



逢甲大學學生報告 ePaper

龍門機械手蝸輪減速機傳動系統設計

Gantry robot worm gear reducer transmission system design

作者：陳禹君、許庭瑜、張瑜珊、吳雅婷、陳欣

系級：機械與電腦輔助工程學系

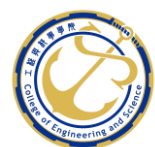
學號：D0945492、D0973558、D0915151、D0972072、D0945622

開課老師：朱智義 老師

課程名稱：機械設計 二

開課系所：機械與電腦輔助工程學系

開課學年：一一一學年度 第二學期



中文摘要

蝸輪減速機廣泛用於農工機械，如輸送機、碾米機、龍門機構等。本文為了滿足安全性和強度可靠性的要求，從基本的元件開始設計，例如螺旋齒輪、蝸桿、蝸輪，馬達與軸承的選配，以及繪製 2D 工程圖，了解龍門機械手臂的減速機構設計流程，並運用在實際的產品設計。

透過所要求的負載進行扭矩的計算，選擇馬達的型號且計算最小減速比，確認螺旋齒輪、蝸輪、蝸桿的參數設定及計算強度，依據選配的軸承與疲勞破壞理論，計算軸所需的最小直徑，完成以上的設計後，參考各個資料，選定尺寸的公差大小，將元件繪製成 2D 工程圖。

蝸輪減速機的優點是高減速比、體積小、重量輕，其缺點是傳動效率較低，依據本文的設計，採用單牙螺紋的設計，卻依舊保持著高效率，此外蝸輪蝸桿減速機構效率高達 81.2 %，重量輕且不占空間。

關鍵字：

龍門機械手、螺旋齒輪、減速機、蝸桿蝸輪、蝸桿蝸輪減速機

Abstract

A worm gear reducer is widely used in agricultural and industrial machines such as belt conveyor, rice drying machine, Gantry machine, etc. In order to meet the requirements of safety and strength reliability, the study was design from basic components such as gear spiral, worm gears, selection of motors and bearings. Drafting 2D engineering drawing, understand the design process of the deceleration mechanism of the gantry robot arm, and apply it to product design.

Through the required loads to calculate the torque. Select the motor model to calculate the minimum reduction ratio. Confirm the parameter setting and calculation strength of gear spiral and worm gears. According to the bearing and fatigue damage to calculate the required diameter of the shaft. After completing the all design, also, refers to the dimensions tolerance of the each data, and drafting the 2D engineering drawing.

The merits of a worm gear reducer is high speed ratio, lightweight and less volume, but the efficiency is comparatively low. The study adopt single thread, and maintain high efficiency. In addition, the efficiency of the worm gear reduction mechanism can be as high as 81.2 %, lightweight and doesn't take up space.

Keyword :

Gantry robot; Helical gear; Reduction gear; Worm and gear; Worm gear speed reducers

目 錄

第一章 機構設計概念	5
1.1 設計概念	5
1.2 設計來源	5
1.2.1 龍門機械手	5
1.2.2 蝸輪蝸桿減速機	7
1.3 設計要求	9
第二章 整體參數計算	11
2.1 負載分析	11
2.2 馬達選配	12
2.2.1 計算所需扭矩及最小減速比	12
2.2.2 決定馬達規格	13
第三章 元件選配及強度計算	15
3.1 螺旋齒輪	15
3.1.1 螺旋齒輪參數計算	15
3.1.2 螺旋齒輪強度計算	16
3.1.3 螺旋齒輪作用力	23
3.2 蝸輪蝸桿	24
3.2.1 蝸輪蝸桿基本參數	24
3.2.2 蝸輪蝸桿作用力	26
3.2.3 螺旋齒輪強度計算	28
3.3 蝸桿軸	30
3.3.1 自由體圖計算	30
3.3.2 軸承計算及選配	34
3.3.3 軸強度計算	37
3.3.4 鍵槽及公差	40
3.4 蝸輪軸	42
3.4.1 自由體圖計算	42
3.4.2 軸承計算及選配	47
3.4.3 軸強度計算	49
3.4.4 鍵槽及公差	50
第四章 結論	54
第五章 工程圖	56

參考資料 61



第一章 機構設計概念

1.1 設計概念

本次機構設計為龍門機械手傳動系統 Y 軸之蝸輪蝸桿減速機構設計，其包括蝸輪、蝸桿、螺旋齒輪、軸、軸承與鍵槽的設計。蝸輪蝸桿減速機的輸出端為一螺旋齒輪，並由螺旋齒輪咬合齒條帶動整個機構移動。設計目的在符合第 1.3 節之設計要求外，希望蝸輪蝸桿減速機構要盡可能的小，以降低整體機構的空間，並希望蝸輪蝸桿的傳動效率可達 80 % 以上。

