

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.09.011

风电偏变驱动器设计中的齿轮轴轴承校核问题研究^{*}

徐雁波¹, 郭媛媛¹, 贾松阳^{2,3*}

(1. 商丘工学院 机械工程学院, 河南 商丘 476000; 2. 洛阳 LYC 轴承有限公司, 河南 洛阳 471039; 3. 航空精密轴承国家重点实验室, 河南 洛阳 471039)

摘要: 风电变桨和偏航驱动器中的齿轮轴采用圆锥滚子轴承, 针对该轴承的工程校核计算问题, 对比分析和研究了简支梁算法和有限元仿真方法。首先, 风电规范文件中对驱动器轴承的强制性要求进行了介绍; 然后, 分别采用了简支梁算法和 Romax 有限元仿真两种方法, 并通过 3 个工程案例计算了轴承静载安全系数 S_0 和寿命 L_{10h} , 将校核结果与规范要求进行了对比; 最后, 基于有限元仿真方法, 分析讨论了不同预紧量对轴承安全系数 S_0 、寿命值 L_{10h} 和齿轮轴最大变形量的影响。研究结果显示: 由于不满足强制性要求的规定, 简化的简支梁算法不适用于驱动器齿轮轴轴承的校核, 采用有限元方法的适用性更好; 综合考虑安全系数值、轴承寿命值和齿轮轴变形量 3 个因素, 建议轴承的预紧量在 0~0.35 范围内选取。

关键词: 风电驱动器; 圆锥滚子轴承; 简支梁算法; 有限元仿真; Romax; 预紧量

中图分类号: TH133.33; TM614

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2021)09-1160-07

Checking of gear shaft bearing in design of wind power deflection driver

XU Yan-bo¹, GUO Yuan-yuan¹, JIA Song-yang^{2,3}

(1. School of Mechanical Engineer, Shangqiu Institute of Technology, Shangqiu 476000, China;

2. Luoyang LYC Bearing Co., Ltd., Luoyang 471039, China;

3. State Key Laboratory of Aviation Precision Bearings, Luoyang 471039, China)

Abstract: Aiming at the problem of engineering checking calculation of tapered roller bearing used for pitch and yaw driver gear shaft of wind power, the simple beam algorithm and finite element simulation method were compared and analyzed. Firstly, the compulsory requirements of driver bearing in the wind power specification document were briefly introduced. And two methods of bearing checking, namely simple beam algorithm and finite element simulation were adopted. And the static load safety factor S_0 and life L_{10h} of the bearing are calculated through three engineering cases. The checking results were compared with the compulsory requirements. Finally, based on the finite element simulation method, the influences of preloaded quantity on the bearing safety factor, life and maximum shaft deformation were discussed. The results show that the simplified simply supported beam algorithm is not suitable for the verification of the drive gear shaft bearing, because it does not meet the mandatory requirements. The applicability of the finite element method is better. Considering the three factors of safety factor value, bearing life value and gear shaft deformation, it is recommended that the preload of the bearing is selected in the range of 0~0.35.

Key words: wind power driver; tapered roller bearing; simple beam algorithm; finite element simulation; Romax; preloaded quantity

0 引言

随着风能产业的迅速发展, 风机设备需求的日益

加大, 对风机设备的要求也变得更高^[1-5]。其中, 风机设备中偏航和变桨驱动器的作用是根据风向调整叶片角度。驱动器内部齿轮轴上的 2 个圆锥滚子轴承一般

收稿日期: 2021-03-05

基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2019YFB2005000)

作者简介: 徐雁波(1986-), 男, 河南睢县人, 硕士, 讲师, 主要从事滚动轴承分析方法和仿真技术方面的研究。E-mail: yanboxb@163.com

通信联系人: 贾松阳, 男, 硕士, 工程师。E-mail: songyangj@163.com

为标准尺寸单列圆锥滚子轴承,通常为 30、32、33 系列。驱动器的工况特点是转速慢,但传动比大。两者转速通常小于 2 r/min,且长时间工作于 1 r/min 以下。偏航驱动器与偏航回转支承的齿轮传动比通常在 1:1 000 左右,因此,驱动器齿轮传递到轴承的载荷较大。

