

用轴向磁拉力延长立式电机推力轴承寿命的研究

张劲松¹, 张达立²

(1. 新乡职业技术学院 河南 新乡 453006; 2. 郑州新力电力有限公司 郑州 450055)

【摘要】为解决立式电机轴向负荷长期超载导致轴承严重磨损导致寿命缩短的问题,提出了一种利用异步电机转子被磁化后产生的轴向电磁拉力来抵消轴向载荷的方法,从而达到保护电机轴承、延长电机使用寿命的目的。以200 MW火电机组中凝聚水泵的立式电机为例,分析计算了其在轴向电磁力辅助承担部分轴向负载,推力轴承的寿命变化情况;并进行了实验研究。理论分析和实验结果表明,该方法可以有效地降低轴承磨损,延长其使用寿命。

关键词 轴向磁拉力; 轴承; 寿命; 立式电机

中图分类号 TM343

文献标识码 A

doi:10.3969/j.issn.1001-0548.2012.04.031

Investigation on Improving Life of Vertical Motor Thrust Bearing by Axial Magnetic Force

ZHANG Jin-song¹ and ZHANG Da-li²

(1. Xinxiang Vocational and Technical College Xinxian Henan 453006; 2. Zhengzhou Xinli Electric Power Co., LTD Zhenzhou 450055)

Abstract To solve the heavy wear and poor life of thrust bearing in vertical motor because of its axial load long-term overload, the paper proposes a method that the axial load is offset by axial electromagnetic tension generated after the asynchronous motor rotor magnetized. Taking the vertical motor of condensed water pump in a 200 MW thermal power unit as example, the life of thrust bearing is calculated in the case of a part of axial loads on the axial magnetic force auxiliary. Experiment result shows that the method can lower the wear of thrust bearing and improve its life.

Key words axial magnetic force; bearing; life; vertical motor

立式电机是输出轴的轴心线垂直于底盘或者变速机构的一种电机,在工业应用中使用比较广泛,如应用在立式水泵、立式车床等。立式电机的使用方法决定了其轴承上必然会承受由转子自重产生的轴向压力。在一些使用环境中,电机轴承还会承受负载机械的重力和工作过程中的动载荷。然而,一般立式电机设计时所用的角接触轴承,只是按照承受自身转子重量设计^[1]。如果电机所拖动的负载也需要电机的角接触轴承来承担,角接触轴承承担的实际载荷就会超过其额定载荷^[2],使其寿命大大缩短,导致非计划临时检修工作量。可以通过更换更大型号轴承来解决该问题。但是更换大型号轴承需要改变轴承室及相对应的轴系结构,这对于已经设计好的电机来说比较困难。另一个方法是通过在负载侧额外增加承担轴向力的支撑结构来实现。该方法在实际操作中也较难实现,原因是它不但要增加结构,还要更换电机原有的联轴器,才能达到电机和负载间只传递扭矩不传递轴向力的效果。

本文提出一种用电机轴向电磁拉力来平衡部分

转子自重,从而减少电机角接触轴承的轴向负荷达到保护轴承,延长其使用寿命的方法。其基本原理是利用异步电机转子被磁化后产生的电磁吸力,以此抵消立式电机的部分或全部轴向压力。文献[3]归纳了异步电机中轴向电磁力产生的原因,并从磁导变化出发研究了轴向电磁力的数值。文献[4]研究了定子与转子间通风槽内的电磁场,并用保角变换方法得到了电磁场的解析表达式;在此基础上对定子与转子存在相对位移时转子受到的轴向电磁力进行了研究。国内有学者基于上述研究成果进行了综合分析和推广应用,取得了一定的成功。文献[5]对水轮发电机转子轴向位移与轴向电磁力之间的关系进行了研究,建立了相关数学模型,并得出了关系曲线。类似的方法在某些工业设备如单轨吊等锥型转子电机上已得到应用,因此,无论从理论还是实践上都说明该方案是可行性的^[6]。基于以上原因,本文以200 MW火电机组中凝聚水泵的立式电机为例,分析计算了其在轴向电磁力辅助承担部分轴向负载后推力轴承的寿命变化情况,进行了实验研究,并

对实验结果和理论计算进行了分析。实验采用的电机型号为YLS335-4, 功率250 kW, 上端轴承型号为7324BCBM。

1 立式电机角接触轴承的寿命

1.1 轴承寿命计算

轴承寿命是指一套轴承, 其中一个套圈(或垫圈)或滚动体的材料出现第一个疲劳扩展迹象之前, 一个套圈(或垫圈)相对另一个套圈(或垫圈)的转数。一批同型号的滚动轴承在相同条件下运行, 当有10%的轴承发生疲劳点蚀时, 轴承所经历的转数 L_{10} 或工作的小时数 L_{10h} , 即滚动轴承的基本额定寿命为:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\epsilon \quad (1)$$

