

风电转盘轴承的设计分析与应用

洛阳轴研科技股份有限公司 李云峰

滚动轴承被视为机器的关节,对于风力发电机组这种具有高可靠性要求的机电一体化设备来说,轴承的重要性毋庸置疑。在一台风力发电机的变桨系统、偏航系统、主轴、齿轮箱和发电机的旋转联接或支撑部位都安装有不同结构形式的轴承。安装在风力发电机组的主轴、齿轮箱和发电机的支撑部位的轴承多为圆柱滚子轴承、圆锥滚子轴承、调心滚子轴承或深沟球轴承,这些轴承通常只承受单一径向载荷的作用,设计分析技术较为成熟。而安装在风力发电机组变桨系统或偏航系统中的轴承的结构形式多为单排四点接触球转盘轴承和双排四点接触球转盘轴承,其剖视结构如图 1 所示。这类轴承的结构特殊,在工作时同时承受径向载荷、轴向载荷和倾覆力矩的联合作用。



a) 单排四点接触球式

b) 双排四点接触球式

图 1 风电转盘轴承的结构形式

转盘轴承在过去主要应用于起重机械、工程机械、运输机械和材料加工机械等。最近几年,转盘轴承被广泛应用于现代兆瓦级风力发电机组。在风力发电机组的工作过程中,机组的各个零部件承受着空气动力学载荷、惯性力载荷、重力载荷和运行载荷等的作用,这些载荷的特点可以是静态的、动态的、循环的、瞬态的、冲击的、随机的;相关标准^[1]要求风电轴承要达到 20 年的长寿命。这些特点远不同于转盘轴承在其它领域的应用场合,因此,对于风电转盘轴承,需要根据其具体的工况特点和使用要求,深入理解其受载状况、内部力学特点以及影响轴承性能的相关规律,在此基础上,实现该类轴承的优化设计与合理选型。

1 轴承的载荷分析

风力发电机组是将风能转换为机械能,再将机械能转换为电能的设备。风能是风力发电机组的动力来源,风是不可控资源,风速和风向是不断变化的。在并网条件下,除了转化电能的风轮的旋转运动外,还需要进行变桨和偏航运动,以

应对风速和风向的改变，使风力发电机组输出恒定的功率并保证机组的安全运行。转盘轴承是变桨系统和偏航系统的关键部件，深入理解其载荷状况是该类轴承的设计和选型的依据。表 1 所示为风电转盘轴承载荷的主要来源，这些载荷随风速、风轮转速、叶片方位角等的变化而变化，另外，风力发电机组的运行控制也会对轴承产生载荷的作用。实际当中轴承载荷是多种因素共同作用的结果，按照这些载荷对轴承的作用效果可以分为极限载荷和疲劳载荷。

表 1 风电转盘轴承载荷的主要来源

	变桨轴承	偏航轴承
径向载荷	空气动力学载荷，重力载荷	空气动力学载荷，离心力载荷
轴向载荷	离心力载荷，重力载荷	空气动力学载荷，离心力载荷，重力载荷
倾覆力矩	空气动力学载荷，重力载荷	空气动力学载荷，离心力载荷，重力载荷

表 2 为某型号 1.5MW 风力发电机组风电转盘轴承的极限载荷，通过对表中数据的分析可以得出轴承的载荷有如下特点：（1）径向载荷的绝对数值较大，尤其是变桨轴承的径向载荷接近了轴向载荷的水平；（2）变桨轴承的轴向载荷有两个方向，但一个方向的作用效果远大于另一个方向。偏航轴承的轴向载荷的方向唯一不变；（3）倾覆力矩的作用效果远大于径向载荷和轴向载荷。这些特点为风电转盘轴承的设计和校核提供了参考。

表 2 风电转盘轴承的极限载荷

载荷情况	变桨轴承			载荷情况	偏航轴承		
	Fr (kN)	Fa (kN)	M (kNm)		Fr (kN)	Fa (kN)	M (kNm)
6.1f	218.0	-60.0	3906.2	7.1a70	126.7	-920.7	3654.7
6.1k	192.4	69.1	3051.6	7.1h	48.8	-894.3	2796.1
1.7l	196.7	349.2	3604.7	1.1d	136.3	-1121.4	2537.9
1.3f	163.1	270.8	3291.8	1.3d	343.1	-1123.2	5051.8
6.1f	215.0	-61.0	4024.1	1.3d	343.1	-1123.2	5051.8
6.1n	11.7	29.3	0.65	6.1d	80.6	-1081.3	1.3
6.1f	155.8	-59.0	2562.0	2.2a	64.5	-946.6	507.3
1.3e	155.5	275.0	2776.5	1.1f	74.7	-1093.5	1794.2
1.7l	196.8	349.3	3604.8	1.5c	417.9	-1158.0	984.1

