

高精度磁多圈编码器的模块化结构设计研究

刘健飞

长春莫尔电子有限公司, 吉林 长春

收稿日期: 2025年4月18日; 录用日期: 2025年6月8日; 发布日期: 2025年6月17日

摘 要

随着我国工业化、集成化、智能化程度越来越高, 编码器作为高精度机电设备行业不可或缺的计量部分, 需求数量与日俱增; 尤其是高精度磁多圈编码器, 因其极强的环境适应性和优良的可靠性, 在振动、冲击、污染、冷热冲击等不同工作环境的行业中具有越来越多的应用需求。本文设计研究的具有模块化结构的磁多圈编码器, 将整机结构分为轴系模块, 齿轮组模块, 电路模块以及防护模块的多个子模块; 通过给定参数对轴系模块、齿轮组模块等主要模块进行选型设计, 并针对不同模块的可靠性进行计算验证; 此外本设计研究的结构可以通过不同子模块的并行工作, 极大地提高设计验证或批量生产的时效性。

关键词

磁多圈编码器, 模块化, 轴系模块, 齿轮组模块

Research on Modular Structure Design of High-Precision Magnetic Multi Turn Encoder

Jianfei Liu

Changchun More Electronics Co., Ltd., Changchun Jilin

Received: Apr. 18th, 2025; accepted: Jun. 8th, 2025; published: Jun. 17th, 2025

Abstract

With the increasing standardization, integration, and intelligence of China's industry, encoders, as an indispensable part of the high-precision electromechanical equipment industry, are in increasing demand; Especially high-precision magnetic multi turn encoders, due to their strong environmental adaptability and excellent reliability, have increasing application demands in industries

with different working environments such as vibration, impact, pollution, and thermal shock. The magnetic multi coil encoder with modular structure designed and studied in this article is divided into multiple sub modules including shaft system module, gear set module, circuit module, and protection module; Select and design main modules such as shaft system module and gear set module based on given parameters, and calculate and verify the reliability of different modules; In addition, the structure studied in this design can greatly improve the timeliness of design verification or mass production through parallel work of different submodules.

Keywords

Magnetic Multi Turn Encoder, Modular, Shaft System Module, Gear Set Module

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 绪论

1.1. 论文研究目的意义

编码器作为高精度机电设备不可或缺的计量部分，随着应用扩展和需求数量的增加，其自身的环境适应性逐渐成为了产品选型的一个重要指标；因此，磁性旋转编码器，因其规避了易碎且不耐脏的光学器件，不仅装调工艺更简单，而且拥有更强的环境适应性，在振动、冲击、污染、冷热冲击等不同工作环境中具有越来越多的应用需求。

常规磁多圈编码器(见图 1)：外部通过轴系与上级产品固定和联动，通过壳体防护外部污染，通过壳体上的插头与上级产品进行电气连接；内部通过直接固定于轴系上的多种齿轮按固定传动比联动，通过固定于主体上的支柱固定电路板，并通过齿轮上的磁铁和电路板上的磁芯片进行磁电信号转换工作；这种塔楼式原理结构，无论是在设计验证阶段还是批量装配阶段，都需要按序进行，上一步工序完成才能转接下一步工序。

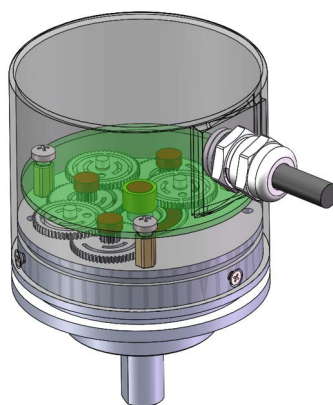


Figure 1. Schematic diagram of the structure of a conventional magnetic multi turn encoder
图 1. 常规磁多圈编码器结构示意图

但是随着定制化需求的增加，编码器产品时效性的重要程度日渐突出，无论是新产品研发的时效性，

还是老产品批量供应的时效性，都直接影响着上级行业产品的研发及供货进度；因此，本文的设计研究结构引入了模块化设计理念[1]：通过多个较小的子系统构建一个复杂系统；这些子系统具有功能独立性，可以独立设计、独立装配、独立检测，减少了复杂系统设计、装调、检测周期；这些子系统又可以作为一个整体一起运行，通过预留的标准化接口组装成一个复杂整体，提高了复杂整体的设计、装调、验证效率。