本次設計會先從螺旋齒輪的設計開始，得出螺旋齒輪帶動機構所要求之負載的扭矩 T_o 後，再將此所需扭矩回推到蝸輪蝸桿的設計。在設計完上述三個主要零件後，會進行各軸直徑的計算以及軸承的選配，並考量鍵槽的設計及誤差的標註後，最終畫出 2D 工程圖做為成果展示。

此次設計之機構，螺旋齒輪與蝸輪共用同一個軸旋轉運作，且蝸桿在蝸輪上方帶動蝸輪旋轉，而蝸桿由馬達帶動旋轉，兩者之間透過聯軸器連接，並且兩軸由圓錐滾子軸承與深溝滾珠軸承作為支撐。

1.2 設計來源

1.2.1 龍門機械手

龍門機械手是一種建立在直角座標系統的基礎上，進行搬運或其他功能的全自動化工業設備。其主要是透過輸入各種控制信號到工業控制器中，並由控制核心下達指令，完成 X、Y、Z 三軸之間的聯動，藉此提高工廠的工作效率，其外觀大致如圖 1.2 所示。

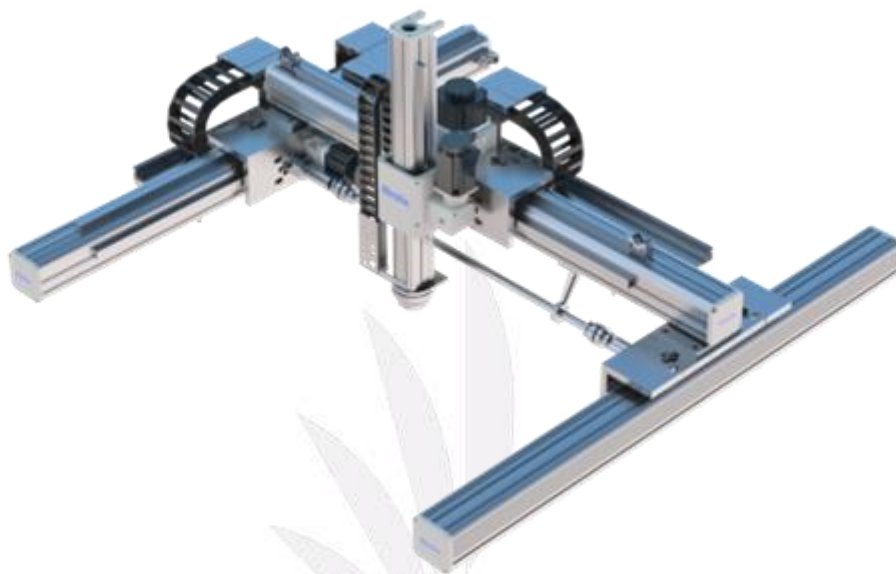


圖 1.1 龍門機械手

(<https://www.hirata.co.jp/en/products/items/archives/170>)

龍門機械手的優點大致有以下幾項：

- (1) 操作簡單：基於直角坐標體系，可於 X、Y、Z 三軸隨意單獨或聯合移動。
- (2) 控制容易：可簡單透過編程完全按照程序運作，實現高度自動化。
- (3) 因地制宜：其靈活度高，可根據需求量身定製合適的機構，並根據不同產品可選擇不同的操作方式。
- (4) 高效率、高精度、高強度：可透過伺服馬達快速進行直線運動，

且具極小的重複性誤差，透過自動化可 24 小時工作。

(5) 性價比高：相較於其他種的機械手，龍門機械手可負載較大，製作及維修成本低。

而本次設計主要是設計龍門機械手中 Y 軸傳動系統的蝸輪蝸桿減速機，如下圖 1.3 所示。與現在市面上常見之龍門機械手的差異在於本次設計的機構移動方式是透過螺旋齒輪帶動整個傳動系統移動，但在結構的設計上依舊會參考現有的龍門機械手之設計。

