

基于 Romax Designer 的圆锥滚子轴承载荷分析

洛阳轴承研究所有限公司 铁晓艳 张振潮 王虎强 郑志功

【摘要】：根据圆锥滚子轴承既能承受径向又能承受轴向力的特性，本文通过施加联合载荷对圆锥滚子轴承 30311 进行赫兹接触理论计算，得到联合载荷下 30311 轴承的最大法向载荷、最大接触应力和最大变形量。利用 Romax Designer 强大的功能模块对安装有背对背 30311 轴承的轴系进行分析，仿真计算出 30311 轴承在该轴系工况条件下的最大法向载荷、最大接触应力和最大变形量。经过对比分析，得到理论计算与 Romax Designer 仿真分析结果的一致性，从而更全面准确的了解和掌握圆锥滚子轴承在联合载荷下的内部载荷分布情况。

【关键词】：圆锥滚子轴承；Romax Designer；载荷分析

1 引言

圆锥滚子轴承可以承受径向和轴向的联合负荷，广泛应用于汽车车轮、轴箱及减速器等关键部位的回转机械，是决定整个系统性能的关键元件之一，因此对其可靠性有着严格要求。

众所周知，影响滚动轴承疲劳寿命的主要因素即滚子与内外圈的接触应力变化规律和最大应力值，而其最大应力和应力变化规律不仅与轴承的结构和几何尺寸有关，还与滚子所承受的载荷大小和载荷分布有关。因此，研究圆锥滚子轴承的载荷分布，确定受载最大的滚动体所受的最大载荷和最大应力值，对于分析圆锥滚子轴承的内部载荷分布与接触应力，从而提高轴承的疲劳寿命具有一定的指导意义^[1]。

2 研究对象及工况

根据圆锥滚子轴承既可以承受径向载荷，也可以承受轴向载荷的特性，本文以施加联合载荷（同时施加径向载荷和轴向载荷）来研究分析圆锥滚子轴承的内部载荷分布，如最大法向载荷、最大接触应力、最大变形量。

选取某客户汽车用圆锥滚子轴承 30311 为分析对象，根据用户工况条件的要求，已知轴承工作温度为 60 ~ 80℃，转速为 2000r/min，同时施加径向载荷 $F_r = 45000N$ 和轴向载荷 $F_a = 25000N$ 的联合载荷。如表 1 所示为 30311 圆

锥滚子轴承结构参数^[2]。其中，

$$F_a / F_r = 0.556 \quad (1)$$

又知：

$$e = 1.5 \tan \alpha_o = 0.345 \quad (2)$$

比较式 (1)、(2) 可知 (1) > (2)，则径向动载荷系数 $X = 0.4$ ，轴向动载荷系数 $Y = 0.4 \cot \alpha_o = 1.74$ 。当量动载荷为：

$$P = XF_r + YF_a = 61500N \quad (3)$$

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 T (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	有效长度 l	20.35
11	滚子数目 Z	16
12	轴承额定动负荷 C (KN)	153.3
13	额定静负荷 C_{or} (KN)	188
14	$e = 1.5 \tan \alpha_o$	0.345
15	径向动载荷系数 X	0.4
16	轴向动载荷系数 Y	1.74
17	当量动载荷 P (N)	61500
18	轴承内圈及滚子材料	GCr15
19	保持架类型	冲压

3 联合载荷下 30311 轴承理论计算

对于满足弹性接触赫兹理论的线接触的滚动轴承，在进行圆锥滚子轴承内部载荷计算时，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^[2]，因此有判别式：

$$\frac{F_r \tan \alpha_o}{F_a} = 0.4139 \quad (4)$$

通过 Sjövä's 积分表^[2]，可得径向载荷积分 $J_r(\varepsilon) = 0.2225$ ，载荷分布系数 $\varepsilon = 1.1675$ ，因 $\varepsilon > 1$ ，则所有滚子均受载。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：

$$Q_{o\max} = \frac{F_r}{J_r(\varepsilon)Z \cos \alpha_o} \quad (5)$$

如图 1 所示为 30311 圆锥滚子轴承单个滚子的受力平衡示意图，其中，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^[3]：

