

不同载荷比下圆锥滚子轴承性能研究

洛阳轴承研究所有限公司 张振潮 铁晓艳 王虎强 郑志功

一、引言

近年来,高铁、动车及轻轨地铁发展迅速,圆锥滚子轴承作为高铁轴箱轴承、轻轨轴箱轴承也日益受到人们的关注。不少学者对高铁轴箱双列圆锥滚子轴承的承载能力与疲劳寿命进行了研究与探讨,同时也有学者针对深沟球轴承的内部载荷进行分析。但是,针对单列圆锥滚子轴承内部载荷分布对寿命影响的研究相对较少,而追其溯源,从轴向径向载荷比作为考量点来分析圆锥滚子轴承载荷分布对寿命影响的研究更是无从借鉴。

本文研究了不同载荷比(轴向载荷与径向载荷之比)下圆锥滚子轴承的负荷分布及受载最大滚动体的应力状态,计算了施加轴向载荷与径向载荷不同载荷比对轴承基本额定寿命的影响,确立了与轴承参数相关的最佳工况,为圆锥滚子轴承的优化设计和工程应用提供有用的参考。

二、不同载荷比下载荷分布计算

根据圆锥滚子轴承的特性,其带锥角的滚道使其可以承受轴向、径向联合载荷。本文从联合载荷时不同轴向、径向载荷比,研究分析圆锥滚子轴承的内部负荷分布、最大接触应力及变形等。然后根据轴承滚动体负荷分布情况,采用Lundberg和Palmgren等人的理论,计算不同载荷分布时轴承的疲劳寿命。相比于国标GB/T24607推荐的经过简化的寿命估算公式,此计算方法考虑了滚动体负荷的精确分布,能够更直观的反映载荷分布对轴承疲劳寿命的影响。

1、研究对象

选取某轻轨用圆锥滚子轴承30311作为研究对象,如表1所示为其结构参数。为便于比较和分析,第1组选取某一工况条件 $F_r=0$, $F_a=20\text{KN}$ 作为基础条件,设定轴向载荷不变,改变径向载荷,从而改变载荷比的方式进行计算分析。第2组选取某一工况条件 $F_r=30\text{KN}$, $F_a=0$ 作为基础条件,设定径向载荷不变,改变轴向载荷,从而改变载荷比的方式进行计算分析。如表2所示为不同载荷比数值。

表1 圆锥滚子轴承30311结构参数

序号	名称	数值
1	代号	30311
2	内径 d (mm)	55
3	外径 D (mm)	120
4	宽度 B (mm)	31.5
5	外圈接触角 α_o	12.95°
6	内圈接触角 α_i	8.95°
7	大挡边接触角 α_f	79.05°
8	滚子小端直径 d_{w1}	15.611
9	大端直径 D_{w2}	17.102
10	滚子有效长度 l	20.35
11	滚子数目 Z	16
12	$e=1.5\tan\alpha_o$	0.35
13	轴承内圈及滚子材料	GCr15

表2 不同载荷比数值

序号	轴向载荷 F_a (KN)	径向载荷 F_r (KN)	比值
1-1	20	0	∞
1-2	20	20	1
1-3	20	40	0.5
1-4	20	61	0.33
1-5	20	80	0.25
1-6	20	87	0.23
2-1	0	50	0
2-2	11.5	50	0.23
2-3	12.5	50	0.25
2-4	16.5	50	0.33
2-5	25	50	0.5
2-6	50	50	1

2、圆锥滚子轴承联合载荷时负荷分布计算

在计算圆锥滚子轴承内部载荷时，通常将圆锥滚子轴承外圈与滚子的接触角 α_o 当作轴承公称接触角，因此有判别式 $\frac{F_r \tan \alpha_o}{F_a}$ ，通过 Sjöqvist 积分表，可得径向载荷积分 $J_r(\varepsilon)$ 和载荷分布系数 ε ，载荷分布系数是指载荷区域在轴承直径上的投影与直径之比，即当 $\varepsilon = 0.5$ 时轴承半圈受载，当 $\varepsilon \geq 1$ 时轴承整圈受载，当 $\varepsilon = \infty$ 时，轴承只承受轴向载荷。值得指出的是，此处假设所有受力中的滚子接触角是不变的，则滚子与外滚道间最大法向接触载荷为：