综上所述：本文设计研究的具有模块化结构的磁多圈编码器，在设计阶段可以通过不同模块间的并行设计验证或直接借用部分成型模块、以此提高整体的成型效率，在批量生产阶段也可以通过不同模块间的并行生产和检测、以此提高批量产品的装配效率。

1.2. 论文研究的主要内容和主要技术指标

1.2.1. 论文研究的主要内容

本文设计研究的具有模块化结构的磁多圈编码器，将整机结构分为轴系模块，齿轮组模块，电路模块以及防护模块的多个子模块，通过标准化接口进行子模块间的连接配合，最终成型为一个整体。

本文主要是在了解磁多圈编码器整体结构组成和工作原理的基础上，提出一种模块化结构设计方案，对磁多圈编码器进行总体结构设计，并对重要模块的可靠性进行了计算分析，包括轴系模块、齿轮组模块等。

1.2.2. 磁多圈编码器的主要技术指标

(1) 轴系模块：

轴承型号 61900 型，基本额定动载荷 2245.5 N，额定静载荷 160 N。

(2) 齿轮组模块：

模数 0.4，传动比 4:1，许用接触应力 585 (N/mm²)。

2. 磁多圈编码器工作原理概述

2.1. 整体式磁性旋转编码器[2]

整体式磁性旋转编码器自身有旋转基准，主要由轴系、磁场发生器件、磁场接收器件组成；常用的磁场发生器件有圆磁铁、磁环等，常用磁场接收器件有磁感应读数头、霍尔器件等；其中圆磁铁与磁感应芯片的配合使用因其体积小，精度高，结构稳定性好等诸多优点，应用最为广泛；

整体式磁性旋转编码器工作时：磁感应芯片通过所在电路板固定于轴系主体上相对静止，圆磁铁随轴系主轴旋转，其磁场相对于磁感应芯片产生角度变化，由此产生输出数据的变化；

整体式磁性旋转编码器根据圆磁铁的不同角度，反馈一个相对位置数据：

$$P_i = \frac{N * \theta}{2\pi} \quad (1)$$

式中： P_i 为整体式磁性旋转编码器的相对位置数据数值， N 为旋转一周的分辨数据数量， θ 为旋转角度(小于等于 360 度)。

2.2. 绝对式磁性角度编码器[3]

绝对式磁性角度编码器在全量程范围内任意位置输出的每个角度信息与所对应角度为单值对应关系，既全量程范围内的所有输出数据具有唯一性；典型方案为磁多圈输出方案：通过齿轮传动在中心圆磁铁和磁芯片组合的周围设置与主轴联动的记录圈数数据的圆磁铁和磁芯片组合；此外，通过增加齿轮传动比和传动级数可以有效增加圈数最大位数；