标准尺寸轴承已是成熟的基础件产品,其在包括风机在内的各种工程领域得到了广泛应用。而驱动器的作用是根据风向调整叶片角度,其长时间处于不工作或转速极低的工况。因此,在风机整机寿命内,设计合理、安装维护得当的驱动器轴承一般不会出现寿命提前到期的情况。因此,在风机的设计阶段,往往不会对标准轴承进行重新开发,而是选择合适的轴承。轴承的校核就十分重要。

文献[6]提供了一种针对驱动器轴承的简支梁校核计算方法,但在关于轴向力的计算方面,其理论推导部分不完善。因为简支梁算法相对较为简单,所以其

在工程上得到了广泛应用;但是否适用于有严格要求的驱动器轴承校核尚有待讨论。

对此,基于工程实际案例,笔者利用 Romax 仿真软件,对驱动器轴承的简支梁和有限元计算结果进行对比;并在此基础上,基于有限元法补充分析轴承预紧量对驱动器轴承的影响,为风机领域驱动器设计提供参考。

1 强制性要求

偏航驱动器是风机偏航控制系统的机械部件之一,其作用是通过驱动机舱底部的偏航回转支承而使风轮对准风向。

变桨驱动器是风机变桨控制系统的机械部件之一,其作用是通过驱动叶片变桨回转支承而调整叶片角度,以使其能充分利用风力。

风机的偏航与变桨驱动器如图 1 所示。

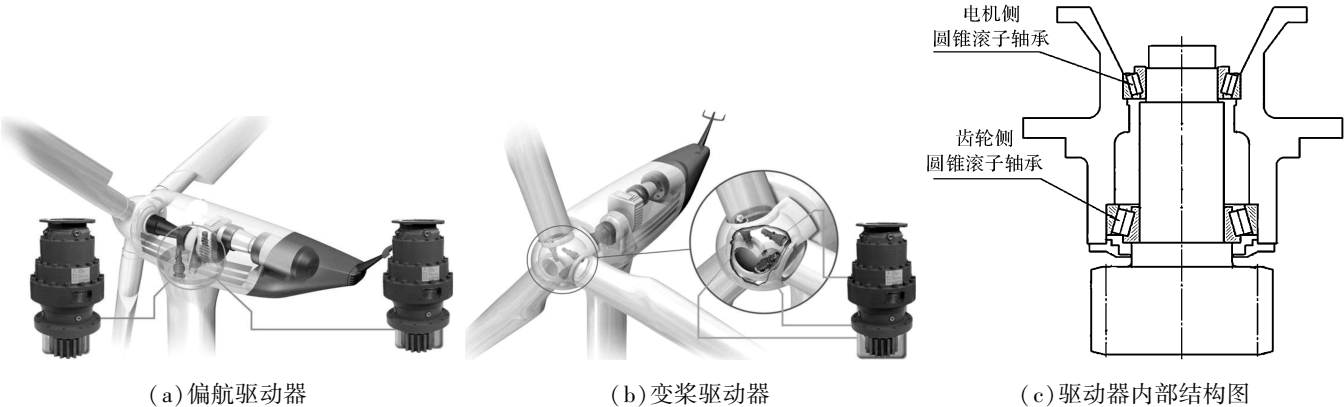


图1 偏航与变桨驱动器

图 1 中,通常情况下驱动器采用多台布置,以使其得到对称的驱动扭矩^[7,8]。偏航和变桨驱动器结构类似,一般都由齿轮、齿轮轴、两个不同尺寸的圆锥滚子轴承组成。其中,电机侧轴承尺寸较小,而齿轮侧轴承尺寸较大。

在德国劳氏船级社认证体系 GL2010 中,对风机的施工、设备、维护等进行了详细的规定,这也是目前我国风机领域主要应用的体系标准^[9];在进行轴承校核时也应遵循其要求。通常,对于驱动器轴承的型号、安装布局、工况等参数由驱动器制造单位提供。因该类轴承是尺寸不大的标准单列圆锥滚子轴承,材料为钢 GCr15 或 GCr15SiMn,制造过程符合要求。