1. 3f	163.1	270.8	3291.8	1. 3f	427.2	-1087.6	4599.2
6. 1k	197.9	69.0	3053.2	6. 1o	465.1	-1062.9	780.5
6. 1f	240.0	-59.0	3979.6	6. 1k	552.2	-998.4	1121.2
6. 1f	240.0	-59.0	3979.6	6. 1k	559.5	-1102.3	2864.1
6. 1b	0.043	-31.6	440.3	1. 1c	0.099	-1118.4	1041.7
1. 6e	21.2	624.6	663.5	7. 1c70	49.2	-790.7	2854.6
6. 1k	91.9	-65.3	1592.6	1. 1e	141.7	-1195.2	1729.6

2 轴承的校核计算

轴承在设计完成后, 首先需要进行轴承的校核计算, 以确认所设计的轴承是否满足给定工作载荷的需要。风力发电机组相关标准^[1]要求轴承在极限载荷下的静承载能力系数不应小于 2.0, 计算的使用寿命不应小于 130000 小时。这就要求对该类轴承的极限载荷和疲劳寿命进行校核。风电转盘轴承在承受径向、轴向和倾覆力矩联合载荷作用时, 滚动体与滚道之间产生力的作用。由轴向和倾覆力矩载荷所产生的滚动体负荷在径向的分量经过合成以后是平衡的, 滚动体对套圈的作用负荷经过合成以后以轴向为主, 另外, 该类轴承径向载荷的作用效果远小于其它两项载荷。所以, 该类轴承的设计和校核都按照推力球轴承进行。

2.1 极限载荷的校核

(1) 轴向基本额定静载荷

轴向基本额定静载荷是指在最大载荷滚动体和滚道接触中心处产生的接触应力为 4200MPa 时的中心轴向载荷, 表达式为:

$$C_{0a} = f_0 i Z D_w^2 \sin a \quad (1)$$

式中, C_{0a} —轴向基本额定静载荷, N; f_0 —与轴承零件几何形状及应力水平有关的系数; i —轴承中滚动体的列数; Z —单列轴承中的滚动体数或多列轴承中的每列滚动体数; D_w —钢球直径, mm; a —轴承的公称接触角, °。

(2) 轴向当量静载荷

对于同时承受径向、轴向和倾覆力矩联合载荷作用的转盘轴承, 在最大载荷滚动体与滚道中心处产生的接触应力与该轴承承受纯轴向载荷时所产生的接触

应力相等时，该轴向载荷的值就是联合载荷的轴向当量静载荷，计算表达式为：

$$P_{0a} = 2.2F_r \tan a + F_a + \frac{4.4M}{D_{pw}} \quad (2)$$

式中， P_{0a} —轴向当量静载荷，N； F_r —轴承的径向载荷，N； F_a —轴承的轴向载荷，N； M —轴承的倾覆力矩，N·mm； a —轴承的公称接触角，°； D_{pw} —滚动体中心圆直径，mm。

(3) 轴承静承载能力系数

轴承静承载能力系数定义为轴承的额定静载荷和当量静载荷的比值：

$$f_s = \frac{C_{0a}}{P_{0a}} \quad (3)$$

式中， f_s —轴承静承载能力系数。

2.2 疲劳寿命的校核

(1) 轴向基本额定动载荷

轴向基本额定动载荷是指轴承的基本额定寿命为一百万转时所能承受的中心轴向载荷，计算表达式为：

$$C_a = 3.647b_m f_c (i \cos a)^{0.7} \tan a Z^{2/3} D_w^{1.4} \quad (4)$$

式中， C_a —轴向基本额定动载荷，N； b_m —当代常用高质量淬硬轴承钢和良好加工方法的额定系数； f_c —与轴承零件几何形状、制造精度及材料有关的系数； i —轴承中滚动体的列数； a —轴承的公称接触角，°； Z —单列轴承中的滚动体数或多列轴承中的每列滚动体数； D_w —钢球直径，mm。

