

永磁半直驱系统中的行星齿轮传动设计探讨

刘文渊 张亚钰 王雨生 李锐
北京电力设备总厂有限公司 北京 102401

摘要：本文通过对永磁半直驱系统-行星齿轮传动部分的设计探讨，在高度尺寸受限的情况下，深入研究了齿轮，齿轮联轴器，径向滑动轴承，平面推力滑动轴承的设计，选择和总体布局问题。与原有螺伞行星减速机相比，在不降低齿轮和齿轮联轴器强度，保证滚动轴承寿命和滑动轴承性能的情况下，从整体结构到零件设计，都有较新的创造。为这类减速机的设计提供了新思路，也为今后广泛应用奠定了基础。

关键词：永磁半直驱系统；行星齿轮传动；齿轮联轴器；径向滑动轴承；推力滑动轴承；静压滑动轴承

引言：目前，火力发电厂的中速磨煤机驱动装置（异步电机+立式螺伞行星减速机，简称立式行星减速机），正迎来一种新形式的机电一体化装置，即立式变频电动机叠加行星减速机的新装置的挑战，这一新装置又称永磁半直驱系统。这种新装置因采用可调速的变频电动机，使得磨煤机转速随意可调，从而改变其出力大小，又节省了原来异步电动机所占空间，受到许多电厂的重视。但是由于这种装置在高度上一般是按原来立式行星减速机高度来设计，变频电动机所占高度尺寸较大，留给行星齿轮传动设计的高度尺寸有限，造成内部

结构设计，难度很大。使得行星齿轮传动设计、齿轮联轴器设计、行星架轴承的选择、行星齿轮轴承的选型、滑动推力轴承的设计等等，产生了极大的困难。基于此原因，我们在如何充分保证齿轮强度，轴承寿命，以及它们性能上做了大量研究工作。巧妙，且充分合理地利用了有限空间，设计了一台完全满足设计要求的行星传动部分，见图1。系统分为上下两个部分，下部是永磁变频电动机，上部是行星齿轮传动装置。系统总高与原有立式行星减速机一致，新装置变频电动机部分和减速机部分各占约1/2。

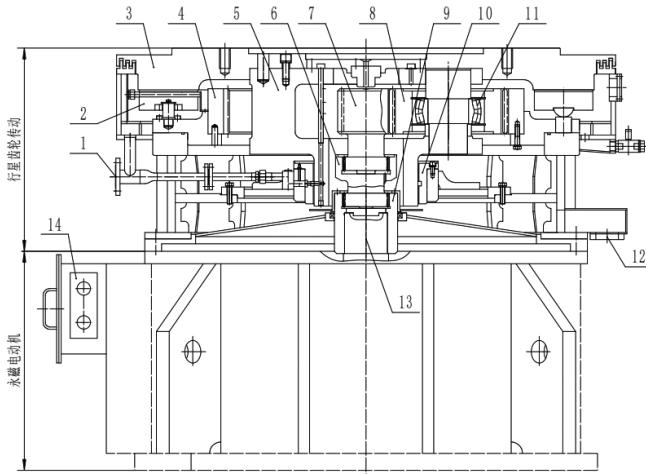


图1 1进油口，2推力瓦，3推力盘，4内齿轮，5行星架，6内外齿轴，7太阳轮，8行星轮，9单齿内齿套，10径向滑动轴承，11行星轮轴承，12回油口，13电动机轴，14接线盒

1 行星传动的设计

由于高度限制，本行星传动的设计，将滑动推力轴承放在了内齿轮外侧。为了不让减速机外径增大过多，内齿轮直径减小，齿面加宽（与原减速机比较），目的是保证齿轮强度。内齿轮通过齿轮座与箱体进行安装，并通过销子和螺栓进行连接，保证连接强度和刚度。行

星轮内仍然采用双列球面滚子轴承，使得行星轮在工作时，可以微量调整转角，适应轮齿啮合需要。由于变频电动机输出转速较高（~200rpm），行星传动的传动比减小，从而造成太阳轮偏大，行星轮偏小的情况。为了保证行星轮内轴承的寿命，我们选择了滚动体较大，较宽系列的轴承来提高轴承寿命。计算表明是满足需要的。