在以上各项已知的情况下,关于驱动器轴承的强制性规定如表 1 所示。

从表 1 中可以看到:驱动器轴承的性能要求必须满足静态安全系数 $S_0 \geq 1.1$,以及 ISO281 寿命不低于

1.3×10^5 h(约 15 年)。

表1 关于驱动器轴承的强制性规定

条款	内容
7.3.2	……所列的轴承,应提交以下评估文档:a) 组装图 b) 计算文档……
7.3.5.1 第4条	对于变桨和偏航系统驱动器的轴承,静态安全系数 S_0 至少应为 1.1
7.3.5.2 第3条	对于其他所有轴承,可执行 ISO281 规定的基本或修正额定寿命
7.3.5.4 第2条	ISO281 修正额定寿命不能低于 130 000 h, ISO16281 修正额定寿命不应低于 175 000 h 或风机的运行寿命
7.3.5.4 第6条	寿命计算应以 ISO4406 规定的过滤系统 - /17/ 14 油清洁等级为依据。对于未过滤系统,清洁等级应假定为 - /21/18
7.8.2 第6条	……偏航系统下列项目的分析……偏航齿轮箱的输出轴和连接元件的疲劳和静态强度分析

2 简支梁校核算法

2.1 轴承载荷计算

首先,驱动器轴上的载荷来自直齿轮,齿轮力如图 2 所示。

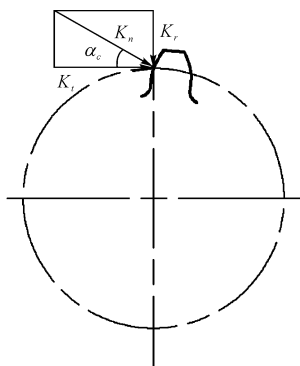


图 2 齿轮力

沿啮合线作用在齿面上的法向载荷 K_n 垂直于齿面, K_r 与 K_t 为其径向和水平分力,无轴向力,其计算方程^[10]为:

$$\begin{cases} K_t = \frac{2M}{mz} \\ K_n = \frac{K_t}{\cos\alpha_c} \end{cases} \quad (1)$$

式中: M —齿轮扭矩, kNm; K_n —齿轮齿面上的法向载荷, kN; K_r —齿轮法向载荷的径向分力, kN; K_t —齿轮法向载荷的水平分力, kN; m —齿轮模数; z —齿轮齿数; α_c —齿轮压力角, °。

根据驱动器布置方式,笔者绘制简支梁算法简图,轴承载荷计算简图如图 3 所示。

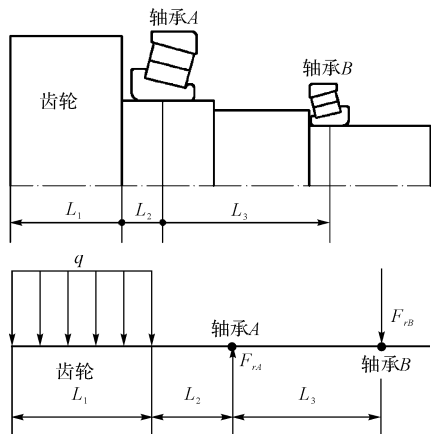


图 3 轴承载荷计算简图

平衡方程组为:

$$\begin{cases} qL_1(0.5L_1 + L_2 + L_3) - F_{rA}L_3 = 0 \\ qL_1 - F_{rA} + F_{rB} = 0 \end{cases} \quad (2)$$

式(2)中,下标 A 、 B 分别指轴承 A 和轴承 B (下同)。

其中:

$$qL_1 = K_n \quad (3)$$

式中: q —单位载荷, kN/mm; L_1 , L_2 , L_3 —间距, mm; F_r —轴承的径向力, kN; F_a —轴承的轴向力, kN。

由此可得:

$$\begin{cases} F_{rA} = \frac{K_n(0.5L_1 + L_2 + L_3)}{L_3} \\ F_{rB} = F_{rA} - K_n \end{cases} \quad (4)$$

需要注意的是,在计算间距时,轴承的节点应是轴承内圈的宽度中心(非轴承总宽度的中心)。

由于直齿轮不产生轴向力,圆锥滚子轴承的轴向力来自于自身派生,即:

如果:

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}, F_{aA} = F_{aB} = \frac{0.5F_{rA}}{Y_A} \quad (5)$$

如果:

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}, F_{aA} = F_{aB} = \frac{0.5F_{rB}}{Y_B} \quad (6)$$