(2) 轴向当量动载荷

对于同时承受径向、轴向和倾覆力矩联合载荷作用的转盘轴承，与其寿命相同时所对应的纯轴向载荷为轴向当量动载荷，计算表达式为：

$$P_a = 0.75F_r \tan a + F_a + \frac{2M}{D_{pw}} \quad (5)$$

式中， P_a —轴向当量动载荷，N； F_r —轴承的径向载荷，N； F_a —轴承的轴向载荷，N； M —轴承的倾覆力矩，N·mm； a —轴承的公称接触角，°； D_{pw}

—滚动体中心圆直径，mm。

(3) 轴承的疲劳寿命

根据轴向基本额定动载荷和轴向当量动载荷可以计算出轴承的基本额定寿命，计算表达式为：

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{P_a} \right)^3 \quad (6)$$

式中， L_{10} —轴承的基本额定寿命，百万转。

3 轴承的承载曲线

承载能力是转盘轴承十分重要的性能指标。承载曲线表明了转盘轴承的承载能力，是对该类轴承进行选型计算的依据。通常采用承载能力曲线图来表示转盘轴承同时承受径向载荷、轴向载荷和倾覆力矩联合作用的能力。承载能力曲线图以轴向载荷为横坐标，以倾覆力矩为纵坐标，曲线上的点对应于转盘轴承所能承受的最大轴向载荷和倾覆力矩的组合。与转盘轴承的静载荷承载能力和动载荷承载能力相对应，承载曲线分为静载荷承载曲线和动载荷承载曲线。

3.1 静载荷承载曲线

转盘轴承的静载荷承载曲线的计算是根据国家标准《GB/T 4662-2003 滚动轴承 额定静载荷》中对轴承额定静载荷的定义。额定静载荷是指轴承中受载最大的滚动体与滚道接触中心处所产生的永久变形为滚动体直径的 0.0001 倍时轴承所受的静载荷。而现行标准是以应力水平为基础计算额定静载荷的，在最大载荷滚动体和滚道接触中心产生与给定的接触应力值 4200MPa 相当的静载荷，该接触应力引起滚动体与滚道之间产生的永久变形量约为滚动体直径的 0.0001 倍。因此，在计算轴承的静承载能力时，主要考虑受载最大的滚动体与滚道的接触应力水平，对于转盘轴承来说，就是计算受载最大的滚动体与滚道的接触应力水平等于限定值 4200MPa 时轴承轴向载荷和倾覆力矩的不同组合。静载荷承载曲线的计算涉及到赫兹接触理论、轴承的负荷分布理论以及静力学平衡理论。在满足最大载荷滚动体与滚道接触中心之间产生 4200MPa 的许用接触应力这一前提下，建立轴承外部轴向载荷 F_a 和倾覆力矩 M 之间的数学联系。对于给定几何参数的轴承，利用上述关系计算出一组典型的 (F_a, M) 的值，然后在二维坐标空间可以绘

制出静载荷承载曲线。

3.2 动载荷承载曲线

转盘轴承的动载荷承载曲线是轴承的额定寿命为 30000 转时所能承受的联合作用轴向载荷和倾覆力矩的大小。动载荷承载曲线的计算涉及到轴承的负荷分布、额定滚动体负荷、套圈当量滚动体载荷、套圈的额定动载荷、轴承的额定动载荷、轴承的额定寿命等的计算。在满足轴承的额定寿命为 30000 转这一前提下，建立轴承外部轴向载荷 F_a 和倾覆力矩 M 之间的数学联系。对于给定几何参数的轴承，利用上述关系计算出一组典型的 (F_a, M) 的值，然后在二维坐标空间可以绘制出动载荷承载曲线

3.3 承载曲线绘制软件

承载曲线的绘制软件采用图形用户界面，在图形用户界面中输入轴承的以下参数：“轴承型号、接触角、节圆直径、滚动体数量、滚动体直径、内圈沟曲率半径系数、外圈沟曲率半径系数”等参数，选择“结构形式”中的“单排四点接触球式”或“双排四点接触球式”，点击“静载荷承载曲线”或“动载荷承载曲线”时，就可以计算出所需的承载曲线，并能够将显示结果保存为“*.bmp”、“*.jpg”和“*.tif”等图片格式。承载曲线的绘制软件界面如图 2 所示。



a) 绘制静载荷承载曲线

b) 绘制动载荷承载曲线

图 2 承载曲线的绘制软件界面

3.4 轴承的选型

轴承的选型就是使轴承在工作时，极限载荷的静承载安全系数满足设计要求；在疲劳载荷的作用下，所选轴承的使用寿命满足给定的要求。由于承载曲线表示的是轴向载荷 F_a 和倾覆力矩载荷 M 应满足的关系，所以在利用承载曲线进行轴承选型时，需要首先将径向载荷 F_r 折算到轴向，也就是计算 F_r 和 F_a 的轴向