$$Q_{o\max} = \frac{F_r}{J_r(\varepsilon)Z \cos \alpha_o} \quad (1)$$

如图 1 所示为圆锥滚子轴承的力平衡示意图，其中，圆锥滚子轴承滚子与内、外滚道和挡边的接触载荷分别为 Q_i 、 Q_o 和 Q_f ，它们的接触角分别为 α_i 、 α_o 、 α_f 。当滚子平衡时，各接触载荷满足下列平衡方程：

$$Q_o \sin \alpha_o - Q_i \sin \alpha_i - Q_f \sin \alpha_f = 0 \quad (2)$$

$$Q_o \cos \alpha_o - Q_i \cos \alpha_i + Q_f \cos \alpha_f = 0 \quad (3)$$

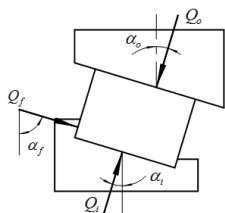


图 1 圆锥滚子轴承力平衡示意图

以外滚道接触载荷 $Q_{o\max}$ 为接触变量，可求得滚子与内滚道间最大法向接触载荷为：

$$Q_{i\max} = \frac{\sin(\alpha_o + \alpha_f)}{\sin(\alpha_i + \alpha_f)} Q_{o\max} \quad (4)$$

通过计算可知滚子与内、外滚道间的法向接触载荷相等。

则任意角度位置 φ 处，滚子与内、外滚道间法向接触载荷为：

$$Q_\varphi = Q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \varphi) \right]^{1.1} \quad (5)$$

3、圆锥滚子轴承联合载荷时接触应力计算

已知线接触半椭圆的接触面半宽为：

$$b_{i,o} = 3.35 \times 10^{-3} \left(\frac{Q_{\max}}{\sum \rho_{i,o}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

式中 $\sum \rho_{i,o} = \frac{1}{D_w} \left(\frac{2}{1 \mp \gamma_{i,o}} \right)$ 为接触处曲率半径和， $D_w = \frac{D_{w1} + D_{w2}}{2}$ 为

滚子平均直径； $\gamma_{i,o} = \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha_{i,o}$ 为计算曲率时引入的系数；

$d_m = \frac{d + D}{2}$ 为节圆直径。

则滚子与内、外滚道间最大法向接触应力为：

$$\sigma_{i,o\max} = \frac{2Q_{\max}}{\pi b_{i,o}} \quad (7)$$

根据 Palmgren 公式，滚子与内、外滚道间最大接触变形为：

$$\delta_{i\max} = 3.85 \times 10^{-5} \frac{Q_{\max}^{0.9}}{l^{0.8}} \quad (8)$$

表 3 第 1 组载荷比时滚道载荷分布

方位角 φ	$\cos \varphi$	F_a/F_r					
		20/0 = ∞	20/20 = 1	20/40 = 0.5	20/61 = 0.33	20/80 = 0.25	20/87 = 0.23
		$\varepsilon = \infty$	$\varepsilon = 1.705$	$\varepsilon = 1.097$	$\varepsilon = 0.697$	$\varepsilon = 0.204$	$\varepsilon = 0$
		Q (N)	Q (N)	Q (N)	Q (N)	Q (N)	Q (N)
0°	1	5577.85	8185.21	10915.93	14851.93	29313.73	0
±22.5°	0.9239	5577.85	7982.61	10496.51	13954.52	23313.64	0
±45°	0.7071	5577.85	7408.47	9311.35	11431.15	7210.82	0
±67.5°	0.3827	5577.85	6557.49	7565.78	7759.73	0	0
±90°	0	5577.85	5567.70	5557.89	3653.68	0	0
±112.5°	-0.3827	5577.85	4595.13	3620.67	71.62	0	0
±135°	-0.7071	5577.85	3786.22	2055.68	0	0	0
±157.5°	-0.9239	5577.85	3254.94	1070.45	0	0	0
±180°	-1	5577.85	3070.33	742.26	0	0	0
最大接触应力 (MPa)		1219.16	1475.93	1704.44	1988.13	2793.11	0