其中:

$$Y = 0.4 \cot\alpha \quad (7)$$

式中: X , Y —轴承的动载荷系数,由 GB/T 6391 查询; P_r —当量动载荷, kN; α —轴承接触角, (°)。

2.2 轴承校核计算

轴承校核主要是计算出静载安全系数 S_o 和给出轴承寿命。

2.2.1 静载安全系数 S_o

静载安全系数 S_o 表达式为:

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} \quad (8)$$

式中: P_o —当量静载荷, kN; C_o —轴承额定静载荷, kN。

其中, P_o 取下列两个方程的较大者,即:

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a \quad (9)$$

$$P_o = F_r \quad (10)$$

式中: X_o , Y_o —轴承的静载荷系数,由 GB/T 4662 查询得到。

静载安全系数的计算是基于齿轮极限扭矩的。

2.2.2 轴承 ISO281 寿命

在 GB/T 6391 中,详细规定了 ISO281 寿命的计算方法。其中,向心滚子轴承基于转数的计算方程为:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{10/3} \quad (11)$$

其中:

$$P_r = XF_r + YF_a \quad (12)$$

式中: C_r —轴承额定动载荷,kN; L_{10} —ISO281 轴承寿命,百万转。

转化为基于小时的寿命计算方程为:

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{60n} \tag{13}$$

式中: L_{10h} —ISO281 轴承寿命,h; n —轴承转速,r/min。

轴承寿命的计算是基于齿轮额定扭矩的。

3 有限元仿真模型

在传动设计领域,经典 Romax Designer 软件享有盛誉,目前已成为齿轮传动领域行业的标准工具,尤其在 2010 年,Romax Wind 成为德国劳氏船级社(GL)唯一认证齿轮计算软件^[11-17]。Romax 软件中包含的高级轴承分析模块在轴承领域也得到了非常广泛的应用^[18-22]。

笔者根据驱动器结构建立了 Romax 有限元仿真模型。驱动器轴承仿真模型如图 4 所示。

在轴承配合方面,齿轮侧的轴外径偏差为 n6,电机侧的轴外径偏差为 m6;座圈内径偏差均为 H7。轴承内外径公差按轴承等级查询 GB/T 307.1;载荷施加

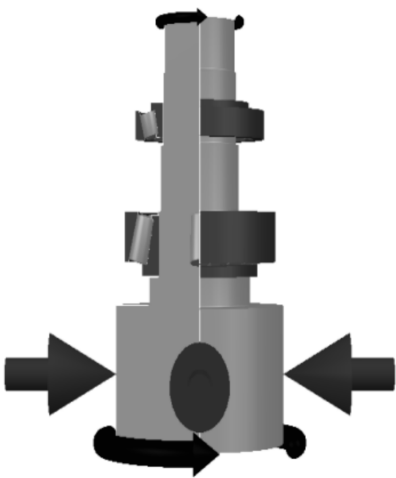


图 4 驱动器轴承仿真模型

于齿面上,并且沿齿宽均匀分布。

4 实际工程案例分析

为使对比结果具有普遍性,笔者选取了 3 个实际工程案例,3 个工程案例如表 2 所示(轴承参数来自 LYC 轴承,详细计算过程省略)。

表 2 3 个工程案例

案例	扭矩 M / kN · m		齿轮参数				间距/mm				轴承参数						
	极限	额定	m	Z	α_c	$\frac{n}{\min^{-1}}$	L_1	L_2	L_3	位置	型号	α	e	X_0	Y_0	C_r /kN	C_0 /kN
1	65	19.5	16	15	20°	0.97	140	52	140	A	32228	16°10'20"	0.44	0.5	0.76	657	1 020
										B	30224	16°10'20"	0.44	0.5	0.76	353	483
2	147	35.3	24	14	20°	0.56	205	82	161	A	32240	15°10'	0.41	0.5	0.82	1 380	2 180
										B	32036	15°45'	0.42	0.5	0.78	622	1 090
3	57.8	19.9	16	15	20°	0.36	170	65.5	184	A	32230	16°10'20"	0.44	0.5	0.76	756	1 180
										B	30226	16°10'20"	0.44	0.5	0.76	378	512