当量载荷。

(1) 按静态工况选型

根据轴承的极限载荷计算当量静载荷：

$$F_{a0} = F_a + 2.3 \frac{F_r}{K_0} \quad (7)$$

$$M_0 = M \quad (8)$$

式中， F_{a0} —静态工况下轴承的当量轴向载荷，N； M_0 —静态工况下轴承的当量倾覆力矩，N·mm； F_a —轴承的轴向载荷，N； M —轴承的倾覆力矩，N·mm； K_0 —轴承偏心轴向静载荷与中心轴向静载荷的关系系数。

连接静载荷承载曲线坐标原点到 (F_{a0}, M_0) 点的连线，并将连线延长至与静载荷承载曲线的相交点得到 (F'_{a0}, M'_0) ，可以计算得到轴承的静承载安全系数：

$$f_s = \frac{F'_{a0}}{F_{a0}} \quad (9)$$

式中， f_s —轴承的静承载安全系数； F'_{a0} —承载曲线坐标原点与静载荷点连线在静载荷承载曲线上交点对应的轴向载荷，N。

(2) 按动态工况选型

根据轴承的疲劳载荷计算当量动载荷：

$$F_{ac} = \begin{cases} 0.59F_a + 1.18F_r / K_c & F_r > 0.8K_c F_a \\ F_a + 0.66F_r / K_c & F_r \leq 0.8K_c F_a \end{cases} \quad (10)$$

$$M_c = M \quad (11)$$

式中， F_{ac} —动态工况下轴承的当量轴向载荷，N； M_c —动态工况下轴承的当量倾覆力矩，N·mm； F_a —轴承的轴向载荷，N； M —轴承的倾覆力矩，N·mm； K_c —轴承偏心轴向动载荷与中心轴向动载荷的关系系数。

连接动载荷承载曲线坐标原点到 (F_{ac}, M_c) 点的连线，并将连线延长至与动载荷承载曲线的相交点得到 (F'_{ac}, M'_c) ，可以计算得到轴承动的寿命载荷系数：

$$f_L = \frac{F'_{ac}}{F_{ac}} \quad (12)$$

式中， f_L —轴承的寿命载荷系数； F'_{ac} —承载曲线坐标原点与动载荷点联线在动载荷承载曲线上交点对应的轴向载荷，N。

那么，轴承的基本额定寿命为：

$$L_{10} = (f_L)^3 \times 30000 \quad (13)$$

式中， L_{10} —轴承的基本额定寿命，转。

4 轴承的参数分析

在轴承的设计过程当中，确定组成轴承零件的合理结构参数是设计工作所要解决的首要问题。风电转盘轴承零件的多数结构参数都有明确的取值依据，例如：轴承内径、轴承外径、轴承高度、安装孔中心圆直径、安装孔直径、安装孔数量、滚动体直径、节圆直径，这些参数在现行标准中大多都已标准化。轴承零件的另外一部分结构参数取值通常凭借经验：例如：游隙、沟曲率半径系数、接触角等。对于转盘轴承来说，十分有必要了解这些参数的变化对轴承的性能的影响趋势和程度，为该类参数在轴承的设计中的取值提供理论依据。

4.1 轴承的静力学建模

在分析时假定轴承外圈固定，内圈在径向载荷 F_r 、轴向载荷 F_a 和倾覆力矩 M 的联合作用下的径向位移、轴向位移和角位移分别为： d_r 、 d_a 和 q ，如图 3 所示。在轴承的轴向平面内，四点接触球转盘轴承的滚道是由两段圆弧组成的；受载荷作用的滚动体与内圈滚道的一条圆弧和相对方向上的外圈滚道上的一条圆弧产生接触，称这两个接触点为一个接触对。此处，当轴承仅承受轴向载荷时的接触对为接触对 1，如图 3 所示，也就是内圈的上半滚道、外圈的下半滚道与滚动体所产生的接触对；另外一个接触对为接触对 2。在同时考虑接触对 1 和 2 的受力时，建立轴承的静力学模型。