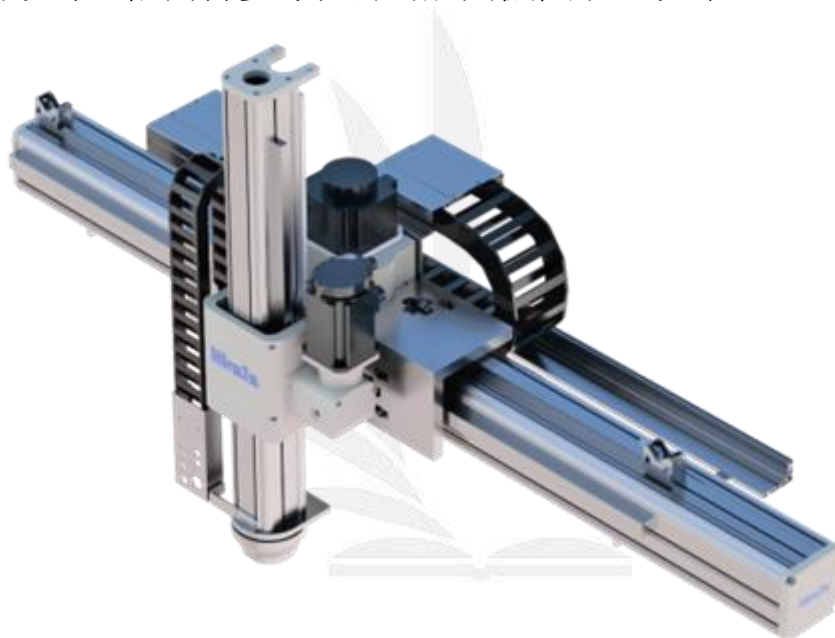


圖 1.2 龍門機械手 Y 軸傳動系統

1.2.2 蝸輪蝸桿減速機

減速機是一種動力傳遞的裝置，通常是利用大小不同的齒輪、蝸輪蝸桿、皮帶等元件組合成一個傳動系統機構，連接馬達與機械設備兩端，將馬達的轉數降低並得到較大的輸出扭矩。在工業應用上，最常使用齒輪來進行減速，所以減速機也被稱為齒輪箱。使用減速機的

好處如下：

- (1) 降低成本：一般而言，馬達的價格相較於減速機昂貴，但使用減速機可以增加馬達的輸出扭矩，因此在設計上可採用較小功率的馬達搭配減速機來達到需要的輸出扭矩，可使整體機構的費用大幅降低。
- (2) 保護馬達：減速機安裝在馬達與機構之間，可作為運轉時的第一道防線，避免馬達直接承受扭矩導致損壞，並且維修或更換減速機的費用也相對較低，能夠降低機構維護的成本。
- (3) 節約能源：馬達直接連接機構運轉時，常需低速運轉以輸出足夠的扭矩，此時電流消耗將大幅提升，不僅會消耗更多的能源，馬達也會發熱，容易造成馬達壽命的縮短，因此使用減速機可以減少能源消耗，同時也可避免馬達損壞。

減速機的種類繁多，不同種類有不同的特色，下表 1.1 為常見減速機的比較。而本次機構因附件 1 的設計要求，所以選擇以蝸輪蝸桿減速機做為此次的設計重點。蝸輪蝸桿減速機的特色在於其具備較大的減速比，且同時可以維持較小的設計尺寸，輸入軸與輸出軸在不同的軸線上，可形成 90° 的夾角，在一定條件下具有自鎖的功能，安裝簡單、易於保養維修，但缺點是傳動效率與精密度都不高。

表 1.1 常見減速機比較

	齒輪減速機	蝸輪蝸桿減速機	行星齒輪減速機	諧波減速機
優點	<ol style="list-style-type: none"> 1. 設計多元 2. 可自由調整減速比 3. 高效率 4. 使用壽命長 5. 耐衝擊性高 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 較大減速比 2. 具自鎖功能 3. 安裝簡單 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 運轉背隙小 2. 剛性高 3. 高減速比 4. 精密度高 5. 運轉噪音低 6. 傳動效率95%以上 7. 終身免換油、維護 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 體積小 2. 重量輕 3. 結構簡單 4. 高精度 5. 高效率 6. 高減速比 7. 傳動精度高
缺點	<ol style="list-style-type: none"> 1. 體積大 2. 零件多 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 傳動效率低 2. 精密度較低 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 結構複雜 2. 加工複雜度高 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 剛性較低 2. 啟動扭矩大 3. 傳動元件壽命短
示意圖				

1.3 設計要求

根據附件 1 所提供的設計規格要求，本次設計採用下表 1.2 整理之規格，其中搬運重量 M 根據式(1.1)進行計算。

表 1.2 龍門機械手傳動系統規格

伺服馬達	ECM-A3L-CY0604
Y軸最大加速度	1 G
搬運重量(含機構重) M	142 kg
減速比 R	$60 \geq R \geq 10$
使用壽命	10000 hr

$$M = 50 \times \sqrt{\text{組別}} \quad (1.1)$$

在設計過程中發現所需的馬達功率 H 超過最初選定的馬達可提供

的功率，所以伺服馬達從原本的 ECM-A3L-CY0602 更改為功率較大的 ECM-A3L-CY0604。馬達更改的原因及判斷過程將會在第 2.2.2 小節進行較詳細說明，而選配馬達的相關數據參考自台達伺服馬達 ECM-A3L 低慣量系列型錄^[1]，表 1.3 為此次設計所使用的馬達數據表。