$$Q_o \sin \alpha_o - Q_i \sin \alpha_i - Q_f \sin \alpha_f = 0 \quad (6)$$

$$Q_o \cos \alpha_o - Q_i \cos \alpha_i + Q_f \cos \alpha_f = 0 \quad (7)$$

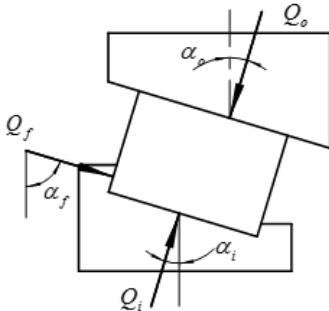


图 1 圆锥滚子轴承力平衡示意图

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：

$$Q_{i\max} = \frac{\sin(\alpha_o + \alpha_f)}{\sin(\alpha_i + \alpha_f)} Q_{o\max} \quad (8)$$

滚子与挡边间最大法向接触载荷为：

$$Q_{f\max} = \frac{\sin(\alpha_o - \alpha_i)}{\sin(\alpha_i + \alpha_f)} Q_{o\max} \quad (9)$$

任意角度位置 φ 处，滚子与滚道间法向接触载荷为^[2]：

$$Q_{i/o\varphi} = Q_{i/o\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \varphi) \right]^{1.1} \quad (10)$$

计算可得轴承内部载荷分布如图所示，各处数据值如表 2 所示。图中 0° 方位角为轴承安装后最下端位置，即受载

最大位置。

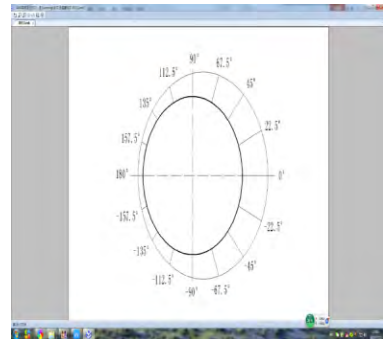


图 2 内部载荷分布示意图

表 2 联合载荷时轴承内部载荷分布

方位角 φ	$\cos \varphi$	法向载荷 $Q_{i/o}$ (N)
0°	1	12970.337
$\pm 22.5^\circ$	0.9239	12501.845
$\pm 45^\circ$	0.7071	11177.377
$\pm 67.5^\circ$	0.3827	9224.433
$\pm 90^\circ$	0	6973.279
$\pm 112.5^\circ$	-0.3827	4792.919
$\pm 135^\circ$	-0.7071	3018.603
$\pm 157.5^\circ$	-0.9239	1886.507
$\pm 180^\circ$	-1	1502.978

已知内、外滚道接触处的曲率和^[3]为

$$\sum \rho_i = \frac{1}{D_w} \left(\frac{2}{1 - \gamma_i} \right) = 0.15 \text{ mm}^{-1} \quad (11)$$

$$\sum \rho_o = \frac{1}{D_w} \left(\frac{2}{1 + \gamma_o} \right) = 0.1822 \text{ mm}^{-1} \quad (12)$$

式中 $D_w = \frac{D_{w1} + D_{w2}}{2}$ ，为滚子平均直径； $d_m = \frac{d + D}{2}$ ，为节圆直径；

$\gamma_i = \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha_i$ ， $\gamma_o = \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha_o$ 为计算曲率时引入的系数。

理想线接触时，内、外滚道接触面半宽最长^[3]为：

$$b_{i/o} = 3.35 \times 10^{-3} \left(\frac{Q_{i/o\max}}{l \sum \rho_{i/o}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

则内、外滚道最大法向接触应力为：

$$\sigma_{i/o\max} = \frac{2Q_{i/o\max}}{\pi l b_{i/o}} \quad (14)$$

根据 Palmgren 公式，内、外滚道最大接触变形为：

$$\delta_{i/o\max} = 3.85 \times 10^{-5} \frac{Q_{i/o\max}^{0.9}}{l^{0.8}} \quad (15)$$

经计算，可得施加联合载荷时，圆锥滚子轴承载荷与应力理论计算结果如表 3 所示。

表3 联合载荷时轴承内部载荷分布

序号	类型	计算结果
1	滚子与内滚道间 最大法向接触载荷 (N)	12970.337
2	滚子与外滚道间 最大法向接触载荷 (N)	12970.337
3	滚子与挡边 最大接触载荷 (N)	905.316
4	滚子与内滚道间 最大接触应力 (MPa)	1857.924
5	滚子与外滚道间 最大接触应力 (MPa)	1542.969
6	滚子与内滚道间 最大接触变形 (mm)	0.017
7	滚子与外滚道间 最大接触变形 (mm)	0.017