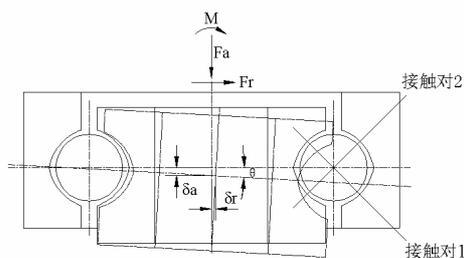


图3 联合载荷作用下的内圈位移

当内圈产生位移后，轴承受载引起了接触角的变化：

$$a_{1y} = f_1(d_r, d_a, q, y) \quad (14)$$

$$a_{2y} = f_2(d_r, d_a, q, y) \quad (15)$$

式中， y —在轴承径向平面内，滚动体的方位角， $^{\circ}$ ； d_r —轴承内圈的径向位移，mm； d_a —轴承内圈的轴向位移，mm； q —轴承内圈的角位移， $^{\circ}$ ； a_{1y} —滚动体位置 y 接触对1的接触角， $^{\circ}$ ； a_{2y} —滚动体位置 y 接触对2的接触角， $^{\circ}$ 。

利用轴承内圈产生位移前后的几何关系可以得出滚动体载荷与滚道之间的弹性趋近量：

$$d_{1y} = g_1(d_r, d_a, q, y) \quad (16)$$

$$d_{2y} = g_2(d_r, d_a, q, y) \quad (17)$$

式中， d_{1y} —滚动体位置 y 接触对1的弹性变形量，mm； d_{2y} —滚动体位置 y 接触对2的弹性变形量，mm。

由赫兹接触理论可以计算得到滚动体载荷：

$$Q_{1y} = K_n d_{1y}^{1.5} \quad (18)$$

$$Q_{2y} = K_n d_{2y}^{1.5} \quad (19)$$

式中， Q_{1y} —滚动体位置 y 接触对1的滚动体与滚道之间的作用力，N； Q_{2y} —滚动体位置 y 接触对2的滚动体与滚道之间的作用力，N； K_n —载荷-位移常数， $N/mm^{1.5}$ 。

内圈在外部载荷和所有滚动体载荷的作用下处于平衡状态，可以得到如下平衡方程：

$$F_r - \left(\sum_{y=-p}^{y=+p} Q_{1y} \cos a_{1y} \cos y + \sum_{y=-p}^{y=+p} Q_{2y} \cos a_{2y} \cos y \right) = 0 \quad (20)$$

$$F_a - \left(\sum_{y=-p}^{y=+p} Q_{1y} \sin a_{1y} - \sum_{y=-p}^{y=+p} Q_{2y} \sin a_{2y} \right) = 0 \quad (21)$$

$$M - \frac{1}{2} d_m \left(\sum_{y=-p}^{y=+p} Q_{1y} \sin a_{1y} \cos y - \sum_{y=-p}^{y=+p} Q_{2y} \sin a_{2y} \cos y \right) = 0 \quad (22)$$

以上三个平衡方程是一个非线性方程组，当轴承的几何参数给定时，对应于一组外部载荷 F_r 、 F_a 和 M 可以求解得到未知变量 d_r 、 d_a 和 q 的值，并进一步计算得到滚动体所承受的载荷。有了滚动体载荷以后，可以进一步计算出滚动体与滚道的接触应力和轴承的寿命。

4.2 轴承的承载曲面

通过以上方法，对于给定的轴承，可以计算出在满足最大载荷滚动体与滚道接触中心之间产生许用接触应力为 4200MPa 这一条件的所有外部载荷 F_r 、 F_a 和 M 的组合，利用点 (F_r, F_a, M) 在三维坐标系中可以绘制得到轴承的静载荷承载曲面。也可以计算出在满足轴承的额定寿命为 30000 转这一条件的所有外部载荷 F_r 、 F_a 和 M 的组合，同样可以绘制得到轴承的动载荷承载曲面。如图 4 所示为某型号轴承的承载曲面。

