

悬臂型永磁同步耦合器设计理念分析

牟旭东

(江苏磁谷科技股份有限公司,江苏 镇江 212009)

摘要:介绍一种悬臂型永磁同步耦合器,针对该设备的结构,对其设计理念进行分析。将其分别与梅花形弹性联轴器、弹性套柱销联轴器、弹性柱销联轴器组合使用并分析,证明该设备强大的适用性。

关键词:悬臂型永磁同步耦合器;设计理念;联轴器;适用性

中图分类号:TH122 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2021)06-0081-03

Analysis on Design Concept of Cantilever Permanent Magnet Synchronous Coupler

MOU Xudong

(Jiangsu Magnetic Valley Technology Co., Ltd., Zhenjiang 212009, China)

Abstract: A cantilever type permanent magnet synchronous coupler is introduced, and its design concept is analyzed according to the structure of the equipment. Combined respectively with plum-type elastic coupling, elastic bushing column pin coupling and elastic column pin coupling, the designed coupler is applied and studied to prove its powerful applicability.

Keywords: cantilever type permanent magnet synchronous coupler; design concept; coupling; applicability.

0 引言

悬臂型永磁同步耦合器是一种改进型产品,其亮点在于主动永磁转子与从动永磁转子之间通过一对轴承连接,使两者成为一个整体,永磁体完全被包裹在内部,形成了一个具有封闭环境的防爆结构。主动永磁转子与从动永磁转子之间依然为柔性(磁力)连接,轴承仅作为连接与承载元件,不传递力矩且无轴向力。由于该结构的整体性,设备约85%的质量都集中在本体中,本体安装在主动轴上(电机轴),既减轻了负载轴(减速机轴)上的负担,又提高了整个传动链的稳定性。该结构还具备安装方便、结构紧凑、过载自动打滑保护等优点。悬臂型永磁同步耦合器为实用新型专利设备^[1]。

1 悬臂型永磁同步耦合器结构分析

悬臂型永磁同步耦合器由轴承、轴承端盖、从动端连接接口、从动永磁转子、从动永磁转子磁钢、主动永磁转子磁钢、主动永磁转子共7部分组成,如图1所示。一对轴承1对称安装在主动永磁转子7左右两端,同时承载从动永磁转子4;一对轴承端盖2将一对轴承1外露部分盖住,可有效隔离灰尘;从动永磁转子磁钢5安装在从动永磁转子4上,主动永磁转子磁钢6安装在主动永磁转子7上,从动永磁转子磁钢5与主动永磁转子磁钢6之间设置有气隙,从动永磁转子4通过从动端连接接口3与负载端连接;主动永磁转子7直接套装在主动端上,从而实现主动端与负载端之间的柔性(磁力)连接。

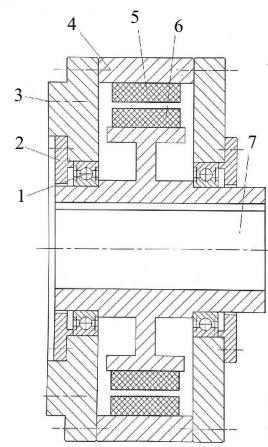


图1 悬臂型永磁同步耦合器结构示意图

该结构在设计过程中有几个主要设计要点:永磁转子磁钢优化尺寸以及转矩的确定;主动永磁转子的最大孔径的确定;轴承型号的确定;各个连接处螺栓直径以及数量的确定。其中,永磁转子磁钢的确定可由 Ansys 仿真计算,且计算步骤已有相关论文表述,故下文仅针对后面几个设计要点举例说明。

假设永磁转子磁钢的转矩为 1 600 Nm,即悬臂型永磁同步耦合器的计算转矩 $T_n = 1\ 600\ \text{Nm}$ 。由联轴器的选择计算公式可得^[2]

$$T_c = KT = K \times 9\ 550 \frac{P}{n} \leq T_n$$

其中: T_e 为实际最大转矩, Nm; T 为电机公称转矩, Nm; K 为电机载荷系数, $K=2.2$; P 为电机功率, kW; n 为电机转速, $r \cdot \min^{-1}$ 。