绝对式磁性角度编码器的总分辨数量为单圈分辨数量和分辨圈数的乘积：

$$P = N * M \quad (2)$$

式中：\$P\$ 为绝对式磁性角度编码器的总分辨数量，\$N\$ 为单圈分辨数量，\$M\$ 为总分辨圈数；

绝对式磁性角度编码器在工作时，反馈一个绝对位置数据：

$$P_{ij} = N_i + N * M_j \quad (3)$$

式中：\$P_{ij}\$ 为绝对式磁性角度编码器的绝对位置输出数值，\$N_i\$ 为单圈输出数值，\$M_j\$ 为圈数输出数值；

单圈输出数值来源于和主轴同步旋转的中心圆磁铁和磁芯片组合，其计算公式为：

$$N_i = \frac{N * \theta}{2\pi} \quad (4)$$

式中：\$\theta\$ 为旋转角度；

圈数输出数值来源于和主轴联动的记录圈数数据的圆磁铁和磁芯片组合，其计算公式为：

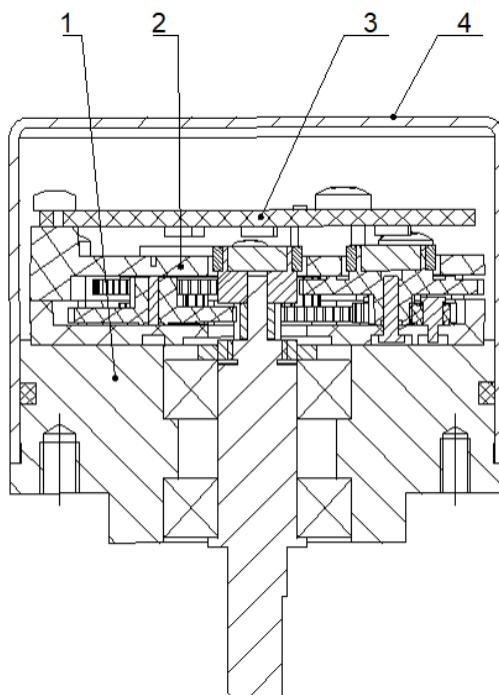
$$M_j = n/I \quad (5)$$

式中：\$I\$ 为记录圈数数据的圆磁铁与主轴联动的传动比，\$n\$ 为主轴旋转圈数，式中 \$M_j\$ 取整数；

在实际应用中，磁多圈编码器，即多圈数据也采用磁电转换获取的绝对式磁性角度编码器，直接输出绝对位置数值，且设备因断电、停机等原因重启后，绝对位置数值不会变化。

3. 磁多圈编码器的基本结构

本文设计研究的磁多圈编码器，基本组元包括轴系模块，齿轮组模块，电路模块以及防护模块(见图 2)。



注：1. 轴系模块；2. 齿轮组模块；3. 电路模块；4. 防护模块。

Figure 2. Overall structure diagram

图 2. 总体结构图

所述轴系模块 1 是编码器运转、与客户端适配的关键组成模块：包括与客户端固定的主体，与客户端联动的主轴，支撑轴系旋转的标准轴承，固定于主轴上的中心齿轮及其它辅助配件；作为整机的固定与连接模块，轴系模块自身质量和疲劳抗性关系到整机系统的使用寿命，需要重点验证。

所述齿轮组模块 2 是多圈参数获取的关键组成模块：包括按固定模数和传动比设计的多种齿轮，齿轮转轴以及承载内部齿轮组件的壳体(下壳和上壳)；所述齿轮壳体内部精确定位打孔，孔距即为齿轮传动的标准中心距；模块装配时，首先将齿轮转轴固定于齿轮壳体内部销孔，然后将齿轮通过中心过孔与齿轮转轴配合，最后封闭上下壳体即可。

所述电路模块 3 是整机信号处理模块，一般包括固定支柱、印制电路板以及信号传输所需的电缆线等；所述固定支柱起到精确控制电路板上的磁芯片与齿轮组中磁铁气隙尺寸的作用，模块装配时直接将电路板通过螺钉固定于固定支柱上端面即可；本文设计研究的磁多圈编码器将固定支柱和齿轮组模块中的壳体进行集成设计，即减少了物料，又通过壳体同时对内定位齿轮组、对外定位电路板的特点，保证了圆磁铁与磁芯片的定位精度。

所述防护模块 4 是防止内部模块受外部环境污染的密封模块，包括整机壳体，插头，密封圈等其它密封零件；确保了整机防护等级。

整机装配时，首先通过预留的标准尺寸止口精确定位已提前预装好的轴系模块和齿轮组模块；再通过齿轮组模块中壳体的预留标准接口精确定位电路模块，然后直接通过螺钉固定即可；如此即可快速可靠的固定内部模块组件、也保证了圆磁铁与磁芯片的位置度和气隙尺寸；最后按序装配防护模块即可。整个装配流程通过提前并行预装不同子模块、提高了整机的装配效率。

4. 轴系模块设计及其可靠性计算分析

4.1. 主体和主轴的设计依据

轴系模块的主要配件为主体，主轴和轴承：其中主体外露部分需要预留客户端固定接口、内部区域需要预留齿轮组模块和防护模块的固定接口、再根据外形尺寸限制与轴承选型即可完成设计；主轴外露部分预留客户端装配轴径、内部区域考虑中心齿轮和中心圆磁铁的固定接口、再根据轴承选型即可完成设计；