太阳轮位于正中间，是主动齿轮。本传动采用太阳轮浮动的均载形式。太阳轮的浮动量由下式决定

$$\Delta E = E_{ta} + E_{ti} + E_{ta} + E_{tc} + E_{tb} + E_{tx} + E_{xt}$$

E_{ta} 行星架上行星轮轴孔中心的径向误差（中心距误差）； E_{ti} 行星架上行星轮轴孔中心的切向误差； E_{ta} 太阳轮偏心误差； E_{tc} 行星轮偏心误差； E_{tb} 齿轮偏心误差； E_{tx} 行星架偏心误差， E_{xt} 箱体基准孔的同轴度误差。这个值是齿轮联轴器选型和计算的基本参数。

为了节省了上部空间，行星架安装轴承的轴颈朝下，负责行星架径向定位；行星架上端面通过螺栓和圆柱销与输出传动法兰相连，负责输出转速和扭矩。

太阳轮工作时的摆动角一般不进行计算。

2 齿轮联轴器的设计

本减速机中的齿轮联轴器有三种方式可供选择。一单齿联轴器，二双齿联轴器。双齿联轴器按浮动件的样式又可分为：双内齿套形式和内外齿轴形式的两种。他们的特点是：单齿联轴器占用高度空间相对较小，但浮动效果差；双齿联轴器占用空间较大，但浮动效果好。

本传动最终选择的是“内外齿轴”作为浮动件形式的齿轮联轴器。具体分析考虑如下：

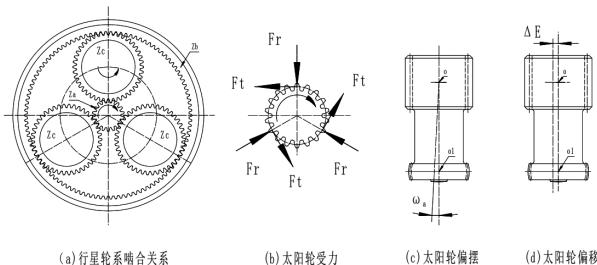


图2 太阳轮受力和浮动形式

1) 单齿联轴器

太阳轮在工作中承受来自三个行星轮的切向力和径向力的作用。这时太阳轮被三个均布 120° 的径向力挤压在动态中相对固定，见图2。但是由于行星轮同时要与内齿轮啮合，体内只安装了一个调心轴承（以便随时调整姿态与太阳轮和内齿轮更好的相啮合），所以行星轮在太阳轮和内齿轮之间也是微微摆动的浮动状态。再加上行星架轴孔的各种制造误差等，太阳轮轴线在无其他约束的情况下，即会产生径向位移，也会产生偏转。

图2 (a1) 和 (a2) 就是单齿联轴器使用中可能发生的情况。这种联轴器可以视为双联齿轮联轴器的两段齿合在一起的结果，所以联轴器齿的跨距 $L_g = 0$ 。单齿联轴器的外齿轴与太阳轮制成一体，而另一半单内齿套安装于电动机轴颈上，轴线永久固定不变。这就使得太阳轮工作时，其轴线不能自由偏转，见图2 (a1)。

图2 (a2) 是太阳轮发生径向位移的情况。当太阳轮存在径向位移 ΔE 时，太阳轮轴线在太阳轮轮齿和下端联轴器轮齿“较劲”力的作用下，就会绕联轴器中心 o_1 偏转，偏转角的大小 $\omega_a \approx \Delta E/L_a$ （弧度）。由于这种偏转角是受迫产生的，所以会在太阳轮与行星轮轮齿之间，联轴器内外齿之间同时产生干涉现象。而且直齿联轴器更为突出，鼓形齿联轴器会好一些。此外 L_a 越小，摆角就会越大，对轮齿啮合越不利。使用这种联轴器时，最好太阳轮和行星轮之间，要有一个齿轮设计成齿向修形形式的。