通过该公式可以反向推算出 1 600 Nm 转矩对应的 4 极电机功率:

$$P = \frac{T_n \cdot n}{K \times 9\,550} = \frac{1\,600 \times 1\,480}{2 \times 9\,550} \approx 124 \text{ (kW)}。$$

该功率数值为最大计算功率,需向下取值,最接近的一档功率为 110 kW,查出电机的型号为 Y315S-4P,该电机的输出轴尺寸为 $\phi 80 \times 170$ mm,键槽宽 20 mm。

由此可得出图 1 中主动永磁转子 7 在计算转矩 1 600 Nm 内,其最大的设计孔径为 $\phi 80$ mm。

依据最大孔径,推算出轴承的最小内径为 $\phi 100$ mm。以尺寸大小、额定载荷、实际工作中可能出现的冲击与振动等条件为基准,查询机械设计手册,确定轴承型号为 61920-2Z。

表 1 61920-2Z 的基本尺寸与数据

基本尺寸/mm			基本额定载荷/kN		极限转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)		质量/kg
内径 d	外径 D	宽度 B	C_r	C_{0r}	脂	油	
100	140	20	42.7	41.9	4 000	5 000	≈0.77

确定好轴承型号后,需要对轴承的使用寿命进行校核,滚动轴承基本额定寿命公式如下:

$$L_{10} = 80\% \cdot \left(\frac{f_1 \cdot C_r}{P} \right)^\varepsilon \cdot 10^6。$$

其中: L_{10} 为基本额定寿命, r ; P 为当量动载荷, N; C_r 为额定动载荷, N, 见表 1; ε 为寿命指数, 滚动轴承为 $\frac{10}{3}$; f_1 为温度系数 0.85 (175 ℃); 80% 为实际可靠度。

由于该结构在实际运行中没有轴向力,故当量动载荷即为悬臂型永磁同步耦合器的计算转矩, $P = T_n = 1\,600$ Nm, 则

$$L_{10} = 80\% \cdot \left(\frac{0.85 \times 42.7 \times 10^3}{1\,600} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 \approx 26\,435 \times 10^6。$$

若设备 24 h 不停机,则理论使用年限为

$$L_{\text{year}} = \frac{L_{10}}{n \times 60 \times 24 \times 365} = \frac{26\,435 \times 10^6}{1\,480 \times 525\,600} \approx 33.98 \text{ (年)},$$

证明该轴承满足使用要求。

轴承在使用过程中,润滑是必须考虑的因素。滚动轴承通常采用润滑脂润滑,其目的是避免元件表面金属直接接触,降低摩擦和减轻磨损,同时也有吸振、冷却、密封等作用,提高性能、延长使用寿命^[3]。

依据轴承温度 175 ℃,建议选用表 2 中锂基润滑脂 ZL-2。轴承的实际工作温度应低于润滑脂滴点 10~20 ℃,其填充量一般应以轴承和轴承壳体空间的 1/3~1/2 为宜。润滑脂的不足或过多,都会导致轴承工作中温升增大,磨损加快,故润滑脂的填充量要适度^[4]。

表 2 锂基润滑脂的特性和用途

牌号	锥入度/ (1/10 mm)	滴点/℃	组成	特性与用途
ZL-1	310~340	≥170	天然脂肪酸 锂皂稠化中 等黏度润滑 油加抗氧剂	良好的抗水性、 机械安定性、防 锈性和氧化安定 性。适用于-20~ 120 ℃宽温度范 围内各种机械设 备的滚动轴承和 滑动轴承及其他 摩擦部位。
ZL-2	265~295	≥175		
ZL-3	265~295	≥180		

如图 1 所示,轴类设备中零件的装配一般采用法兰连接,连接处螺栓的大小、数量、强度需要计算并校核。设计过程中,可以先拟定一组螺栓的大小与数量,而后校核其强度,根据实际需要以及成本要求,调整并优化该数据。

假设图 1 设备中有一零件,其安装螺孔的中心圆 $D=200$ mm,螺丝数量 $Z=8$ 颗,材料为 45 钢,等级为常用的 8.8 级。已知上文中,悬臂型永磁同步耦合器的计算转矩 $T_n=1\,600$ Nm,则螺栓直径的计算公式如下:

作用在螺栓中心圆 D 上的圆周力为

$$F_\Sigma = \frac{2 \cdot T_n}{D} = \frac{2 \times 1\,600}{200 \times 10^{-3}} = 16\,000 \text{ (N)}。$$

螺栓的预紧力为

$$F_s = \frac{1.2 \cdot F_\Sigma}{Z \cdot f} = \frac{1.2 \times 16\,000}{8 \times 0.2} = 12\,000 \text{ (N)},$$

其中 f 为摩擦系数,取 0.2。

螺栓直径 d 的计算公式^[5]为

$$\sigma = \frac{1.3 \cdot F_s}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} \leq [\sigma]。$$

又 $[\sigma] = (0.25 \sim 0.33) \cdot \sigma_s$, 则

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \cdot F_s}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{5.2 \times 12\,000}{3.14 \times (0.25 \sim 0.33) \times 640}} \approx$$

(9.7~11.14)。

其中 σ_s 为屈服强度,见表 3。

表 3 常用螺栓、螺钉、螺柱的屈服强度 单位:MPa

性能等级	3.6	4.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
数值	180	240	400	480	640	720	900	1 080

故选择 M12 螺钉 8 颗,等级 8.8 级。

2 与梅花形弹性联轴器配合使用

梅花形弹性联轴器具有补偿两轴相对偏移、减震、缓冲的性能,同时具有结构简单、不用润滑、承载能力较高等优点。缺点是更换弹性元件时需要轴向移动电机。适用于连接两同轴线、起动频繁、需要正反转、中速、要求工作可靠性较高的场合。

如图 2 所示,该配合使用的结构由梅花形弹性联轴器 1、悬臂型永磁同步耦合器 3 通过螺栓连接与从动端连接接口 2 组合而成。其中梅花形弹性联轴器 1 由梅花左半

联轴器、梅花右半联轴器以及中间的梅花弹性件组成。梅花弹性垫结构示意图如图3所示。

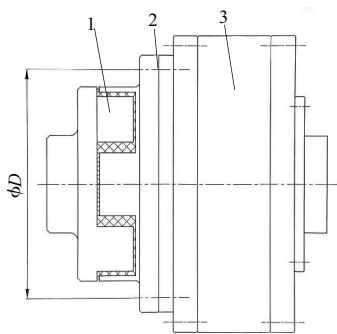


图2 与梅花形弹性联轴器配合结构示意图

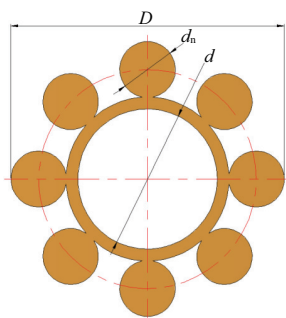


图3 梅花弹性垫结构示意图

选型时,依据悬臂型永磁同步耦合器的最大转矩,确定梅花弹性垫的型号,再根据选择的型号来设计梅花左、右半联轴器。已知悬臂型永磁同步耦合器的计算转矩 $T_n = 1\ 600\ \text{Nm}$,则梅花弹性垫的实际公称转矩 $T = 1.8 \cdot T_n = 2\ 880\ \text{Nm}$ 。因市场中材料的品质参差不齐,建议最小按1.8倍选择,再根据表4中LM型联轴器的参考公称转矩向上取值,故选择型号MT9,其公称转矩为3 150 Nm。

表4 梅花弹性垫数据参数

型号	基本尺寸/mm				LM 型联轴器转矩/Nm	
	外径 D	内径 d	小径 d_n	厚度 h	公称转矩	最大转矩
MT1	48	19	18	12	28	50
MT2	68	28	20	18	112	200
MT3	82	34	22	18	160	288
MT4	100	42	28	20	355	640
MT5	122	52	32	25	450	810
MT6	140	64	36	30	710	1 280
MT7	166	90	36	30	1 250	2 250
MT8	196	100	40	35	2 000	3 600
MT9	225	115	45	35	3 150	5 670
MT10	255	140	50	45	5 000	9 000
MT11	295	170	50	50	7 100	12 780
MT12	356	215	56	55	12 500	22 500
MT13	391	250	56	55	14 000	25 200