本文设计研究的磁多圈编码器(如图 2)：轴系整体采用双轴承背对背装配；主体外径设定为行业常用标准尺寸 $\phi 58$ ，预留客户端接口为夹紧法兰与同步法兰相结合的复合式法兰，并预留了与防护模块体的安装接口、预留了与齿轮组模块定位安装的止口及螺孔；主轴外露直径设定为行业常用标准尺寸 $\phi 10$ ，内部预留了固定中心齿轮和中心磁座的细轴。

4.2. 轴承选型[4]

由于轴系工作时，需要承受较大的径向压力以及较小的轴向压力，且转速要求较高，故轴系选择耐受载荷方向与之相符的深沟球轴承；深沟球轴承为径向接触轴承，正好满足轴承径向的内外环分别于主体和主轴配合的轴系装配需求。

现有市场外径 $\phi 58$ 的常规编码器，对应轴系的径向负载 $\leq 80\text{ N}$ 、轴向负载 $\leq 40\text{ N}$ ，最高转速 6000 r/min ，使用寿命约 10 亿圈；以安装空间选型轴承：外径 $\phi 58\text{ mm}$ ，再综合考虑主体和主轴的预留机械接口限制，最终选择 61900 型轴承，该型号轴承内径 10 mm ，外径 22 mm ，厚度 6 mm 。

4.3. 轴承验证：基本额定动载荷[5]

轴承默认常规材料和常规条件运转时，基本额定动载荷可按以下公式简化计算：

$$C = \frac{f_h f_m f_d}{f_n f_T} P < C_r (\text{或} C_a) \quad (6)$$

式中：C 为基本额定动载荷计算值，N；

P 为当量动载荷，按式(7)计算，N；

f_h 为寿命因数，按表 1 选取；

f_d 为冲击载荷因数，按表 2 选取；

f_m 为力矩载荷因数，力矩载荷较小时取值 1.5；

f_n 为速度因数，按表 3 选取；

f_T 为温度因数，按表 4 选取；

C_r 为轴承尺寸及性能表中所列径向基本额定动载荷，N；

C_a 为轴承尺寸及性能表中所列轴向基本额定动载荷，N。

当量动载荷计算公式为：

$$P = XF_r + YF_a \quad (7)$$

式中： F_r 为径向载荷，N； F_a 为轴向载荷，N；X 为径向动载荷系数；Y 为轴向动载荷系数，按表 5 选取。

Table 1. Life factor f_h value (excerpt)

表 1. 寿命因数 f_h 值(节选)

$L_h(h)$	f_h	
	球轴承	滚子轴承
2500	1.710	1.620
2600	1.730	1.640
2700	1.755	1.660
2800	1.775	1.675
2900	1.795	1.695

注： L_h 为轴承预期使用寿命。

已知本论文设计编码器的最高转速 6000 r/min，使用寿命约 10 亿圈；由此计算出 $L_h \approx 2777.8h$ ，带入表 1 选取可知， $f_h < 1.775$ 。

Table 2. Impact load factor f_d

表 2. 冲击载荷因数 f_d

载荷性质	f_d
无冲击或轻微冲击	1.0~1.2
中等冲击	1.2~1.8
强大冲击	1.8~3.0

编码器使用行业基本为轻微冲击行业，故按表 2 选取可知： $f_d \leq 1.2$ 。

Table 3. Speed factor f_n value (excerpt)

表 3. 速度因数 f_n 值(节选)

$n\left(\frac{r}{\min}\right)$	f_n	
	球轴承	滚子轴承
5600	0.181	0.215
5800	0.179	0.213
6000	0.177	0.211
6200	0.175	0.209
6400	0.173	0.207