单齿联轴器最大的好处是可以通过减小 L_a 降低结构高度。单齿联轴器也方便加工制造，成本较低。

2) 双内齿套联轴器

图2 (b1) 和 (b2) 是浮动件为双内齿套的双联齿轮联轴器。由于内齿套存在 L_g ，所以太阳轮无论怎样浮动，都能适应。图 (b1) 是太阳轮绕 o_1 点转动的情况。当太阳轮摆动时，下端的单外齿轴绕中心 o_1 发生转动，适应太阳轮工作需要。图 (b2) 是太阳轮有径向偏移 ΔE 时，双内齿套绕 o_2 点发生转动，也适应了太阳轮的需要。再加上联轴器外齿部分全部做成鼓形齿，很好地配合太阳轮的工作需要。使用这种联轴器时，太阳轮偏转时的偏转角为 ω_a 。 ω_a 的大小是由三个行星轮同时与太阳轮的啮合决定的，很难计算。一般将 ΔE 稍微加大点即可。太阳轮径向移动时，双内齿套的偏转角 $\omega \approx \Delta E/L_g$ 。

此外，这种联轴器的特点是双内齿套两端齿的参数完全一致，有利于制造后保证两端齿的同轴度。同时由于联轴器外齿部分大于太阳轮直径，在太阳轮磨齿时，要注意砂轮与联轴器外齿的磨削干涉问题。

将内齿套上端做成直径较小的内齿有利于改善太阳轮的磨齿加工，同时也降低了双内齿套的重量，有利于改善双内齿套的浮动效果，但双内齿套两端齿的参数将不同，所以加工时必须反复调转进行，两端齿的同轴度变差了。见图 (c1) (c2)。另外，(b1) 和 (b2) 与 (c1) (c2) 相比， $L_g2 > L_g1$ ，所以后者双齿套的工作偏转角会更小。这对于相同的径向偏移 ΔE 来说，后者联轴器外齿的鼓形半径允许较大，有更高的强度。

3) 内外齿轴联轴器

内外齿轴联轴器也是双齿联轴器。只不过是考虑各种因素需要而设计的一种特殊结构的齿轮联轴器，见图2 (d1) 和 (d2)。基于此，电动机轴上原来的单外齿套改为了单内齿套。这种设计，考虑了太阳轮和其下端联轴器外齿的磨齿，所以必须留够砂轮越程槽。而内外齿轴上的外齿也必须留有磨齿的空间。电动机轴上的联轴器部分做成单内齿套，也有利于再其圆周上添加机械密

封，防止润滑油渗入电动机内部。

综上所述，实际上太阳轮轴线同时存在偏移和偏转，只不过太阳轮偏转不容易进行计算而已。在设计时适当考虑增大由 ΔE 计算的鼓形齿参数即可。

确定采用内外齿轴结构作为浮动件之后，对于尺寸较小的情况，我们选用高强度合金钢进行设计，并对内外齿轴采用了外齿渗碳后磨制鼓形齿，内齿进行氮化处理的工艺措施提高表面硬度，从而充分保证了其强度安全性。

3 行星架轴承选择

行星架是行星齿轮传动必不可少的重要零件。行星架一方面承载着行星轮，另一方面负责行星传动输出扭矩和转速的作用。通常行星架轴颈一般安装滚动轴承，因为这种轴承材料硬，精度高，寿命长，计算方法简单。且轴承已经标准化，外购也简单方便。但是本减速机选择的是径向滑动轴承。这主要是考虑利用其结构特点，方便为齿轮和行星轮内轴承的供油润滑而选择。由图1可见，太阳轮和行星轮内的供油，齿轮联轴器的用油，都来自径向滑动轴承的进油口，并通过行星架上的各油孔实现对上述零件的供油。所以，径向滑动轴承即承载着行星架的径向力，又是减速机油路的一部分。这是由整体结构所决定的。