式中, L_{10h} 为轴承的基本额定寿命; C 为轴承的基本额定动载荷(由轴承的材料和结构决定); P 为轴承的当量动载荷(由轴承结构和载荷特性决定); ϵ 为寿命指数, 球轴承为3, 滚子轴承为10/3。

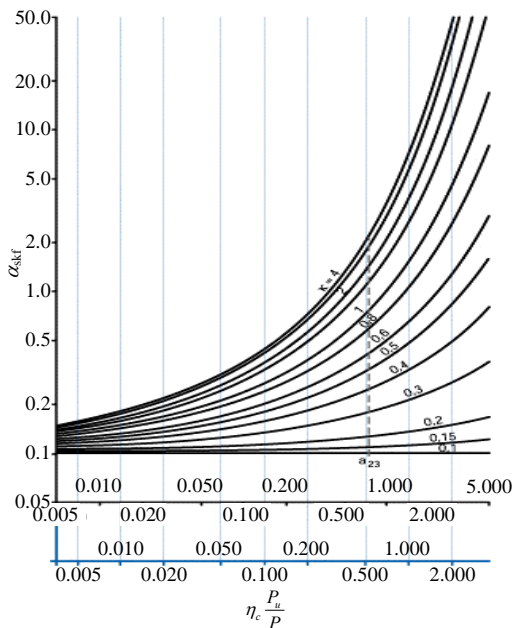


图1 推力球轴承额定寿命修正系数

然而, 20世纪60~70年代滚动轴承的应用实践证实, 试验所确定的轴承实际寿命与计算寿命出入很大。因此, 对兰德贝格-帕尔姆格林理论进行了补充, 新的修正理论引入了系数 α_{skf} , 该系数综合考虑了材料、工作条件的修正系数, 此外还考虑到润滑剂中的杂质因素和轴承的疲劳载荷极限 P_u , 其计算式^[7]为:

$$L_{n\alpha\alpha} = \alpha_1 \alpha_{skf} \eta_c L_{10} \quad (2)$$

式中, 系数 α_{skf} 的复杂关系可由图1解决。图1给出了在不同粘度比 k 下修正系数 α_{skf} 数值随杂质修正系数

η_c 和疲劳载荷极限 P_u 的变化关系, 图中第二排横坐标适用于SKF探索者轴承, 粘度比 k 等于正常工作温度下润滑剂实际动力粘度 ν 与工作所需粘度 ν_1 的比值。工作所需粘度 ν_1 取决于轴承的几何尺寸和转速, 其数值可以从图2的有关曲线上查出。

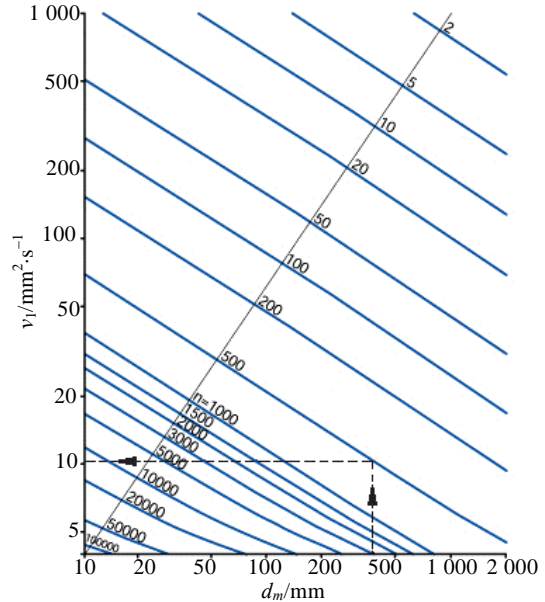


图2 工作温度下的估计最低运动粘度

1.2 电机空载运行时角接触轴承寿命计算

电机的转子自重由上端7324BCBM轴承承担, 转子重量为580 kg, SKF的7324BCBM疲劳负荷限值 $P_u=7.65$ kN, 轴承润滑剂的清洁条件查得 $\eta_c=0.5$ ^[2]。在1 500 r/min转速下正常工作温度润滑剂粘度取57 mm²/s, 可靠度为90%。

由文献[2]可知, 7324BCBM轴承的径向基本额定动负荷 $C_r=225\ 000$ N, 接触角为40°的角接触轴承在近似纯轴向当量动载荷 $P=0.35F_r+0.93F_a$ 。