注： n 为轴承工作转速。

已知本论文设计编码器的最高转速 6000 r/min， 带入表 3 可知， $f_n = 0.177$ 。

Table 4. temperature factor f_T

表 4. 温度因数 f_T

工作温度	f_T
<120	1
125	0.95
150	0.9
175	0.85
200	0.8
225	0.75
250	0.7
300	0.6

常规工业机械使用温度极少大于 85℃， 故根据表 4 可知， $f_T = 1$ 。

Table 5. X and Y coefficient table for deep groove ball bearings

表 5. 深沟球轴承 X、Y 系数表

相对轴向载荷		单列轴承			
$\frac{F_a}{iZD_w^2}$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
0.172				2.3	0.19
0.345	1	0	0.56	1.99	0.22
0.689				1.71	0.26

续表

1.03	1.55	0.28
1.38	1.45	0.3
2.07	1.31	0.34
3.45	1.15	0.38
5.17	1.04	0.42
6.89	1	0.44

注： i 为轴承中滚动体的列数； Z 为单列轴承中的滚动体数； D_w 为滚动体直径。

已知本论文设计编码器的径向负载 ≤ 80 N、轴向负载 ≤ 40 N，故取极值 $F_r = 80$ ， $F_a = 40$ ；此时 $F_a/F_r = 0.5 > e$ ；此外本论文设计编码器轴承型号为 61900 GB/T 276-2013，查询可知： $i = 1$ ， $Z = 9$ ， $D_w = 3.175$ ；由此带入上表 5 相对轴向载荷公式计算值为： ≈ 0.441 ，由此确认 X 、 Y 参数为： $X = 0.56$ ， $Y < 1.99$ ；将以上结果带入公式(7)，可计算得出当量动载荷 $P < 124.4$ (N)。

将上述各参数数值带入公式(6)计算可知： $C < 2245.5$ (N)；

此外，已知本论文设计编码器轴承型号为 61900 GB/T 276-2013，查询可知： $C_r = 2700$ (N)。

综上所述： $C < C_r$ ，故所选轴承的基本额定动载荷满足本设计编码器的使用需求。

4.4. 轴承验证：额定静载荷[6]

轴承的额定静载荷应满足以下简化公式：

$$C_0 = S_0 P_0 < C_{0r} \text{ (或 } C_{0a}) \quad (8)$$

式中： C_0 为基本额定静载荷计算值，N； P_0 为当量静载荷，N； S_0 为安全系数，按表 6 选取； C_{0r} 为轴承尺寸及性能表中所列径向基本额定载荷，N； C_{0a} 为轴承尺寸及性能表中所列轴向基本额定载荷，N。

Table 6. Safety factor S_0 value

表 6. 安全因数 S_0 值

使用要求和载荷性质	S_0	
	球轴承	滚子轴承
对于旋转精度及平稳性要求较高，或轴承受强大的冲击载荷	1.5~2	2.5~4
正常使用	0.5~2	1~3.5
对旋转精度及平稳性要求较低，没有冲击和振动	0.5~2	1~3

已知本论文设计编码器轴承为深沟球轴承，根据表 6 可知， $S_0 \leq 2$ 。

对于深沟球轴承，径向当量静载荷应取以下二式中的较大值：

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (9)$$

式中： X_0 为径向载荷系数； Y_0 为轴向载荷系数。

$$P_{0r} = F_r \quad (10)$$

Table 7. X_0 and Y_0 values of radial bearings (excerpt)
表 7. 向心轴承的 X_0 值和 Y_0 值(节选)

轴承类型	单列轴承	
	X_0	Y_0
径向接触沟型球轴承	0.6	0.5
调心球轴承 $\alpha \neq 0$	0.5	$0.22\cot\alpha$

对于深沟球轴承，根据表 7 可知 $X_0 = 0.6$ ， $Y_0 = 0.5$ 。

此外，已知本论文设计编码器 $F_r = 80$ ， $F_a = 40$ ；将以上参数带入公式(9)计算可知： $P_{0r} = 68\text{ N}$ ；根据公式(10)： $P_{0r} = F_r = 80\text{ N}$ ，故最终选择极大值 $P_{0r} = 80\text{ N}$ 。

将上述获得参数带入公式(8)计算可知： $C_0 \leq 160\text{ N}$ 。

此外本论文设计编码器轴承型号为 61900 GB/T 276-2013，查询可知 $C_{0r} = 1300\text{ N}$ ；

综上所述： $C_0 < C_{0r}$ ，故所选轴承的额定静载荷满足本设计编码器的使用需求。

4.5. 轴承验证：额定寿命[7]