静载安全系数 S_0 计算结果如表 3 所示。

表 3 静载安全系数 S_0 计算结果(极限扭矩时)

案例	轴承		简支梁计算结果						有限元仿真计算结果			
	位置	型号	Y	F_r/kN	F_a/kN	$X_0F_r + Y_0Fa$	P_0/kN	S_0	F_r/kN	F_a/kN	P_0/kN	S_0
1	A	32228	1.38	1 079	309	774	1 079	0.95	881	294	881	1.16
	B	30224	1.38	502	309	548	548	0.88	304	294	375	1.30
2	A	32240	1.48	1 998	675	1 553	1 998	1.09	1 562	498	1 562	1.40
	B	32036	1.42	1 067	675	1 060	1 060	1.03	630	500	705	1.55
3	A	32230	1.38	932	338	723	932	1.27	787	259	787	1.50
	B	30226	1.38	419	338	466	466	1.10	274	259	334	1.53

轴承 ISO281 寿命 L_{10h} 计算结果如表 4 所示。

表 4 轴承 ISO281 寿命 L_{10h} 计算结果(额定扭矩时)

案例	轴承		简支梁计算结果						有限元仿真计算结果			
	位置	型号	Y	F_r/kN	F_a/kN	F_a/F_r	P_r/kN	L_{10h}	F_r/kN	F_a/kN	P_r/kN	L_{10h}
1	A	32228	1.38	324	117	0.36	324	1.8×10^5	264	87	264	3.6×10^5
	B	30224	1.38	150	117	0.78	221	8.2×10^4	92	87	157	2.6×10^5

(续表)

案例	轴承		简支梁计算结果					有限元仿真计算结果				
	位置	型号	Y	F_r/kN	F_a/kN	F_a/F_r	P_r/kN	L_{10h}	F_r/kN	F_a/kN	P_r/kN	L_{10h}
2	A	32240	1.48	480	162	0.34	480	1.0×10^6	376	118	376	2.3×10^6
	B	32036	1.42	256	162	0.63	332	2.4×10^5	153	118	229	8.3×10^5
3	A	32230	1.38	321	116	0.36	321	8.0×10^5	272	89	272	1.4×10^6
	B	30226	1.38	144	116	0.81	218	2.9×10^5	95	89	161	8.0×10^5

从表 2 可以看出:有限元仿真的结果均满足体系中规定的 S_0 至少为 1.1 的要求,但简支梁计算结果中的案例 1 和 2 不满足;

从表 3 可以看出:简支梁计算结果中有一个型号轴承寿命不满足规定的至少 $1.3 \times 10^5 \text{h}$ 的要求,有限元仿真结果均满足要求。

从上述对比中可以看出,在轴承的可靠性和寿命指标上,有限元方法的计算结果均远优于简支梁的计算结果。产生这种情况的主要原因是轴承的径向力和轴向力计算结果差别较大。因为简支梁的刚性轴假设使轴承支撑点获得了更大的载荷,而有限元的柔性轴使轴承支撑点的载荷更小;且轴承寿命对载荷十分敏感,如表 3 中 32036 轴承寿命相差超 3 倍。

从以上对比可以得到的结论是:简支梁算法不适用于风电驱动器轴承的校核计算,工程上应使用有限

元方法作为校核方法。

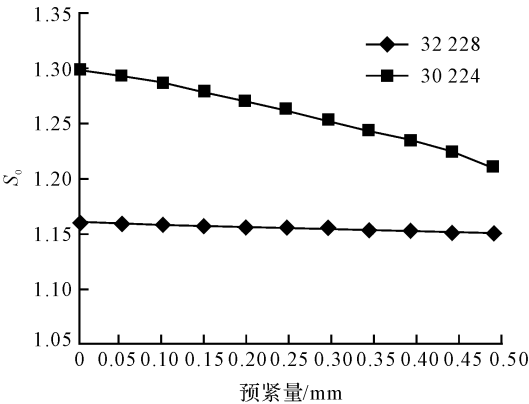
5 预紧量对轴承校核的影响

合适的预紧可以增加轴承寿命^[23-25],因此,在圆锥滚子轴承两点支撑轴中,一般要对轴承进行预紧。在设置预紧量时,工程上可直接按量对轴承进行压紧。设置预紧力时,需要将其转化为预紧量,再按量对轴承压紧。而在仿真中,可直接设置预紧量,对实际的工程应用进行指导。