已知 $F_r=0$, $F_a=580 \times g=580 \times 9.8=5\ 684$ (N), 则 $P_r=0.93F_a=5\ 286$ (N)。

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\epsilon =$$

$$\frac{10^6}{60 \times 1\ 500} \left(\frac{225\ 000}{5\ 286} \right)^3 = 656\ 030 \text{ (h)} \quad (3)$$

$$\frac{P_u}{P} = \frac{7\ 650}{5\ 684} = 1.3 \quad (4)$$

由润滑情况可知取 $K=4$, 可得 $\alpha_{skf}=5$ ^[2], 修正以后的轴承寿命为 $L_{n\alpha\alpha}=\alpha_1 \alpha_{skf} \eta_c L_{10}=1 \times 0.5 \times 5 \times 656\ 030=1\ 640\ 075$ (h)。

1.3 电机带负荷运行时角接触轴承寿命计算

水泵的转子重量为200 kg, 水泵运行时将产生70 kg左右的向下应力。假定由于联轴器误差将在轴

承中产生的径向应力 $F_r=100\text{ kg}$, $F_a=580+200+70=850\text{ (kg)}$, 则 $P_r=0.35F_r+0.93F_a=100\times0.35+0.93\times850=825.5\text{ (kg)}=8\ 089.9\text{ (N)}$ 。

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{\epsilon} = \tag{5}$$

$$\frac{10^6}{60 \times 1\ 500} \left(\frac{225\ 000}{8\ 089.9} \right)^3 = 238\ 804\text{ (h)}$$

$$\frac{P_u}{P} = \frac{7\ 650}{8\ 089.9} = 0.95 \tag{6}$$

由润滑情况可知取 $K=4$, 可得 $\alpha_{skf}=3.5^{[2]}$, 修正以后的轴承寿命为 $L_{na\alpha}=\alpha_1\alpha_{skf}\eta_c L_{10}=1\times0.5\times3.5\times238\ 804=417\ 906.5\text{ (h)}$ 。

由以上数据可知, 轴承寿命只有空载运行的1/4, 说明轴向额外增加的负荷对轴承寿命的影响巨大。

实际运用中轴承寿命远远到达不了该理论计算值, 如电机的轴承按照设计材料疲劳失效寿命在30年左右, 但基本没有轴承可以用到30年的, 因为负荷的冲击波动、轴承的温度、润滑脂的变质、金属剥离物的磨损等因素, 都大大降低了轴承的实际使用寿命。本文只是对理想状态下轴承材料疲劳失效进行了分析。

2 电机的轴向磁拉力

2.1 电机轴向磁拉力的原理

异步电动机在通电以后形成旋转磁场, 转子中产生感应电流, 转子磁化后, 由于磁力线的通行路径优先选择磁阻最小的路径, 而通过气隙的距离越短, 产生的磁阻越小, 如果电机定、转子铁芯完全对齐, 则这部分电磁吸力只作用在转子的径向, 并且互相平衡, 当定、转子未完全对齐, 这时定转子之间的气隙相当于被延长; 当磁力线试图以最短的距离通过气隙时, 就产生了轴向磁力分量, 即轴向磁拉力。定转子均是由一段一段铁芯组合而成, 总磁拉力相当于多段铁芯产生磁拉力的和。

如果将电机转子人为地向下位移, 与定子铁心形成一个向下的位移差, 由于电磁场作用下, 具有让定转子对齐的趋势, 这样产生的向上的轴向电磁力就可以抵消一部分向下应力, 可以相对减少轴承的轴向当量动载荷, 以提高轴承的运行寿命。

2.2 电机轴向磁拉力的计算

下面从理论计算上述轴向力的大小以及对轴向应力产生的影响。如果电机能产生的轴向磁拉力和轴承额定载荷在数量级, 应能起到实际的作用。

在实际的工程计算中, 采用气隙的磁化电流值

和铁芯的有效长度来计算轴向磁拉力, 同时考虑磁路的饱和效应和气隙的边际效应, 对其进行一定的修正。实际计算公式如下^[8]:

$$F = 8.088 \left(\frac{m}{f} \right) \left(\frac{I_{m0} E_0}{L_0} \right) \left(\frac{L_0}{L} \right)^2 \frac{\partial L}{\partial h} \tag{7}$$