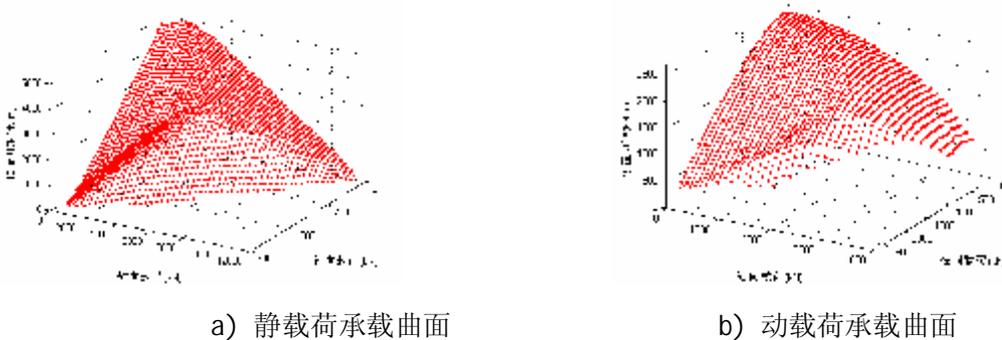
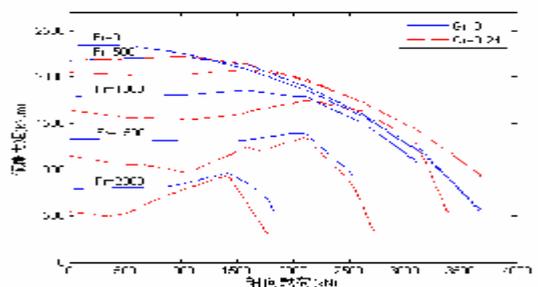
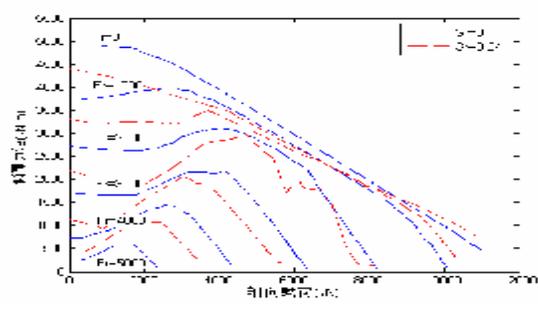
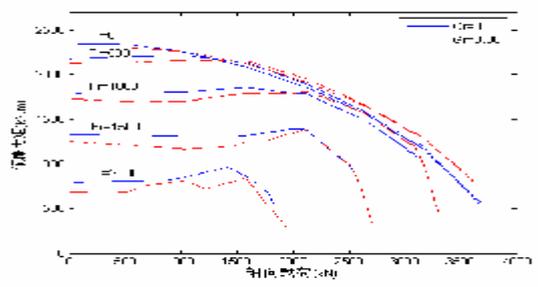
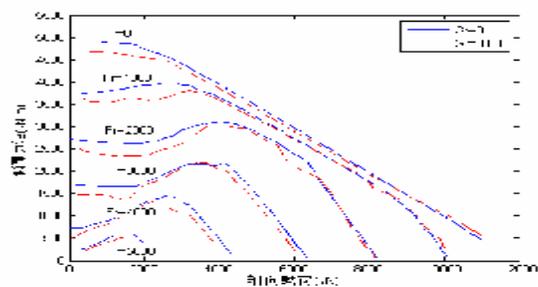


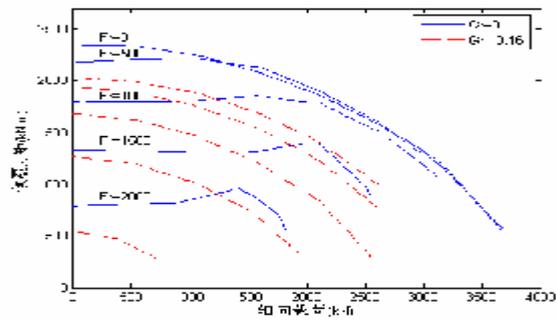
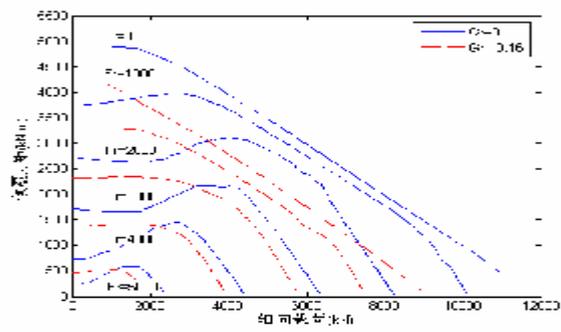
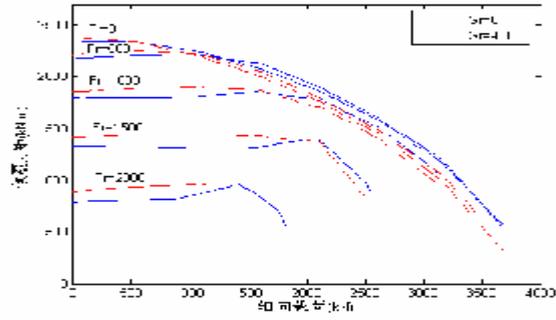
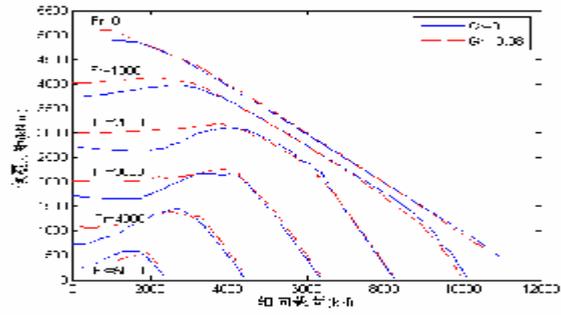
图 4 轴承的承载曲面