表 1.3 ECM-A3L-CY0604 馬達數據

額定功率	0.4 kW
額定扭矩	1270 N-mm
額定轉速	3000 rpm



第二章 整體參數計算

2.1 負載分析

根據表 1.1 所示，本次設計之搬運重量 M 為 142 kg，下圖 2.1 為此次設計之外部機構整體自由體圖，圖上用紅色箭頭表示當機構往右移動時，螺旋齒輪底部受到向右的切線力 W_t ，同時機構在滑軌上移動會受到向左的阻力 f 。

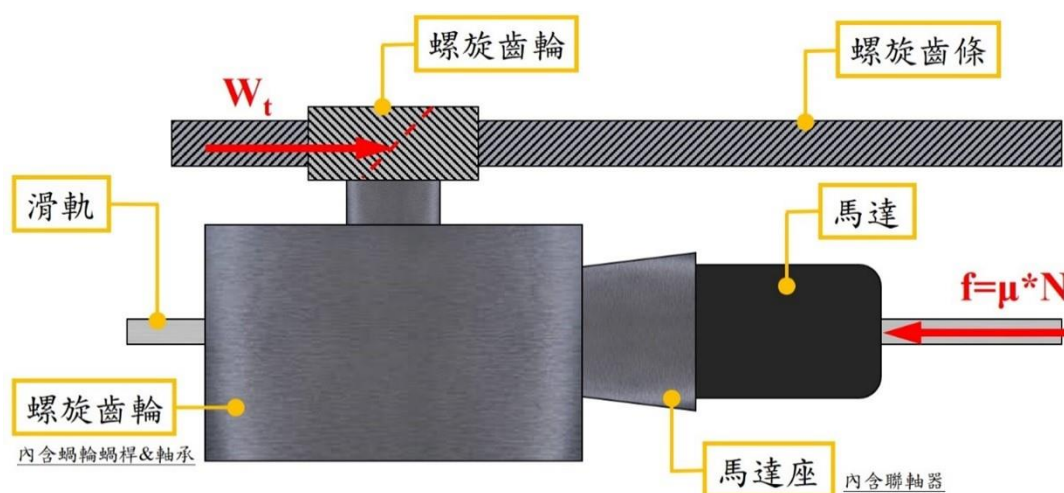


圖 2.1 外部機構整體自由體圖

根據上圖可整理出力平衡方程式，其中 a 為表 1.1 所示之 Y 軸最大加速度， g 為重力加速度。

$$W_t - f = \sum F = M \times a \quad (2.1)$$

$$W_t = M \times a + \mu \times N = M \times (a + \mu \times g) \quad (2.2)$$

經過整理後可以得到螺旋齒輪所需承受之切線力 W_t ，其中式(2.2)之 f 為整體機構在線軌上移動時產生的摩擦力，本次設計採用上銀 CRG 系列的滾柱型線性滑軌^[2]進行設計，其特點為使用壽命長且軌道表面光滑，不容易堆積髒污。

其摩擦力的計算方式參考自上銀 CRG 系列產品型錄[3]第 111 頁，根據型錄可知線性滑軌的摩擦力公式為

$$f = \mu \times N + S \quad (2.3)$$

其中，根據型錄可知滾柱型線性滑軌的摩擦係數 $\mu = 0.002$ ，刮油片阻力 $S = 1.96 N$ ，根據式(2.3)可計算出摩擦力 $f = 4.74 N$ ，再根據式(2.2)可得螺旋齒輪所需之切線力 $W_t = 1397.34 N$ 。

2.2 馬達選配

2.2.1 計算所需扭矩及最小減速比

根據第 3.1 節可得到螺旋齒輪的節圓直徑 $d_p = 43.4816 mm$ ，以及根據式(2.2)可知 $W_t = 1397.34 N$ ，再透過下式(2.4)計算出所需扭矩 T_o 為

$$T_o = W_t \times \frac{d_p}{2} = 30379.29 N \cdot mm \quad (2.4)$$

並從表 1.2 可知馬達輸出扭矩 $T_{馬達} = 1270 N \cdot mm$ ，並且效率 η 在最開始先假設為 75%，之後再根據蝸輪蝸桿計算的結果代入實際的效率重新進行計算。