式中, F 为轴向磁拉力; m 为相数; f 为频率; $\frac{\partial L}{\partial h}$ 为有效的铁芯长度对轴向位移的变化率, 如图3所示; L_0 为实际铁芯长; L 为有效铁芯长, $L=L_0+g\sum\left[\left(\frac{\Delta L}{g}\right)_{\text{端部}}+\left(\frac{\Delta L}{g}\right)_{\text{风道}}\right]$; h 为转子轴向位移; g 为

气隙长度; $\frac{\partial L}{g}$ 为每单位气隙长铁芯有效长的变化,

如图4所示。

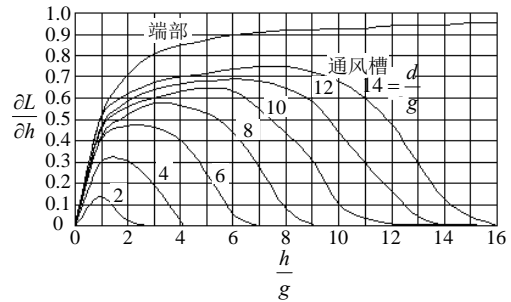


图3 有效铁心长度对轴向位移的变化率

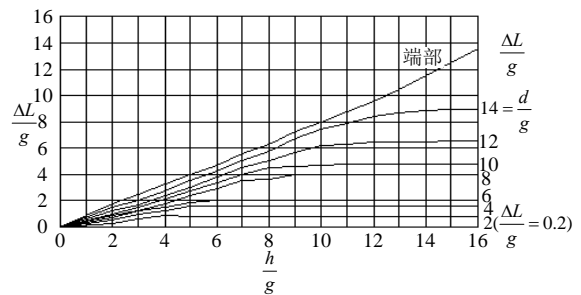


图4 每单位气隙长铁心有效长的变化

本文研究的电机型号为YLS335-4, 功率为250 kW, 电压为6 kV, 4极, $L_0=560\text{ mm}$, $g=1.3\text{ mm}$, 风道宽度 $d=6\text{ mm}$, 风道数量为8, 磁化电流为10.2 A, 对于轴向位移 $h=1\text{ mm}$ 。由以上条件可得 $h/g=3/1.3=2.3$, $d/g=6/1.3=4.6$ 。

由图3可得 $\left(\frac{\partial L}{\partial h}\right)_{\text{端部}}=0.42$, $\left(\frac{\partial L}{\partial h}\right)_{\text{通风}}=0.3$; 由图4

可得 $\left(\frac{\Delta L}{g}\right)_{\text{端部}}=0.6$, $\left(\frac{\Delta L}{g}\right)_{\text{通风}}=0.4$, 则 $L=L_0+g\times$

$$\sum\left[\left(\frac{\Delta L}{g}\right)_{\text{端部}}+\left(\frac{\Delta L}{g}\right)_{\text{风道}}\right]=560+1.3\times(0.6+0.4\times8)=565\text{ (mm)}。$$

由式(7)可得:

$$F=8.088 \times \frac{3}{50} \times \frac{10.2 \times 3\,464}{560} \times \left(\frac{560}{565}\right)^2 \times (0.73+0.37 \times 8)=84.84 \text{ (kg)}$$

将 h 值分别取2、3、4、5、6，计算所得如表1所示。

表1 轴向位移与轴线磁拉力

轴向位移/mm	$\left(\frac{\partial L}{\partial h}\right)_{\text{端部}}$	$\left(\frac{\partial L}{\partial h}\right)_{\text{通风}}$	$\left(\frac{\partial L}{g}\right)_{\text{端部}}$	$\left(\frac{\partial L}{g}\right)_{\text{通风}}$	L /mm	F /kg
1	0.42	0.30	0.6	0.4	564.94	84.840 44
2	0.60	0.32	0.75	0.45	565.655	94.829 25
3	0.73	0.37	1.1	0.5	566.63	110.353 4
4	0.80	0.32	1.5	0.7	569.23	99.568 55
5	0.84	0.15	2.0	1.7	580.28	58.171 93
6	0.86	0.05	2.5	2.0	584.05	35.467 37

2.3 在电磁轴向力辅助下电机角接触轴承的寿命计算

轴向位移与轴向磁拉力关系如图5所示。轴向磁拉力的峰值为110 kg，将其带入到负载情况下的电动机运行状态，进行计算可得 $F_r=100$ ， $F_a=580+200+70-110=740$ (kg)， $P_r=0.35F_r+0.93F_a=100 \times 0.35+0.93 \times 740=723.2$ (kg)=7 087(N)。