表4 第2组载荷比时滚道载荷分布

方位角 φ	$\cos \varphi$	F_a/F_r					
		0/50 = 0	11.5/50 = 0.23	12.5/50 = 0.25	16.5/50 = 0.33	25/50 = 0.5	50/50 = 1
		$\varepsilon = 0.183$	$\varepsilon = 0$	$\varepsilon = 0.204$	$\varepsilon = 0.697$	$\varepsilon = 1.097$	$\varepsilon = 1.705$
		Q (N)	Q (N)	Q (N)	Q (N)	Q (N)	Q (N)
0°	1	16032.78	0	18323.17	12159.86	13644.92	20456.5
±22.5°	0.9239	12381.15	0	14572.61	11434.41	13120.64	19950.16
±45°	0.7071	2697.08	0	4507.03	9394.19	11639.18	18515.28
±67.5°	0.3827	0	0	0	6424.33	9457.22	16388.5
±90°	0	0	0	0	3098.48	6947.37	13914.82
±112.5°	-0.3827	0	0	0	164.86	4525.84	11484.15
±135°	-0.7071	0	0	0	0	2569.6	9462.52
±157.5°	-0.9239	0	0	0	0	1338.06	8134.75
±180°	-1	0	0	0	0	927.83	7673.38
最大接触应力 (MPa)		2065.65	0	2208.27	1798.94	1905.63	2333.29

4、理论计算结果

如表3、表4所示分别为30311轴承在第1组、第2组不同载荷比条件下的载荷分布情况与最大接触应力。

三、轴承疲劳寿命计算与试验验证

1、轴承疲劳寿命计算

在已知轴承滚动体载荷分布的情况下，根据轴承内部的载荷分布分别计算内外圈的额定寿命，进而对不同载荷比的轴承疲劳寿命进行对比分析。此处之所以没有采用工程上为简便所使用的寿命计算公式，是因为经验公式成立的主要依据是大量的轴承试验，是总体统计结果。对于具有线接触特征的滚子轴承，轴承疲劳寿命因不同载荷比所受到的影响同样值得关注。

假设内圈旋转，外圈固定，则内、外滚道的接触载荷 Q_c 为：

$$Q_{ei,o} = 552 \lambda \frac{(1 \mp \gamma_{i,o})^{\frac{29}{27}}}{(1 \pm \gamma_{i,o})^{\frac{1}{4}}} \left(\frac{\gamma_{i,o}}{\cos \alpha_{i,o}} \right)^{\frac{2}{9}} D^{\frac{29}{27}} l^{\frac{7}{9}} Z^{\frac{-1}{4}} \quad (9)$$

式中，双算符的上、下符号分别适用于内、外滚道， λ 是滚动体边缘应力和非均匀应力分布引起的降低系数，通

常修正线接触时在0.6~0.8间取值，此处 λ 取0.7。根据公式(9)可以看出不同载荷比条件下的滚道接触载荷不变。

在径向载荷、轴向载荷同时作用时，轴承中各滚动体所承受的负荷是不同的，因此确定额定负荷时必须引入“平均”负荷。当内圈旋转时，内圈各点都经过负荷区，承受相同的变动负荷，按照疲劳累计损伤原理及大量验证试验，用四次方平均滚子载荷作为内圈的当量载荷与试验数据相当吻合，因此内圈当量载荷为：

$$Q_{ei} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z Q_j^4 \right)^{\frac{1}{4}} \quad (10)$$

内圈旋转，外圈静止时，外圈滚道各点承受不变的负荷，其数值与各点所处圆周位置有关，外圈的当量载荷为：

$$Q_{eo} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z Q_j^{4.5} \right)^{\frac{1}{4.5}} \quad (11)$$