由以上结果可以看出, 滚子与内、外滚道间的最大法向接触载荷相等, 滚子与内、外滚道间任意位置处的法向接触载荷也相等, 滚子与内、外滚道间的最大接触变形亦相等。

4 基于 Romax Designer 的 30311 轴承载荷分析

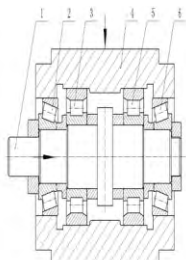
4.1 Romax Designer 软件介绍

Romax Designer 是英国 Romax 科技有限公司开发的工程设计仿真分析软件, 主要应用于传动系统领域的齿轮传动系统虚拟样机的设计和分析, 在全球传动系统设计领域享有盛誉, 目前已成为汽车、风电及齿轮传动应用领域认可且受到广泛使用的分析软件。

软件采用系统建模与分析的思想计算传动系统变形及各部件上的载荷状况, 同时考虑系统中各部件之间的相互作用和影响, 能够对系统中的齿轮强度、接触应力、轴承寿命、轴疲劳进行计算。将轴承在轴系中的功能与作用充分发挥, 使轴承内部载荷分布更贴近实际工况条件^[4]。

4.2 Romax Designer 建模与分析结果解析

如图3所示为圆锥滚子轴承30311实际工作时的轴系结构图。应用 Romax Designer 的轴系建模模块, 建立该轴系系统模型^[5], 同时, 对轴承施加上述联合载荷, 即径向载荷 $F_r = 45000\text{N}$, 轴向载荷 $F_a = 25000\text{N}$, 如图4所示。



1—主轴;2、6—30311 轴承;3、5—NUP313E 支承轴承;4—外套;
图3 圆锥滚子轴承联合载荷试验装配简图

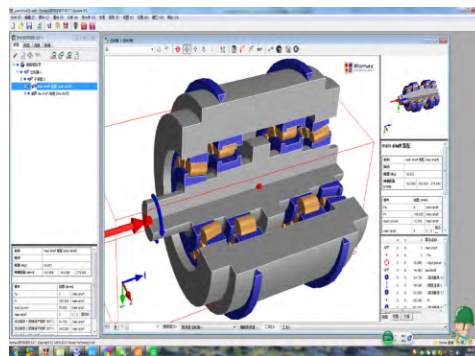


图4 Romax Designer 环境下模型图

在 Romax Designer 环境下建模时的几点说明如下: 轴系和外套均为刚性体; 采用一对背对背安装的 30311 圆锥滚子轴承 (具体几何参数见表1) 作为分析对象, 同时选用两组 NUP313E 型号的圆柱滚子轴承 (选用 SKF 公司轴承) 作为支承轴承; 轴左端添加输入功率载荷, 省略输出功率载荷; 径向载荷添加位置位于两套背对背安装的 30311 轴承的对称中心处, 方向向下。轴向载荷从轴的左端指向右端方向。

运行轴承分析后的结果如图5、6、7、8所示。

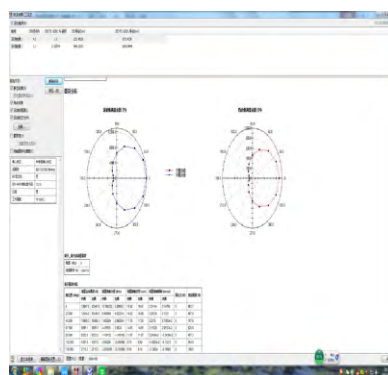


图5 滚子与内、外滚道间载荷雷达图

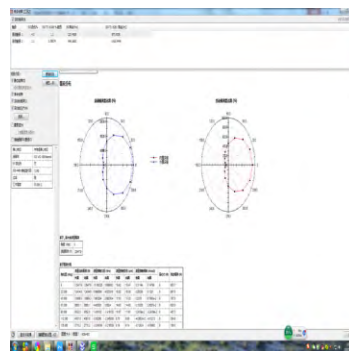


图6 滚子与挡边间载荷雷达图

其中, 图5为滚子与内、外滚道间的载荷雷达图, 由图可知, 内、外滚道接触载荷线重合 (相等), 且与图2进行

理论计算时的示意图规律相同。根据公式 (9) 可知滚子与挡边间的载荷分布与滚子与外滚道载荷分布相同, 故图 6 所示的滚子与挡边间载荷雷达图反映了理论计算的准确性。