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^{16} = \frac{10^6}{60 \times 1\,500} \left(\frac{225\,000}{7\,087}\right)^3 = 355\,528.4(\text{h})$$

$$\frac{P_u}{P} = \frac{7\,650}{7\,087} = 10.8$$

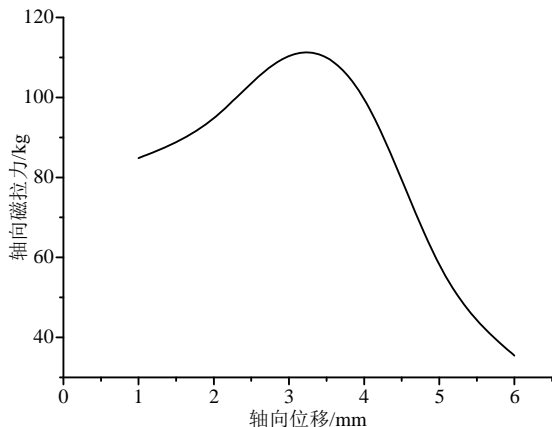


图5 轴向位移与轴向磁拉力关系图

由润滑情况取 $K=4$ ，可得 $\alpha_{skf}=4$ ^[2]。修正后的轴承寿命为 $L_{na\alpha}=\alpha_1 \eta_c \alpha_{skf} L_{10}=1 \times 0.5 \times 4 \times 355\,528=711\,056$ (h)，比原先的417 906.5 h提高了70%的使用寿命。

3 实践验证

本文依据理论计算结果，选用一台凝结水泵电机进行了实验，使电机转子相对于静子下移了3 mm，改造后投入运行，上轴承使用寿命增加到18个月，使用寿命提高了3倍多。采用相同方法推广到其他3台水泵电机上，上轴承使用寿命都比以前有较大的

提高，使用寿命最短的一个超过了13个月，其余的已更换19个月，还在继续正常运行。但是实际的使用寿命值仍远小于理论计算值，经分析理论计算得出的出现点蚀的材料疲劳寿命相差70%，但随着点蚀增加到一定程度后，润滑脂和跑道都出现异常，后面的磨损速度会大大加快，很快达到不能运行的程度。

4 结束语

在电机拖动的实例中，合理利用电机的电磁拉力可以有效地平衡一些应力问题。轴向电磁力和单边磁力，本身是电动机必然会产生两种磁拉力，如能合理利用可较大幅度地提高设备运行的寿命和可靠性。因此，参考本文的方法进行类似的研究和应用，对提高电机的使用寿命、减少停车维修，从而促进工业生产的进步具有积极的意义。

参考文献

- [1] 黄国治, 傅丰礼. Y2系列三相异步电动机技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
HUANG Guo-zhi, FU Feng-li. Y2 series three-phase asynchronous motor technical manual[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2004.
- [2] 机械设计手册编委会. 滚动轴承[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
The Mechanical Design Manual Editorial Committee. Rolling bearing[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2007.
- [3] BRADFORD C E, RHUDY R G. Axial magnetic forces on induction machine rotors[J]. Trans Amer Inst Elec Eng, 1953, 72(III): 488-494.
- [4] BINNS K J. The magnetic field and centering force of displaced ventilating ducts in machine cores[J]. Proc Instn Elect Engrs, 1961, 64(108C): 64-70.
- [5] 邱家俊, 段文会. 水轮发电机转子轴向位移与轴向电磁力[J]. 机械强度, 2003, 25(3): 285-289.
QIU Jia-jun, DUAN Wen-hui. Axial displacement and axial electromagnetic force of rotor system in hydroturbine generator[J]. Mechanical Strength, 2003, 25(3): 285-289.
- [6] 路素青, 范彩霞, 吴群雄, 等. 电机轴向磁拉力在平衡水泵轴向力中的应用[J]. 煤炭技术, 2011, 30(8): 56-57.
LU Su-qing, FAN Chai-xia, WU Qun-xiong, et al. Application of motor axial magnetic pull force in balancing pump axial force[J]. Coal Technology, 2011, 30(8): 56-57.
- [7] 杨洁. 新的滚动轴承寿命理论计算方法[J]. 西部探矿工程, 2004, 102(11): 147-148.
YANG Jie. The new theory method in rolling bearing life[J]. West-China Exploration Engineering, 2004, 102(11): 147-148.
- [8] 崔剑韩, 韩继红, 金永利. 浅谈异步电动机轴向磁拉力的计算与测量[J]. 防爆电机, 1999, 98(1): 12-14.
CUI Jian-han, HAN Ji-hong, JIN Yong-li. Talkings about the computation and measurement of axial magnetic pull for induction motor[J]. Explosion-proof Electric Machine, 1999, 98(1): 12-14.

编辑 黄 莘