從式(2.5)可計算出最小減速比 R (無條件進位取整數)大約為

$$R = \frac{T_o}{T_{馬達} \times \eta} \approx 30 \quad (2.5)$$

根據上述計算的結果，本次設計之蝸輪蝸桿的減速比 R 設定為 30，因為當減速比越大時，後續計算的蝸輪節圓直徑也會越大，為了避免蝸輪太大顆，使整體機構尺寸過大，因此選擇可允許的最小減速比做為此次設計用的減速比，且也符合表 1.1 所要求的設計範圍內。

2.2.2 決定馬達規格

此次的設計流程是由馬達的轉速及扭矩這兩個參數進行最初的計算，但設計後無法確定選用的馬達是否可以提供足夠的功率 H_i 使機構可以順利作動，因此在決定部分蝸輪蝸桿基本的參數後，將會利用下式(2.6)進行馬達所需使用功率的計算。

$$H_i = \frac{n_g W_{tg} d_{pg}}{1.91 \times 10^7} + \frac{V_s W_f}{1000} \quad (2.6)$$

並會將計算的結果與實際選用之馬達可提供的功率進行比對，比對結果整理如下表 2.1，從表中可知，原先選定的 0602 馬達功率小於實際機構運作所需的功率，因此 0602 馬達無法提供足夠的功率不適合此次的設計。但是，從馬達型錄可知 0604 馬達可以提供足夠的功率，所以馬達的選用從原本的 0602 馬達改為 0604 馬達。

表 2.1 馬達選用之比較

馬達型號	可提供之功率	實際所需功率	適用否
0602	0.2 kW	0.42 kW	×
0604	0.4 kW	0.39 kW	○



第三章 元件選配及強度計算

3.1 螺旋齒輪

3.1.1 螺旋齒輪參數計算

螺旋齒輪的設計步驟如下：

- (1) 設定基本的螺旋齒輪參數，如表 3.1 所示，其中齒面寬 b 為之後螺旋齒輪強度計算中主要調整的參數之一。
- (2) 設定螺旋齒輪強度計算時使用的係數，並進行相關係數的查找及選定。
- (3) 根據選定的係數進行螺旋齒輪彎應力及接觸應力的計算，判斷其材料強度足夠使機構安全運作。

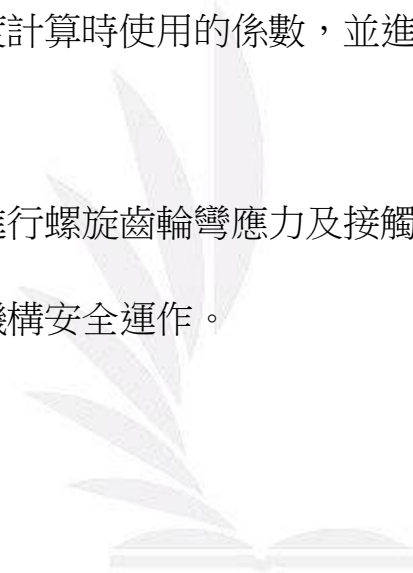


表 3.1 螺旋齒輪參數

法向壓力角 ϕ_n	20°
螺旋角 ψ	15°
法向模數 m_n	2 mm
端面模數 m_t	2.0706 mm
齒數 N	21
位移係數 x	0
旋向	右旋
齒面寬 b	22 mm
節圓直徑 d_p	43.4816 mm
外徑	47.4816 mm
跨齒數 k	4
跨齒厚 S_m	21.3143
材質	AISI 4320
熱處理硬度	HRC 55~64
熱處理方式	表面滲碳

其中某些參數像是法向壓力角 ϕ_n 、螺旋角 ψ 等是自行假設，而像是模數 m 、節圓直徑 d_p 等是根據機械元件設計^[4](以下簡稱機設課本，其括弧內為課本中圖表的標示)第六、七章公式進行計算得到的。

而材料及硬度同為設計前先自行選擇市面上常用來作為齒輪的材料，其將會作為後續進行強度計算時的設計參數，透過調整齒面寬 b 及模數 m 來達到材料可允許的強度範圍內。