表4中,LM型联轴器的参考转矩,其前提条件为梅花弹性垫的硬度达到标准值 94 ± 2 (Shore A)^[6]。

3 与弹性套柱销联轴器配合使用

弹性套柱销联轴器具有一定补偿两轴相对偏移的能力,较低的减震、缓冲性能,结构简单,容易制造;不需要润滑,维修方便,径向尺寸较大。适用于安装底座刚性好、对中精度较高、冲击载荷不大、对减震要求不高的轴系传动场合,不适用于高速、低速重载场合^[7]。

如图4所示,该配合使用的结构由轴套1、弹性套柱销2、悬臂型永磁同步耦合器3组成,其中弹性套柱销2安装的位置为原从动端连接接口处。

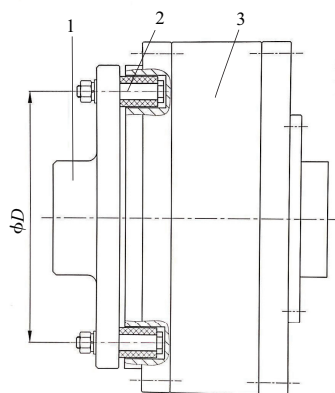


图4 与弹性套柱销联轴器配合结构示意图

弹性套柱销的规格决定该结构的使用性能。依上文数据,假设弹性套柱销安装孔的中心圆 $D = 200\ \text{mm}$,数量 $Z = 8$ 颗,悬臂型永磁同步耦合器的计算转矩 $T_n = 1\ 600\ \text{Nm}$,则弹性套柱销直径的计算公式如下^[8]:

$$d \geq \frac{8 \cdot T_n}{\pi \cdot Z \cdot D \cdot f_b} = \frac{8 \times 1\ 600}{3.14 \times 8 \times 200 \times 0.5} = 5.09\ (\text{mm})。$$

其中 f_b 为安全系数,取0.5。

则选择的弹性套柱销最小规格为直径6 mm,8颗。此时,若依照该数据设计,则总体结构会呈现外径大、弹性套柱销小的现象。解决方案为减少弹性套柱销的数量,如4颗,则其最小直径为11 mm,或者直接加大直径,达到外观比例协调即可。弹性套柱销的长度比例建议为1:1,即弹性套柱销左端紧固的总长(包括伸出部分)与右端弹性套柱销的长度一致,或略大,故只需计算轴套1弹性套柱销安装位置处壁厚强度即可。

弹性套的材料建议选用尼龙1010,该材料表面硬度大、质量轻、耐腐蚀,具有较高的抗张性、抗弯曲强度、抗冲击强度和较高的延性,是目前国内用量最大的聚酰胺工程塑料。

4 与弹性柱销联轴器配合使用

弹性柱销联轴器具有微量补偿性能,结构简单,容易

(下转第89页)

尼的峰值对应的频率都会随着幅值的增加而更早地出现。

4) 抗蛇行减振器的 Maxwell 模型串联刚度要适中,过大或过小都会使得车辆平稳性和舒适性变差。针对本文的计算参数,当刚度取值在 24~32 MN/m 范围内时,车辆的垂向、横向平稳性和舒适性指标较优。

5) 卸荷力和卸荷速度影响蛇行运动稳定性和运行品质,根据本文的计算参数,当卸荷力取值在 10~15 kN、卸荷速度取值在 0.2~0.5 m/s 范围时,构架蛇行运动的稳定性、车辆的垂向平稳性和舒适性能较优。

参考文献:

- [1] 程贤栋,徐腾养,戴焕云,等. 高速列车抗蛇行减振器动态特性研究[J]. 铁道机车与动车,2018(3):5-6,23-25.
- [2] 罗仁,石怀龙. 铁道车辆系统动力学及应用[M]. 成都:西南交通大学出版社,2018.
- [3] 徐腾养,池茂儒,朱海燕,等. 油温对抗蛇行减振器特性和动力学性能的影响[J]. 振动·测试与诊断,2017,37(6):1094-

1099,1274.

