围 $F=30\sim 350\text{kN}$;载荷脉动变化频率 0.125Hz ;摆动频率 $f \approx 7.5$ 次/min;摆动角度 $\beta \approx 50$ 度;工作温度小于 45 度。

先计算轴承工作 pV 值

$$\text{滑动速度: } v = 2.91 \times 10^{-4} f \beta d_m = 17.4600 (\text{mm/s})$$

$$\text{名义接触应力: } p = k \frac{p}{C_d} (N/\text{mm}^2)$$

式中 k 是耐压系数 (N/mm^2),它与接触副的材料有关。通常,钢/PTFE 编织物接触取 $k=150(N/\text{mm}^2)$,

$$\text{而当量动载荷 } P = \sqrt{\frac{F_m^2 + F_{m'}^2}{2}} = \sqrt{\frac{30^2 + 350^2}{2}} = 248.3948 (kN),$$

所以,轴承名义接触应力

$$p = 150 \times \frac{248.3948}{1340} = 27.8054 (N/\text{mm}^2)$$

轴承工作

$$pV = 485.4823 \left(\frac{N}{\text{mm}} \cdot \frac{\text{mm}}{\text{s}} \right) < 500 \left(\frac{N}{\text{mm}} \cdot \frac{\text{mm}}{\text{s}} \right).$$

对于轴承的初寿命估计,式(4)中各系数数值通过图、表可查得: $\alpha_t = 0.5737$, $\alpha_r = 1$, $\alpha_z = 0.8$, $k_m = 259200$, $\alpha_R = 2.8341$ 。则轴承初寿命为:

$$L = 259200 \times 0.5737 \times 1 \times 2.8341 \times 0.8 \times \frac{1340}{265.424} = 1702118 (\text{摆次}).$$

若轴承磨损修复后,取修复系数 $X_c = 0.7$,则复用寿命为:

$$L_R = X_c L = 0.7 \times 1702118 = 1191482 (\text{摆次}).$$

5 结论

本文通过对关节轴承寿命计算方法的分析,得出如下结论。

1. 关节轴承的寿命与众多因素有关,如载荷变化方向、大小,温度,材料和轴承结构等。它们通可

过各影响系数来反映。

2.轴承的润滑影响系数随 p 、 V 值而变化,对非自润滑轴承, 润滑影响系数随载荷的增大而减小, 随滑动速度增大而增大,但对自润滑轴承是随滑动速度增大而减小。

3.在复用条件下关节轴承的寿命估算需要考虑不同的结构, 对自润滑轴承寿命主要与材料有关, 对油脂润滑轴承寿命主要与润滑条件有关。

参考文献:

[1]卢济武.煤矿机械中大型球面关节轴承的设计与应用[J].机械设计与研究,1992,(4):12-13.

[2]张乐诗,梁常玉.自润滑球面关节轴承在平面定轮闸门上的应用[J].水利水电技术,2000,(5):36-38.

[3]姜新春.25K型客车抗侧滚扭杆裂纹、关节轴承损坏调查分析[J].铁道车辆,2003,(6):42-43.

[4]杨威启,姜韶峰,荣亚川,陈庆熙.关节轴承寿命计算方法[J].轴承,1993,(3):7-12.

[5]杨威启.自润滑关节轴承寿命估算方法[J].轴承,1994,(10):2-6.

[6]杨威启,姜韶峰.关节轴承额定动载荷与寿命[S].(JB/T8565),1997.

[7]杨威启,宋雪静,张蕾.关节轴承边界润滑模型与寿命分析[J].轴承,2005,(8):2-6.

责任编辑:胡德明

The Calculation of Wear-life of Spherical Plain Bearing in Engineering Machine

Yang Xianqi¹,Chang Zongyu²,Liu Shengrong¹

(1.Information Engineering College, Huangshan University, Huangshan 245021, China;

2.Engineering College, Ocean University of China, Qingdao 266071, China)

Abstract: In engineering machines, the invalidity of spherical plane bearings is mainly caused by excessive wear, which is especially true of the maintenance-free spherical plain bearings with very complicated factors leading to its wear. This paper, on the basis of the working conditions of low speed heavy load and boundary film lubrication of spherical plain bearings, establishes a calculation modal of wear-life of bearings, analyzes the changing rules of every influence coefficient, and illustrates the estimating method of wear-life of bearings by examples.

Key words: Spherical plain bearing; Wear life; Engineering machine; Boundary film lubrication

工程机械中的大型关节轴承重复使用条件下寿命计算方法



作者: [杨咸启](#), [常宗瑜](#), [刘胜荣](#), [Yang Xianqi](#), [Chang Zongyu](#), [Liu Shengrong](#)
作者单位: [杨咸启, 刘胜荣, Yang Xianqi, Liu Shengrong \(黄山学院信息工程学院, 安徽, 黄山, 245021\)](#),
[常宗瑜, Chang Zongyu \(中国海洋大学工程学院, 山东, 青岛, 266071\)](#)
刊名: [黄山学院学报](#)
英文刊名: [JOURNAL OF HUANGSHAN UNIVERSITY](#)
年, 卷(期): 2009, 11(3)
引用次数: 0次

本文链接: http://d.wanfangdata.com.cn/Periodical_hsxyxb200903009.aspx

下载时间: 2009年10月23日