向心球轴承的基本额定寿命 L_{10} (百万转)公式为。

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

已知 $C_r = 2700\text{ N}$ ， $P_r < 124.4\text{ N}$ ，带入公式(11)计算可知： $L_{10} > 10224$ (百万转)；

综上所述：轴承的额定寿命满足本论文设计编码器的 10 亿转需求。

5. 齿轮组模块设计及其可靠性计算分析[8]

5.1. 齿轮模数选择

渐开线圆柱齿轮传动的模数选择一般遵循以下规则：

对软齿面(布氏硬度 ≤ 350)外啮合的闭式传动，可按下式初选模数 m ：

$$m = (0.007 \sim 0.02)a \tag{12}$$

式中： a 为压力角，标准齿轮取 $a = 20$ 度[9]。

对硬齿面(布氏硬度 > 350)外啮合的闭式传动，可按下式初选模数 m ：

$$m = (0.016 \sim 0.0315)\alpha \tag{13}$$

根据硬度换算值标准[10]，布氏硬度 $= 350$ 时，洛氏硬度 $= 38$ ，同样适用以上规则。

目前常用齿轮材料分为金属材质和塑料材质，前者加工精度较高、环境适应性较强，后者开模后单件成本极低、适用于大批量标准产品；金属齿轮常用材质为 3Cr13，布氏硬度 $= 217$ [11]，根据公式(12)计算可知：初选模数为 $m = 0.14 \sim 0.4$ ；塑料齿轮常用材质为加玻纤尼龙，已知 PA66 + 30%材料的洛氏硬度 $= 101$ [11]，故根据公式(13)计算可知：初选模数为 $m = 0.32 \sim 0.63$ ；综上所述，考虑实验阶段与批产阶段材料互换性，齿轮模数最佳范围是 $m \approx 0.32 \sim 0.4$ ；最终根据标准模数第一序列推荐值[12]，确认 $m = 0.4\text{ mm}$ 。

注：由于不同材质对应硬度测试标准和测试方法存在差异，以上硬度换算仅供估算参考。

5.2. 齿轮齿数选择

根据实际应用情况，多圈 12 bit 可以满足市场绝大多数使用要求，故本论文设计编码器多圈位数 12 bit；再考虑到降本需求，齿轮组内齿轮尽量通用，故多圈齿轮传动比采用等倍位数递增方案，每个倍数对应一个齿轮完全相同的子模块。此外，如果上述子模块过多，那么齿轮传动比小、齿轮中心距小，磁电转换器件容易收到干扰；如果子模块过少，那么齿轮传动比大、齿轮中心距大，会造成产品整体体积过大。

综合以上信息：本论文设计编码器的齿轮组最终设定为齿轮传动比 4:1 的三组子模块集成，输出位数分别为 4 bit，8 bit，12 bit；满足多圈 12 bit 需求。

根据上述齿轮传动比分析，以及机械加工，工艺装配考虑，最终可以确认一种较合理的齿数设计为：中心齿轮 14 齿(太小无法与主轴装配，太大会导致齿轮组超出整机外径限制)，齿轮组子模块包括齿数为 56/15 的阶梯齿轮 1 和齿数为 60/14 的阶梯齿轮 2；实际工作时，中心齿轮与阶梯齿轮 1 的 56 齿接触传动，传动比 4: 1，之后阶梯齿轮 1 的 15 齿与阶梯齿轮 2 的 60 齿传动，此时传动比 $4*4:1 = 16:1$ ，刚好满足 04 bit 要求；此外，新的齿轮组子模块可以按上述传动比与现有子模块传动配合(新子模块阶梯齿轮 1 的 56 齿与现有子模块阶梯齿轮 2 的 14 齿传动)，最终通过 3 组子模块累积，满足 12 bit 多圈位数需求。

5.3. 齿轮强度校核[8]

初步设计齿轮时，可根据齿面接触强度，按是否满足以下二式进行校核：

$$d_x = A_d \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\psi_d \sigma_{HP}^2} * \frac{u \pm 1}{u}} \leq d_1 \text{ (mm)} \quad (14)$$