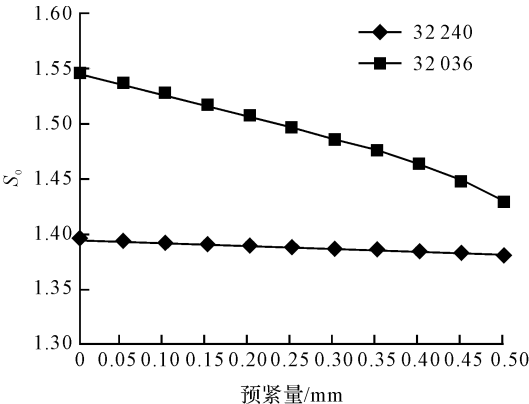
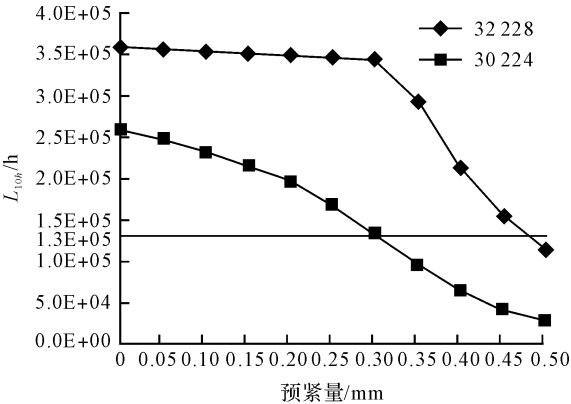
基于以上有限元仿真模型,笔者在电机侧轴承(图 3 中的轴承 B)内圈上施加预紧量 0~0.5 mm。

5.1 安全系数 S_0 和轴承寿命 L_{10h}

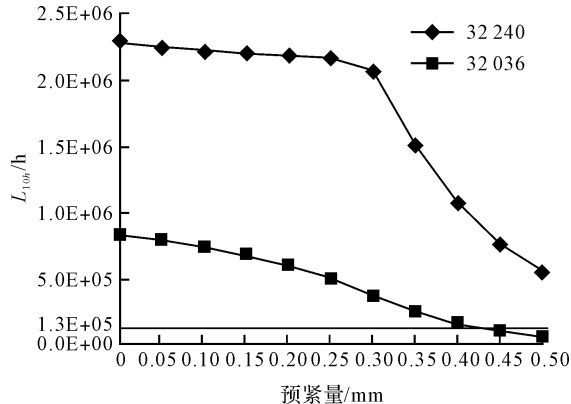
预紧量对安全系数 S_0 和轴承寿命 L_{10h} 的影响如图 5 所示。

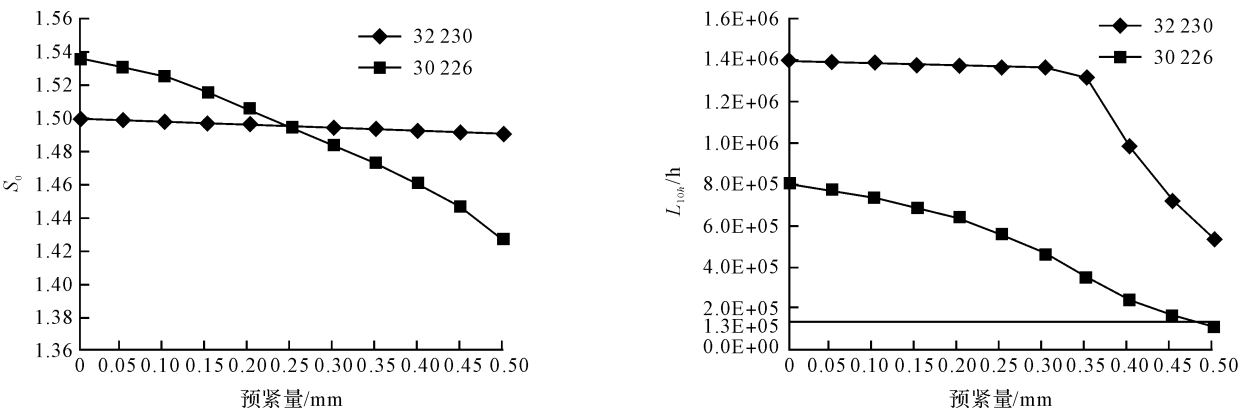


(a) 案例 1



(b) 案例 2





(c) 案例 3

图 5 预紧量对安全系数 S_0 和轴承寿命 L_{10h} 的影响

从图 5 中可以看到,3 个工程案例的预紧量曲线的趋势十分相似;随着预紧量的增大,极限扭矩下的轴承安全系数递减,额定扭矩下的轴承寿命递减。从这两方面考虑,预紧量越小越好。