内圈、外圈的疲劳寿命为：

$$L_{i,o} = \left(\frac{Q_{ei,o}}{Q_{e,o}} \right)^4 \quad (12)$$

根据概率乘积定律，轴承的疲劳寿命为：

表 5 第 1 组载荷比时轴承的疲劳寿命

F_a/F_r	载荷分布系数 ε	受载滚子数	内圈接触载荷 Q_{ci}	外圈接触载荷 Q_{ci}	内圈当量载荷 Q_{ei}	外圈当量载荷 Q_{eo}	内圈滚道寿命 ($\times 10^6$ 转)	外圈滚道寿命 ($\times 10^6$ 转)	轴承额定寿命 ($\times 10^6$ 转)
20/0 = ∞	$\varepsilon = \infty$	16	21473.37	35109.6	5663.03	5653.5	206.73	1487.42	188.63
20/20 = 1	$\varepsilon = 1.705$	16	21473.37	35109.6	6346.64	6435.44	131.05	885.91	118.82
20/40 = 0.5	$\varepsilon = 1.097$	16	21473.37	35109.6	7901.09	8087.61	54.56	355.16	49.27
20/61 = 0.33	$\varepsilon = 0.697$	11	21473.37	35109.6	10096.28	10413.46	20.46	129.22	18.42
20/80 = 0.25	$\varepsilon = 0.204$	5	21473.37	35109.6	16994.59	17851.44	2.55	14.96	2.27
20/87 = 0.23	$\varepsilon = 0$	—	—	—	—	—	—	—	—

表 6 第 2 组载荷比时轴承的疲劳寿命

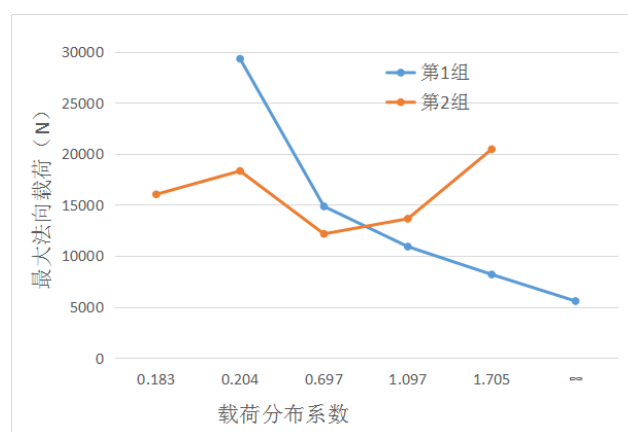
F_a/F_r	载荷分布系数 ε	受载滚子数	内圈接触载荷 Q_{ci}	外圈接触载荷 Q_{ci}	内圈当量载荷 Q_{ei}	外圈当量载荷 Q_{eo}	内圈滚道寿命 ($\times 10^6$ 转)	外圈滚道寿命 ($\times 10^6$ 转)	轴承额定寿命 ($\times 10^6$ 转)
0/50 = 0	$\varepsilon = 0.183$	5	21473.37	35109.6	9170.87	9645.5	30.05	175.55	26.81
11.5/50 = 0.23	$\varepsilon = 0$	0	—	—	—	—	—	—	—
12.5/50 = 0.25	$\varepsilon = 0.204$	5	21473.37	35109.6	10622.8	11158.4	16.7	98.02	14.9
16.5/50 = 0.33	$\varepsilon = 0.697$	11	21473.37	35109.6	8280.43	8538.83	45.23	285.84	40.71
25/50 = 0.5	$\varepsilon = 1.097$	16	21473.37	35109.6	9876.37	10109.51	22.35	145.47	20.18
50/50 = 1	$\varepsilon = 1.705$	16	21473.37	35109.6	15861.55	16083.47	3.36	22.71	3.05

$$L = \left(L_i^{\frac{-9}{8}} + L_o^{\frac{-9}{8}} \right)^{\frac{-8}{9}} \quad (13)$$

值得指出的是,通常意义上的轴承疲劳寿命主要受最大载荷以及由此产生的最大应力的影响,但实际工作中,载荷的循环周期变化也对疲劳寿命有着重大影响。如表 5、表 6 所示分别为 30311 轴承在第 1 组、第 2 组不同载荷比条件下的疲劳寿命。

四、结论分析

根据表 3、表 4 作出轴承最大法向载荷 $Q_{\max}$ 随载荷分布系数 ε 不同时的变化(也是随轴向载荷与径向载荷比不同时的变化),如图 2 所示。

图 2 轴承 30311 最大法向载荷随 ε 的变化趋势

可以看出第 1 组载荷比,轴向载荷不变,随着径向载荷

减小, 载荷分布系数 ϵ 增大, 受载滚子数增多, 轴承最大法向载荷 $Q_{\max}$ 减小。第 2 组载荷比, 径向载荷不变, 随着轴向载荷增加, 载荷分布系数 ϵ 增大, 受载滚子数增多, 但其最大法向载荷 $Q_{\max}$ 呈现先减小后增大的趋势(因轴向载荷为 0 时, 轴承载荷分布的计算方法和载荷分布积分不同, 故省去不计)。