式中： A_d 为常系数值，按表 8 选取；

u 为齿轮传动比，“+”用于外啮合，“-”用于内啮合；

K 为载荷系数，载荷平稳，齿轮精度较高时取值 $K = 1.2$ ；

T_1 为小齿轮名义转矩， $N.m$ ；

ψ_d 为齿宽系数，按表 9 选取；

σ_{HP} 为许用接触应力， N/mm^2 ；

d_1 为小齿轮直径；

d_x 为与 d_1 进行校核的公式计算值。

$$a_x = A_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\psi_a u \sigma_{HP}^2}} \leq a \text{ (mm)} \quad (15)$$

式中： A_a 为常系数值，按表 8 选取；

ψ_a 为齿宽系数；

a 为齿轮中心距；

a_x 为与 a 进行校核的公式计算值。

Table 8. A_a and A_d values of steel paired gear pairs

表 8. 钢对钢配对齿轮副的 A_a 值和 A_d 值

螺旋角 β	A_a	A_d
直齿轮 $\beta = 0^\circ$	483	766

续表

斜齿轮 $\beta = 8^\circ \sim 15^\circ$	476	756
斜齿轮 $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$	447	709

本论文设计编码器的齿轮组模块采用外啮合传动的直齿轮，故公式(14)和公式(15)中使用“ $u+$ ”计算，此外根据表 8 可知： $A_u = 483$ ， $A_d = 766$ ；

已知行业常规直径 $\phi 58$ 的编码器，启动力矩 $< 3N.cm$ ，故 $T_1 < 0.03N.m$ ；

许用接触应力 σ_{HP} ，推荐按下式确定：

$$\sigma_{HP} = 0.9\sigma_{Hlim} \left(N/mm^2 \right) \quad (16)$$

式中： σ_{Hlim} 为齿轮的接触疲劳极限。

Table 9. The value of the tooth width coefficient ψ_d supporting the asymmetric configuration of gears

表 9. 支撑对齿轮非对称配置的齿宽系数 ψ_d 值

载荷特性	ψ_d 最大值	
	一对或一个齿轮 $\leq 350 HB$	两个齿轮都是 $> 350 HB$
变动较小	1.4	0.9
变动较大	1.15	0.7

齿宽系数 ψ_a 根据下式计算并在下表中取推荐值：

$$\psi_a = \frac{\psi_d}{0.5(u \pm 1)} \quad (17)$$

Table 10. Tooth width coefficient ψ_a value

表 10. 齿宽系数 ψ_a 值

0.2
0.25
0.3
0.35
0.4
0.45
0.5
0.6

已知金属齿轮常用材质为 3Cr13，HB = 217，且 3Cr13 是一种马氏体不锈钢，属于合金钢，根据图 3 查询可知，材料质量和热处理质量达到中等要求时(合理生产成本可以达到的效果)： $\sigma_{Hlim} \approx 650(N/mm^2)$ ；将 σ_{Hlim} 值带入公式(16)计算可知： $\sigma_{HP} \approx 585(N/mm^2)$ 。

此时根据表 9 查询可知： $\psi_d = 1.4$ ；将 ψ_d 带入公式(17)计算可知： $\psi_a = 0.56$ ；再根据表 10 取整确认

$\psi_a = 0.6$ 。

将上述计算获得数值带入公式(14)和公式(15)计算可知： $d_x \leq 3.49 \text{ mm}$ ， $a_x \leq 8.52 \text{ mm}$ ；

本论文设计编码器的中心齿轮直径 $d_1 = 0.4 * 14 = 5.6 \text{ mm}$ ；中心齿轮与齿轮组模块接触齿轮中心距离 $a = [0.4 * (14 + 56)] / 2 = 14 \text{ mm}$ ；

综上所述： $d_x < d_1$ ， $a_x < a$ ；根据齿面接触强度相关公式计算与实际小齿轮直径和齿间距数据进行的校核对比，证明本论文设计编码器的齿轮组模块满足使用需求。