(1)安全系数方面。电机侧轴承的受预紧量的影响较大,曲线递减趋势更陡峭。但 3 个案例中安全系数均在 1.1 以上;

(2)轴承寿命方面。电机侧轴承平滑递减,但齿轮侧轴承在 0~0.35 范围变化不大,超过 0.35 时寿命断崖式下跌。3 个案例中轴承寿命达到规范要求寿命的点不同,其中,案例 1 为 0.3 mm,案例 2 和案例 3 为 0.45 附近。

5.2 齿轮轴最大变形量

预紧量对轴变形的影响如图 6 所示。

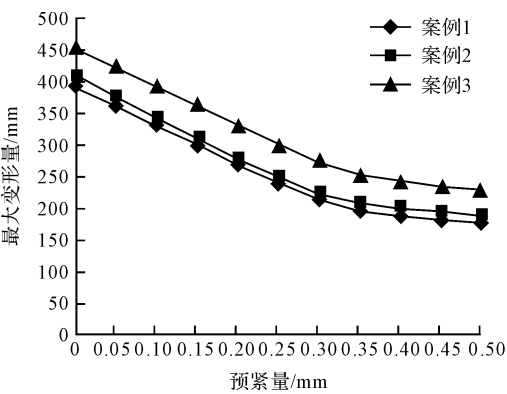


图 6 预紧量对轴变形的影响

从图 6 中可以看出:在 3 个案例中,预紧量对轴变形的变化趋势相同,且变形量的值也相差不多;随着预紧量的增大,轴的最大变形量减小。

所以从轴的刚度出发,预紧越大越好;在 3 个案例中,在 0~0.35 范围,变形量的下降趋势陡峭,在 0.35~0.5 范围相较缓和。

综合以上分析可知:当预紧量超过 0.35 mm 时,3 个案例中的某个轴承寿命会呈现断崖式下跌,因此,建议预紧量在 0~0.35 范围内选取,预紧量越小轴承寿命越长,但轴的刚度越差。

因此,在实际的工程应用上,应结合具体工况具体分析。

6 结束语

本研究建立了风电驱动器齿轮轴轴承校核的简支梁和有限元两种算法,使用 3 个工程案例进行了对比分析;最后对轴承校核中因预紧量而产生的影响进行了分析。

研究表明:

(1)针对轴承安全系数值和寿命值,有限元算法的结果普遍高于简支梁算法,且 3 个工程案例中,用简支梁算法不同程度地不满足强制性要求的规定,而用有限元算法则全部满足。由此可见,简化的简支梁算法不适用于驱动器齿轮轴轴承的校核,有限元方法的适用性更好;

(2)随着预紧量的增大,轴承安全系数递减,但均在 1.1 以上;电机侧轴承寿命平滑递减,齿轮侧轴承在 0~0.35 范围变化不大,超过 0.35 时,其寿命呈断崖式下跌;

(3)随着预紧量的增大,齿轮轴最大变形量减小;因此,综合考虑安全系数值、轴承寿命值和齿轮轴变形量,建议轴承的预紧量在 0~0.35 范围内选取。

虽然上述研究结果验证了有限元算法在轴承校核中的适用性更好,但是在未来的研究中,仍需要以下问题作进一步的研究:(1)理论计算和实际工程结果吻合度;(2)预紧量的影响是否存在普遍规律;(3)是否存在普遍适用的最优预紧量值。

参考文献 (References):