4.3 轴承的参数影响

当轴承的结构参数发生改变时，轴承的承载能力也随之发生变化，所对应的

轴承的静载荷承载曲面和动载荷承载曲面的形状和位置也随之变化。为了研究轴承的参数：游隙、沟曲率、接触角对轴承承载能力的影响规律，取对应于不同径向载荷的承载曲面的若干截面进行对比分析，得到对应于不同的径向载荷时的承载曲线。相关结果如图 5~7 所示。

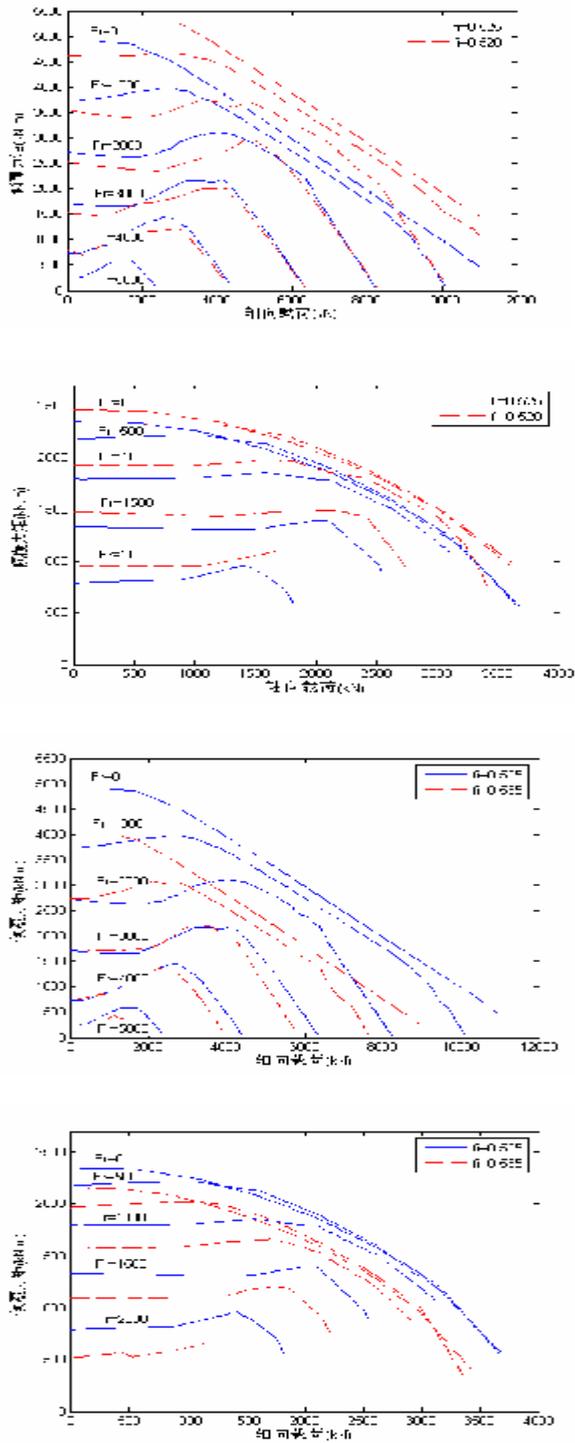




a) 静载荷承载曲线

b) 动载荷承载曲线

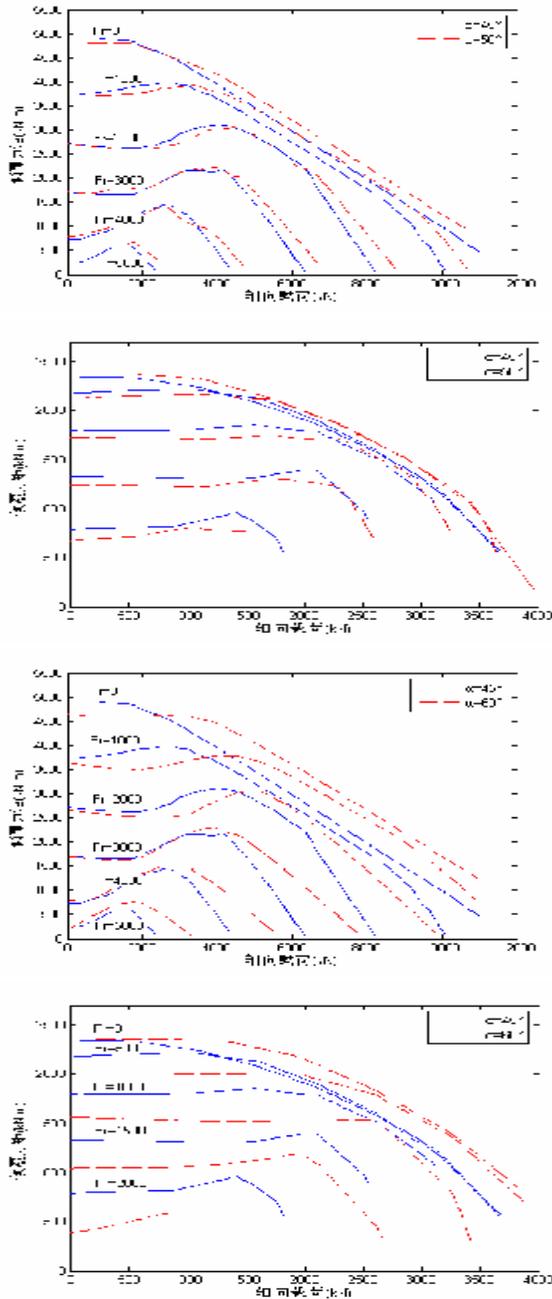
图 5 游隙的影响



a) 静载荷承载曲线

b) 动载荷承载曲线

图 6 沟曲率的影响



a) 静载荷承载曲线

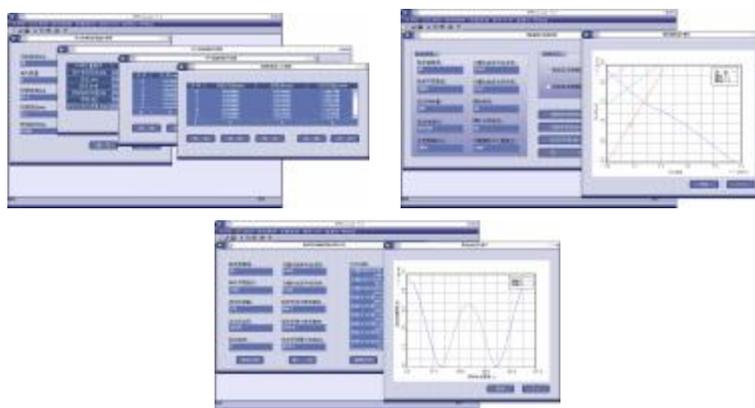
b) 动载荷承载曲线

图 7 接触角的影响

从分析结果来看，当轴承参数改变时，对于给定的径向载荷和轴向载荷，所允许的倾覆力矩载荷的增减幅度达到几十至几百千牛·米；对于不同的轴向载荷，轴承参数改变对承载能力的影响效果是不同的；而当轴承参数改变时，对于静载荷承载能力和动载荷承载能力的影响效果是一致的。当轴承外部载荷给定时，应用这些规律可以充分地提高轴承的承载能力。

4.4 轴承的分析应用软件

风电转盘轴承的分析软件具备以下功能：根据风力发电机组的主机参数计算轴承的载荷，计算绘制给定轴承的承载曲线，根据轴承的载荷进行轴承的选型，选定轴承的校核计算，轴承的参数分析等。软件能够将计算结果保存成图片或文本格式。软件的相关操作界面如图 8 所示。



a) 主机参数的输入

b) 轴承的选型

c) 轴承的校核计算

算

图 8 风电转盘轴承分析软件的界面

5 结论

风电转盘轴承有着特殊的工况条件和设计要求，该类轴承的设计是建立在对其工况进行深刻理解的基础之上的。风电转盘轴承的合理设计与选型需要相关的理论方法、对相关规律的认识以及计算软件。本文阐述了该类轴承的载荷特点、校核计算、承载曲线以及参数分析的相关理论方法和研究成果，并介绍了针对该类轴承的分析计算所开发的相关软件。

(李云峰：副教授，洛阳轴研科技股份有限公司博士后工作站博士后)

BEARING • 2010

2010 上海国际轴承峰会演讲之十六 (2010/9)