根据表 5、表 6 作出轴承疲劳寿命随载荷分布系数 ϵ 不同的变化(也是随轴向载荷与径向载荷比不同的变化), 如图 3 所示。

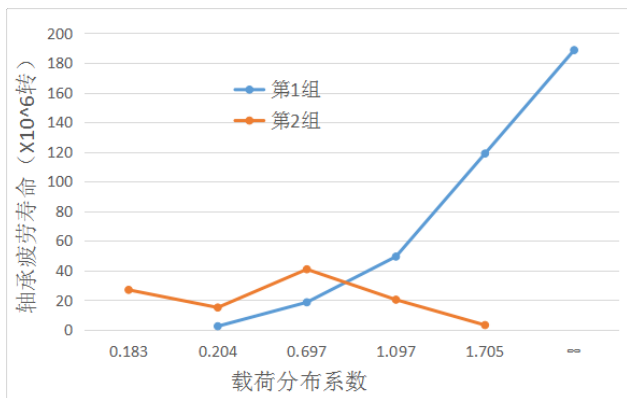


图 3 轴承 30311 疲劳寿命随 ϵ 的变化趋势

可以看出第 1 组载荷比, 轴向载荷不变, 随着径向载荷逐渐减小, 载荷比逐渐增大, 载荷分布系数 ϵ 逐渐增大, 受载滚子数也逐渐增多, 当量动载荷逐渐减小, 轴承疲劳寿命也逐渐增大。反映了圆锥滚子轴承承受不变轴向力时, 随着径向载荷逐渐减小, 受载区域越来越均匀, 轴承寿命自然延长。

相反, 第 2 组载荷比, 径向载荷不变, 随着轴向载荷增加, 载荷分布系数 ϵ 增大, 受载滚子数增多, 轴承疲劳寿命呈现先增大后减小的趋势(同样因轴向载荷为 0 时, 轴承载荷分布的计算方法和载荷分布积分不同, 故省去不计)。

由图 2 和 3 可以看出, 载荷分布决定了轴承寿命, 这是因为径向载荷积分 $J_r(\epsilon)$ 随着载荷分布系数 ϵ 的增大而先增大后减小, 可以明显看出, 当载荷分布系数在 0.697 附近时为分界点, 轴承寿命先随载荷分布系数 ϵ 增加而增加, 后又随载荷分布系数 ϵ 增加而减小。相反, 在轴向载荷不变的情况下, 轴向载荷积分 $J_a(\epsilon)$ 随载荷分布系数 ϵ 的增大而减小, 呈现一致性的变化趋势。

所以, 即使轴向载荷与径向载荷比相同, 但是因其载荷分布积分不同, 影响最大法向载荷和载荷分布, 从而导致轴承寿命相差很大。

五、结语

文章对不同载荷比条件下的 30311 圆锥滚子轴承分成 2 组对其载荷分布及疲劳寿命进行了大量计算, 结果表明, 轴承疲劳寿命不仅与轴承最大载荷及由此产生的最大应力有关, 还与轴承的载荷分布有关。而不同载荷比条件下的轴承寿命亦呈现出了不同变化趋势, 本文结论归纳为以下几点:

(1) 轴向载荷与径向载荷比越小, 轴承寿命越小, 也就是说, 虽然圆锥滚子轴承既能承受轴向载荷又能承受径向载荷, 但联合载荷的载荷比过小的工况条件, 则不利于的圆锥滚子轴承的运转特性。

(2) 当轴向载荷一定时, 圆锥滚子轴承所受径向载荷理论上是越小越好, 这样可以使每个滚子受力均匀, 从而提升寿命指标。

(3) 当径向载荷一定时, 轴向载荷与径向载荷比为 0.33 左右时, 圆锥滚子轴承 70% 滚子受力, 此时轴承的疲劳寿命可达到最理想状态, 也是轴承特性发挥的最佳状态。

从文章大量的计算与对比, 不难发现, 径向载荷积分 $J_r(\epsilon)$ 与载荷分布系数 ϵ 对轴承载荷分布与轴承寿命的变化起着决定性作用, 掌握了径向载荷积分 $J_r(\epsilon)$ 及载荷分布系数 ϵ 的变化规律, 也就掌握了轴承内部载荷分布与寿命的变化规律, 无论对轴承选型还是对轴承的性能优化都具有深远意义。