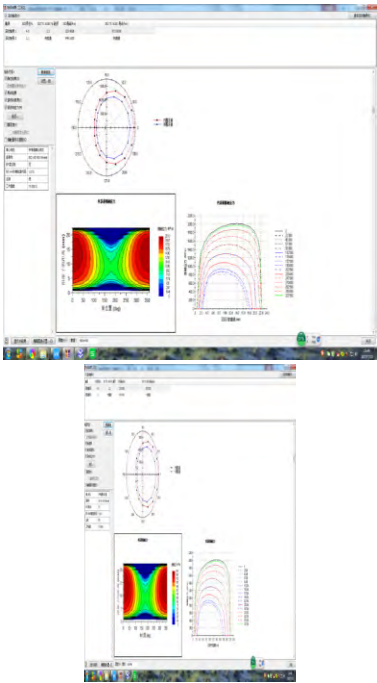


图 7 滚子与内、外滚道间最大接触应力雷达图

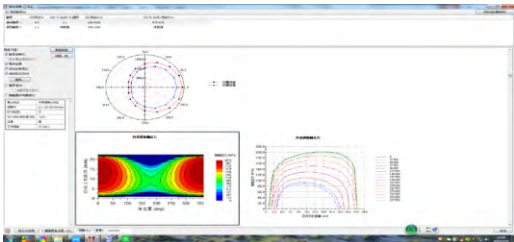


图 8 内滚道接触应力平铺图

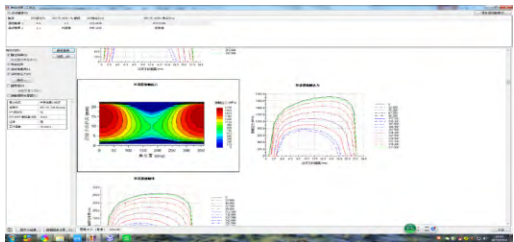


图 9 外滚道接触应力平铺图

如图 7 所示滚子与内、外滚道间最大接触应力雷达图, 由图可知内圈最大接触应力大于外圈所受最大接触应力, 但两者分布规律相同。图 8、图 9 分别为滚子与内、外滚道接触应力的平铺展开图。由图可知, 在 0° 和 360° 位置处的接触应力最大, 且在滚子长度方向上呈现出应力分布趋势。

5 结论

通过本文的理论计算与软件仿真计算, 圆锥滚子轴承联合载荷作用下, 全部滚子受载, 且受载遵循沿圆周方向向两边扩散的规律。如表 4 所示为理论计算与仿真分析结果的对比, 可知误差均小于 15%。从而进一步证明了运用 Romax designer 软件进行圆锥滚子轴承联合载荷的仿真分析可以在一定程度上反应真实的工况情况, 具有借鉴性。

表 4 联合载荷时轴承内部载荷分布

序号	类型	计算结果	仿真结果	误差
1	滚子与内滚道间最大法向接触载荷 (N)	12970.337	12947.9	0.2%
2	滚子与外滚道间最大法向接触载荷 (N)	12970.337	12947.9	0.2%
3	滚子与挡边最大接触载荷 (N)	905.316	903.7	0.2%
4	滚子与内滚道间最大接触应力 (MPa)	1857.924	2010.18	8.2%
5	滚子与外滚道间最大接触应力 (MPa)	1542.969	1715.03	11.2%
6	滚子与内滚道间最大接触变形 (mm)	0.017	0.019	11.8%
7	滚子与外滚道间最大接触变形 (mm)	0.017	0.019	11.8%

参考文献:

- [1] 魏延刚, 王发峰, 李海涛. 圆锥滚子轴承负荷分布及其动力学仿真 [J]. 大连交通大学学报 :2015,35(1):60-63.
- [2] Harris T A. 滚动轴承分析 [M]. 罗继伟, 译. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [3] 邓四二. 滚动轴承设计原理 [M]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [4] 牛青波, 于晓凯, 赵圣卿. RomaxDesigner 及 RomaxCLOUD 在轴承设计分析中的应用 [J]. 轴承 :2016,(9):10-14.
- [5] 谢长卫, 李建辉, 张林. 基于 ROMAXDESIGNER 的第 3 代轮毂轴承单元寿命计算分析 [J]. 轴承 :2016,(4):6-9.