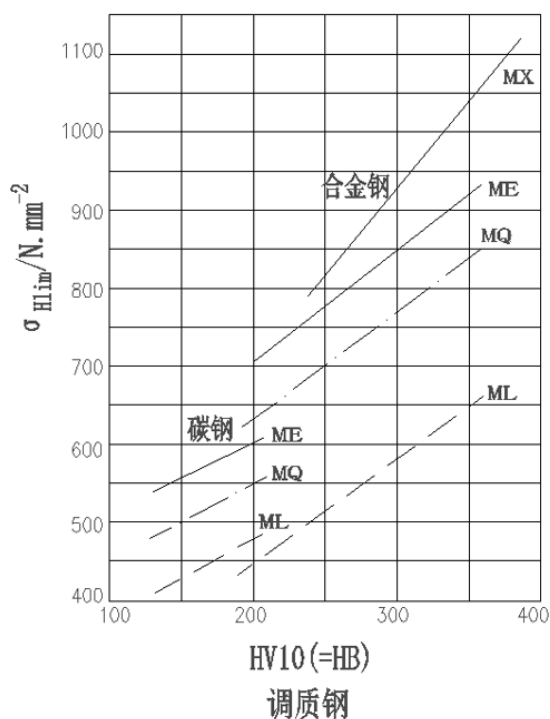


Figure 3. The value of $\sigma_{H \lim}$ for modulated steel

图 3. 调制钢的 $\sigma_{H \lim}$ 值

6. 原理样机的疲劳寿命验证测试

本论文设计的磁多圈编码器，通过对主要模块的选型和计算分析，初步验证了系统的可靠性；但由于实际生产当中，如原材料质量优劣，装配工艺优良，检验方法的准确性等因素影响，还需要实际测试验证。

基于本论文设计的磁多圈编码器，针对多台原理样机进行了长期连续运转测试，在运行速度 6000 r/min 的条件下，连续运转超过 10 亿圈后，原理样机轴系模块和齿轮组模块依然运转顺畅、无卡顿或异响等不良，且原理样机输出信号正常；通过实测复效，证明了本论文的有效性。

7. 结论

随着编码器行业定制化需求的增加，编码器产品的时效性需求也在逐渐增加，无论是新产品研发的时效性，还是已有产品批量供应的时效性，都直接影响着编码器产品在同业市场中的竞争能力。

本文提出了一种模块化结构设计理念，对基于磁电转换原理的磁多圈编码器进行了总体结构设计，并对关键模块可靠性进行了计算分析，最后通过样机实测验证，证明了本人所研究的总体结构满足市场

使用需求。

参考文献

- [1] 卡丽斯·鲍德温, 金·克拉克, 著. 设计规则: 模块化的力量[M]. 张传良, 等, 译. 北京: 中信出版社, 2006.
- [2] 中华人民共和国工业和信息化部. JB/T13541-2018 磁性旋转编码器[S]. 北京: 机械工业出版社, 2018.
- [3] 中华人民共和国工业和信息化部. JB/T13540-2018 磁性角度编码器[S]. 北京: 机械工业出版社, 2018.
- [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/T276-2013 滚动轴承深沟球轴承外形尺寸[S]. 北京: 中国标准出版社, 2013.
- [5] 成大先. 机械设计手册第二卷[M]. 北京: 化工工业出版社, 2008.
- [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/T4662-2003 滚动轴承额定静载荷[S]. 北京: 中国标准出版社, 2003.
- [7] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. GB/T6391-2003 滚动轴承额定动载荷和额定寿命[S]. 北京: 中国标准出版社, 2003.
- [8] 成大先. 机械设计手册第三卷[M]. 北京: 化工工业出版社, 2008.
- [9] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. GB/T1356-2001 通用机械和重型机械用圆柱齿轮标准基本齿条齿廓[S]. 北京: 中国标准出版社, 2001.
- [10] 国家质量技术监督局. GBT1172-1999 黑色金属硬度强度换算值[S]. 北京: 中国标准出版社, 1999.
- [11] 成大先. 机械设计手册第一卷[M]. 北京: 化工工业出版社, 2008.
- [12] 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. GB1357-2008 渐开线圆柱齿轮模数[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.