- [1] 王月普. 风力发电现状与发展趋势分析[J]. 电力设备管理, 2020(11): 21-22.
- [2] 张铁龙. 新能源风力发电技术研究[J]. 技术与市场, 2020, 27(11): 116, 118.
- [3] ACKERMANN T. Wind power in power systems[J]. **IEEE Power Engineering Review**, 2013, 22(12): 23-27.
- [4] DENG X, ZHANG P, JIN K, et al. Probabilistic load flow method considering large-scale wind power integration[J]. **Journal of Modern Power Systems and Clean Energy**, 2019(7): 813-825.
- [5] DÍAZ-GONZÁLEZ F, SUMPER A, GOMIS-BE LIMUNT O, et al. A review of energy storage technologies for wind power applications[J]. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2012, 16(4): 2154-2171.
- [6] 王超. 风力发电机驱动器用轴承选型及计算[J]. 内蒙古科技与经济, 2017(20): 91-92.
- [7] 李晓燕. 兆瓦级风力机偏航控制系统设计研究[D]. 上海: 上海交通大学电子信息与电气工程学院, 2006.
- [8] 陈龙, 杜宏斌, 吴建柯, 等. 风力发电机用轴承简述[J]. 轴承, 2008(1): 45-50.
- [9] GERMANISCHER LLOYD, HAMBURG. 风力发电机组认证指南 2010 版[S].
- [10] 濮良贵, 陈国定, 等. 机械设计[M]. 8 版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [11] 杜静, 魏静, 秦朝辉. RomaxDesigner 入门详解与实例[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.
- [12] 熊禾根. 机械传动系统 Romax Designer 建模、分析及应用[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2015.
- [13] LI R H, YANG J. The gear tooth profile form of the mining truck wheel edges reducer based on RomaxDesigner[J]. **Applied Mechanics & Materials**, 2014, 602-605: 229-233.
- [14] KIM D Y, LEE I B, LIANG L J, et al. A study on components load of 5 MW wind turbine pitch drive[J]. **Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers**, 2014, 13(1): 115-120.
- [15] JUNG J W, KIM K P, JI H C, et al. Design improvement of the driving bevel gear in transmissions of a tracked vehicle[J]. **Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers**, 2015, 14(2): 1-6.
- [16] 李瑞亮, 慕松, 王春秀, 等. 基于 Romax 的风电齿轮箱齿轮修形仿真分析[J]. 机械传动, 2015, 39(4): 106-109.
- [17] 付大鹏, 褚加瑞. 基于 Romax 的风电机组主轴轴承接触应力分析[J]. 东北电力大学学报, 2018, 38(6): 62-67.
- [18] 滕文博. 基于 Romax Designer 的薄壁深沟球轴承仿真研究[D]. 成都: 西华大学机械与自动化学院, 2020.
- [19] 孙震震, 李玉光, 王淑芬, 等. 基于 ROMAX 的深沟球轴承的静态仿真接触分析[J]. 大连大学学报, 2019, 40(6): 21-26.
- [20] 翁世席. 某型 SUV 分动器轴承延寿技术研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学机电工程学院, 2019.
- [21] 廖鑫, 周献文, 高俊聪, 等. 汽车主减速器圆锥滚子轴承的最佳轴向预紧量[J]. 轴承, 2019(4): 9-13.
- [22] 王佳伟, 王春秀, 慕松, 等. 基于 Romax 的风机低速输入轴轴承疲劳寿命分析[J]. 轴承, 2017(12): 3-6.
- [23] 廖鑫, 周献文, 高俊聪, 等. 汽车主减速器圆锥滚子轴承的最佳轴向预紧量[J]. 轴承, 2019(4): 9-13.
- [24] 贾宪林, 周双龙, 高清海, 等. 汽车主减速器圆锥滚子轴承预紧参数的确定[J]. 轴承, 2006(7): 11-12.
- [25] 王雪清. 轴承使用时的预紧情况分析[J]. 轴承, 2001(2): 15-18, 44.

[编辑: 李辉]

本文引用格式:

徐雁波, 郭媛媛, 贾松阳. 风电偏驱驱动器设计中的齿轮轴轴承校核问题研究[J]. 机电工程, 2021, 38(9): 1160-1166.

XU Yan-bo, GUO Yuan-yuan, JIA Song-yang. Checking of gear shaft bearing in design of wind power deflection driver[J]. **Journal of Mechanical & Electrical Engineering**, 2021, 38(9): 1160-1166.《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>