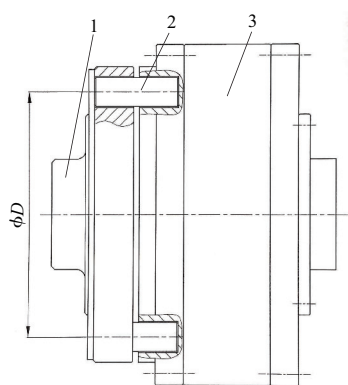
- [4] 陈龙,戴焕云,郭兆团,等. 抗蛇行减振器特性与高速列车适应性分析[J]. 机车电传动,2018(3):79-81,84.
- [5] TENG W X, SHI H L, LUO R, et al. Improved nonlinear model of a yaw damper for simulating the dynamics of a high-speed train[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2019, 233(7): 651-665.
- [6] BS EN 13802—2013 Railway applications suspension components hydraulic dampers[S].
- [7] 谭富星,石怀龙,王玮,等. 转向架橡胶件动态参数的高低温特性[J]. 交通运输工程学报,2019,19(4):104-114.
- [8] UIC 518—2005 Test and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour—safety—track fatigue—ride quality: 518:2005[S].

收稿日期:2020-11-23

(上接第 83 页)

制造,更换弹性柱销方便,适用于有少量轴向窜动、起动较频繁、有正反转的轴系传动场合,不适用于高速重载、有强烈冲击震动、工作可靠性要求较高的场合^[9]。

与弹性柱销联轴器配合结构如图 5 所示,其中弹性柱销 2 安装的位置为原从动端连接接口处,轴套 1 上需安装可拆卸的弹性柱销盖板。总体结构与弹性套柱销联轴器配合使用的结构相同。



1—轴套;2—弹性柱销;3—悬臂型永磁同步耦合器。

图 5 与弹性柱销联轴器配合
结构示意图

同样,弹性柱销的规格决定该结构的使用性能,其材料也建议选用尼龙 1010。弹性柱销直径的计算公式同上文弹性套柱销,不同的是 f_b 安全系数为 0.1。依上文数据,假设弹性套柱销安装孔的中心圆 $D=200$ mm,数量 $Z=8$ 颗,悬臂型永磁同步耦合器的计算转矩 $T_n=1\ 600$ Nm,通过计算公式可得出弹性柱销的最小规格为直径 26 mm。

5 结语

综上所述,悬臂型永磁同步耦合器结构简单、易分析、易设计、易加工,有很高的适用性,除文中的 3 种配合使用结构外,还适合其他多种结构。在设计过程中,有些情况下适当地放大取值,能更好地保护设备,同时也能增加美观性,且所提高的成本微乎其微。除文中介绍的悬臂型永磁同步耦合器外,同类型的轴类设备在设计过程中,如有相同的结构,其设计理念与计算方式均可依据文中所述。

参考文献:

- [1] 牟红刚. 一种悬臂型永磁同步耦合器: 中国, CN206250950U[P]. 2017-06-13.
- [2] 张黎骅,郑严. 新编机械设计手册[M]. 北京:人民邮电出版社,2008:641.
- [3] 丁彬. 新编机械设计知识百科[M]. 北京:中国科技文化出版社,2000.
- [4] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. GB/T 7324—2010 通用锂基润滑脂[S]. 北京:中国标准出版社,2010.
- [5] 于惠力,魏波,李佳阳. 机械设计与材料选择及分析[M]. 北京:机械工业出版社,2019:74-78.
- [6] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. GB/T 5272—2017 梅花形弹性联轴器[S]. 北京:中国标准出版社,2017.
- [7] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. GB/T 4323—2017 弹性套柱销联轴器[S]. 北京:中国标准出版社,2017.
- [8] 李正峰. 带安全销的弹性套柱销联轴器的设计与计算[J]. 轻工机械,2007,25(2):54-56.
- [9] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. GB/T 5014—2017 弹性柱销联轴器[S]. 北京:中国标准出版社,2017.

收稿日期:2020-11-11