3.1.2 螺旋齒輪強度計算

螺旋齒輪強度計算主要分成彎應力的計算以及接觸應力的計算。

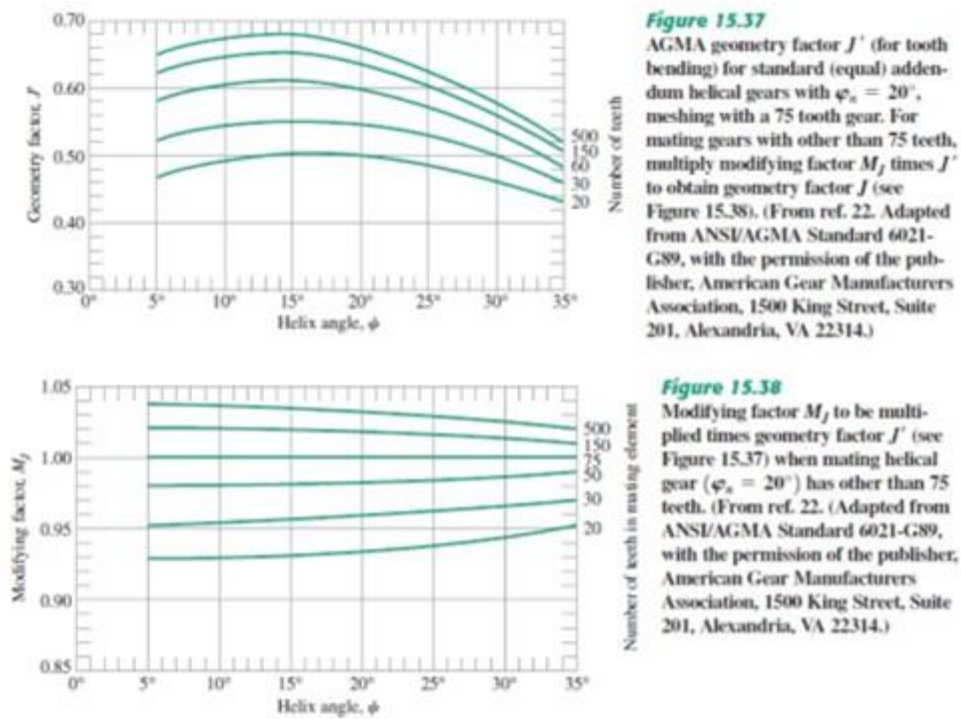
本次設計方式採先選定螺旋齒輪之材料為 AISI 4320 鎳鉻鉬合金鋼 (白十字鋼)，以表面滲碳之熱處理方式使硬度到 HRC 55~64、等級 1 的強度，其材料強度依據機設課本第六章(表 6.11)可知，如下表 3.2 所示。

表 3.2 表面滲碳硬化鋼的容許彎曲強度與容許接觸強度

最小表面 硬度	容許彎曲強度 S_{at} (MPa)			容許接觸強度 S_{ac} (MPa)		
	等級1	等級2	等級3	等級1	等級2	等級3
HRC 55~64	380	450	515	1240	1550	1895

下列為彎曲與接觸應力計算公式中所需要使用到的係數，其選擇的原因或計算方式將在下面一一說明。

- (1) 彎曲幾何係數 J ：參考圖 3.1，根據上表 3.1 螺旋齒輪的齒數 N 及螺旋角 ψ 進行查表，再將圖中上下對應的兩組數據進行相乘，即可得到 $J = 0.51 \times 0.94 = 0.479$ 。



Ref.: Mechanical Design of Machine Elements and Machines by J. A. Collins etc.

圖 3.1 Geometry Factor J

(2) 過負荷係數 K_o ：參考機設課本第六章(表 6.19)，本次設計之減速機的原動機為均勻的電動馬達，被動機為中度衝擊使用，查表 3.3 可知， $K_o = 1.5$ 。

表 3.3 過負荷係數 K_o

原動機的來源	被動機的來源			
	均勻	輕衝擊	中度衝擊	重衝擊
均勻	1.00	1.25	1.5	1.75
輕衝擊	1.20	1.40	1.75	2.25
中度衝擊	1.30	1.70	2.00	2.75

(3) 動負荷係數 K_v ：根據下式(3.1)可先計算得螺旋齒輪節圓速度

$V_t = 0.228 \text{ m/sec}$ ，再透過式(3.2)可計算出 $K_v = 1.092$ ，其中假

設齒輪精度等級 $Q_v = 6$ 。

$$V_t = \pi d_p n_p \tag{3.1}$$

$$K_v = \left[\frac{A + \sqrt{200 \times V_t}}{A} \right]^B \tag{3.2}$$

$$A = 50 + 56(1.0 - B) \tag{3.2.a}$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{0.667} \tag{3.2.b}$$

(4) 負荷分布係數 K_m ：參考下表 3.4 所提供之數據，因設計之齒面寬 b (22mm) 比 22.86 mm 小，且選擇全齒寬接觸、剛性、安裝及精度欠佳的螺旋齒輪，因此 $K_m = 1.7$ 。

表 3.4 負荷分布係數 K_m 選擇

表 3.10 荷重分佈係數 K_m 的大小 (AGMA 225.01)