径向滑动轴承需要一定的宽长比，这是轴承运行产生油膜的条件之一。同时，这种轴承发热量较大，润滑油用量也大，而且又存在端泄漏的情况，因此选用这种轴承，润滑油量都偏大，即费油。但是在减速机高度受限的情况下，要想设计性能比较好的轴承，难度较大。

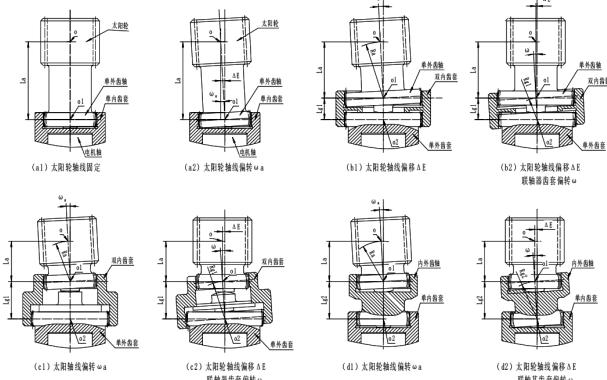


图3 三种齿轮联轴器的比较

4 推力滑动轴承

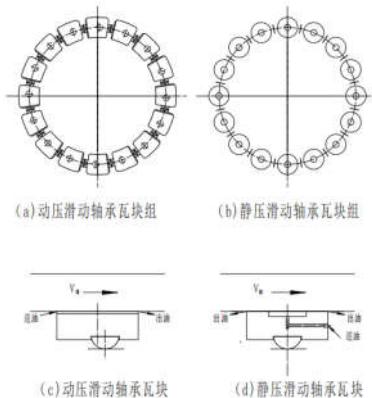
推力滑动轴承是磨煤机用减速机必不可少的零件，一般都架设在圆柱形的箱体壁上，目的是能够比较好地承担来自磨煤机的碾磨力。

这种永磁半直驱系统中的行星齿轮传动部分，因系统总高的限制，要想将整个传动各部分设计的合理，将推力滑动轴承放在内齿轮外侧是比较合适的。这样做

首先要适当减小内齿轮直径，扩大推力滑动轴承支撑直径，以图尽量减小整机外形尺寸。由于推力轴承支撑直径的增大，在相同载荷，相同转速的情况下，推力轴承的计算油膜厚度有所增加，这对轴承的工作性能有利。

目前永磁半直驱系统中的减速机推力滑动轴承全部是动压滑动轴承，见图4 (a)。这种轴承靠推力盘（轴承上盘）旋转，在盘和推力瓦之间形成动压油膜而工作。油膜厚度取决于瓦块大小，支撑点的位置，润滑油粘度，温度，推力盘的转速等。如果要改变磨煤机转速降低出力，就要降低系统输出转速，如果载荷不变，油膜就会减薄。所以使用这种滑动轴承，不可以随便降低磨煤机转速。避免推力轴承油膜过薄，磨坏甚至烧毁推力瓦。也就是说：采用动压推力滑动轴承的传动装置，转速调节范围有限。要想改变这种情况，应该采用静压滑动轴承。

图4 (b) 是推力静压滑动轴承的结构。如果在减速机中使用这种轴承，因为推力盘和瓦块中的油膜是靠高压油建立的，所以无论磨煤机怎样调速，只要磨机载荷不变，油膜厚度就不会改变，可以保证磨煤机安全运行。但是这种设计需要有高压油站提供压力油。所以制造成本较高。



5 结束语

永磁半直驱系统是新形式的磨煤机驱动系统，可以适合磨煤机工作转速变化的需要。永磁半直驱系统中的行星齿轮传动，与电动机配合使用，是维持整体最小必不可少的一部分。行星齿轮传动的可靠性，也是整个系统可靠性的一部分，必须给与高度重视。

使用永磁半直驱系统代替原来异步电动机+立式行星减速机作为磨煤机的驱动系统，有利于磨煤机大系统智能化运行。

参考文献

- [1] 马从谦，渐开线行星齿轮传动设计，北京，机械工业出版社，1987年10月。
- [2] 闫邦椿，机械设计手册，北京，机械工业出版社，2010年1月。