齒輪的精度及支撐狀態		齒寬 mm(in)			
		≤5.08(2)	12.70(6)	22.86(9)	40.64(16)≤
精密齒輪、高精度的組立、軸承游隙小、撓曲最小	正齒輪	1.3	1.4	1.5	1.8
	螺旋齒輪	1.2	1.3	1.4	1.7
全齒寬接觸、剛性、安裝及精度欠佳的齒輪	正齒輪	1.6	1.7	1.8	2.0
	螺旋齒輪	1.5	1.6	1.7	2.0
非全齒寬接觸的組立狀態、精度欠佳的齒輪		> 2.0			

(5) 輪緣厚度修正係數 K_B ：根據機設課本第六章(圖 6.24)，因本次設計之齒輪與軸之間的距離皆大於齒輪的全齒深，因此 $K_B = 1$ 。

(6) 彎曲循環週期係數 Y_N ：根據下圖 3.2 及表 1.1 的設計規格所要求之壽命條件，可計算得 $Y_N = 0.986$ 。

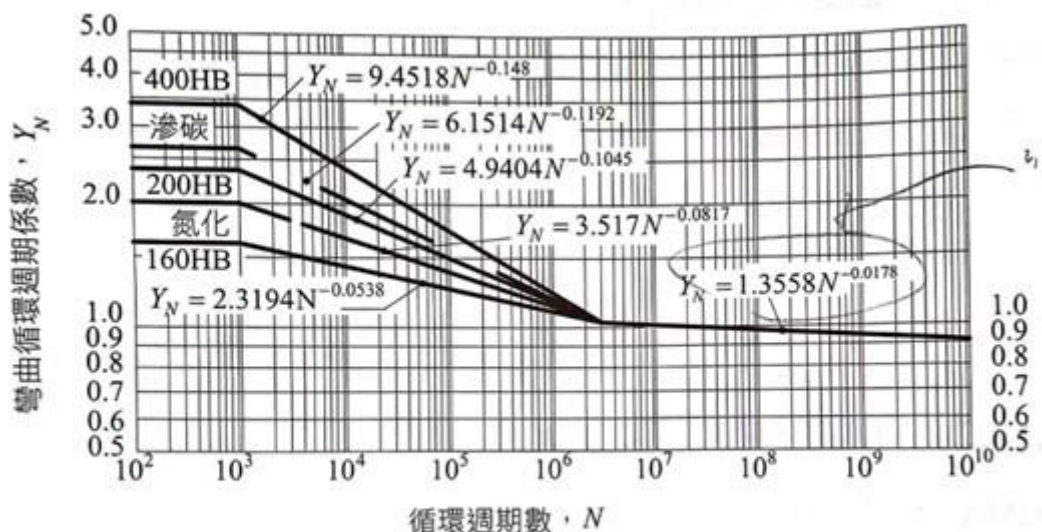


圖 6.25 彎曲循環週期係數
(資料來源：ANSI/AGMA 2001-D04 標準)

圖 3.2 彎曲循環週期係數

- (7) 溫度係數 K_T ：因為本次設計之蝸輪蝸桿減速機預想的使用場所溫度維持在 $0\sim 120\text{ }^\circ\text{C}$ 之間，因此 $K_T = 1$ 。
- (8) 可靠度係數 K_R ：因本次設計之可靠度設定為 99.9%，根據機設課本第六章(表 6.21)可知 $K_R = 1.25$ 。
- (9) 安全係數 N_{sf} ：因齒輪設計已使用許多係數進行修正，所以安全係數設定為 1 即可。
- (10) 接觸幾何係數 I ：根據機設課本第七章(表 7.7)，此次設計之螺旋齒輪齒數 N 為 21 齒，以大齒輪最大齒數 135 齒當作齒條齒數進行查表，且因螺旋角 15° 較靠近 10° ，所以選擇螺旋角為 10° 的表格進行查表，如表 3.5 所示，可得 $I = 0.241$ 。

表 3.5 法向壓力角 20° 且螺旋角為 10° 之接觸幾何係數 I

大齒輪齒數	小齒輪齒數					
	17	21	26	35	55	135
17	0.124					
21	0.139	0.128				
26	0.154	0.143	0.132			
35	0.175	0.165	0.154	0.137		
55	0.204	0.196	0.187	0.171	0.143	
135	0.244	0.241	0.237	0.229	0.209	0.151

(11) 彈性係數 C_p ：參考機設課本第六章(表 6.26)，因螺旋齒輪及齒條皆為鋼材所製成，因此根據下表 3.6 可知， $C_p = 191 (\sqrt{MPa})$ 。

表 3.6 彈性係數 \sqrt{MPa}

小齒輪 ($\nu = 0.3$)	小齒輪的 楊氏係數 (GPa)	大齒輪的楊氏係數 (GPa)					
		鋼	可鍛鑄鐵	球墨鑄鐵	鑄鐵	鋁青銅	錫青銅
		200	170	170	150	120	110
鋼	200	191	181	179	174	162	158
可鍛鑄鐵	170	181	174	172	168	158	154
球墨鑄鐵	170	179	172	170	168	158	154
鑄鐵	150	174	168	166	163	154	149
鋁青銅	120	162	158	156	154	145	141
錫青銅	110	158	154	152	149	141	137

(12) 接觸循環週期係數 Z_N ：根據下圖 3.3 及表 1.1 所要求的壽命條件，可計算得 $Z_N = 0.96$ 。

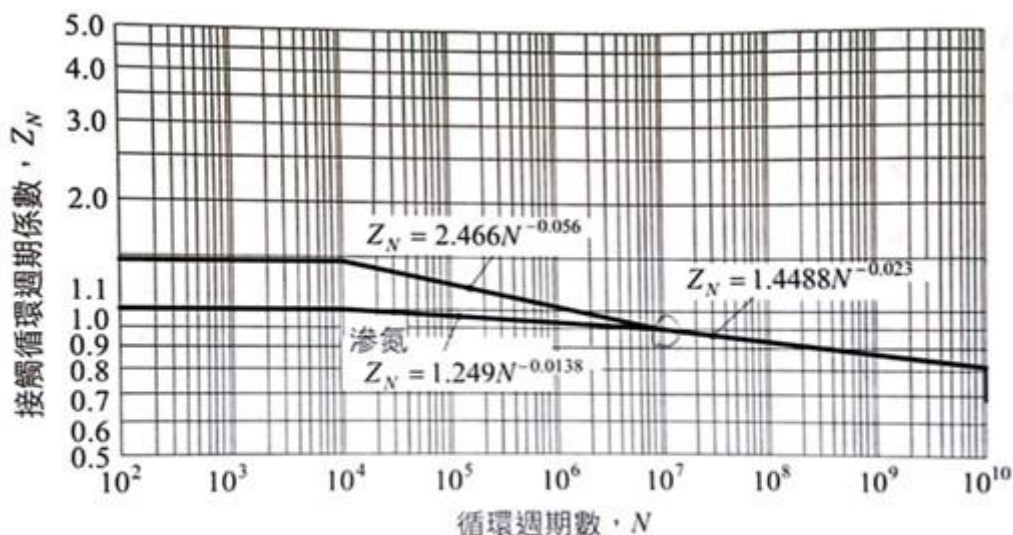


圖 6.28 接觸循環週期係數
(資料來源：ANSI/AGMA 2001-D04 標準)

圖 3.3 接觸循環週期係數

(13)接觸硬度係數 C_H ：因本次設計之螺旋齒輪與齒條接觸，故不需對螺旋齒輪進行修正，所以 $C_H = 1$ 。

當上述係數確定好後，可以藉由彎曲與接觸應力公式及材質實際的容許彎曲與接觸強度推導最小所需齒面寬 b 的公式，推導結果如下式(3.3)及(3.4)所示。實際帶入所選材料 AISI 4320 的材料強度，材料的容許彎曲強度 $S_{at} = 380 \text{ MPa}$ 、容許接觸強度 $S_{ac} = 1240 \text{ MPa}$ ，則彎曲與接觸最小齒面寬為

$$b'_{\text{彎曲}} \geq \frac{W_t K_o K_v K_m K_B N_{sf} K_T K_R}{m_t \times J \times S_{at} Y_N} = 13.1 \text{ mm} \quad (3.3)$$

$$b'_{\text{接觸}} \geq \left(\frac{C_p \sqrt{\frac{W_t K_o K_v K_m K_B}{d_p \times I} N_{sf} K_T K_R}}{S_{ac} Z_N C_H} \right)^2 = 14.9 \text{ mm} \quad (3.4)$$

透過上面兩個最小齒面寬的計算可知，接觸應力大於彎曲應力，因此實際齒面寬 b 的設計以接觸最小齒面寬 $b'_{\text{接觸}}$ 為主要參考值，最終在考量後續蝸輪蝸桿的效率及大小問題上選擇以齒面寬 $b = 22 \text{ mm}$ 作為最終設計。

3.1.3 螺旋齒輪作用力

根據圖 2.1 之外部機構整體自由體圖將螺旋齒輪單獨提出進行作用力的分析，如下圖 3.4 可知，因螺旋齒輪設計為右旋且已知切線力 $W_t = 1397.3 \text{ N}$ ，可計算出各作用力為

$$\text{徑向力 } W_r = \frac{W_t \times \tan \phi_n}{\cos \psi} = 526.53 \text{ N} \quad (3.5)$$

$$\text{軸向力 } W_a = W_t \times \tan \psi = 374.42 \text{ N} \quad (3.6)$$

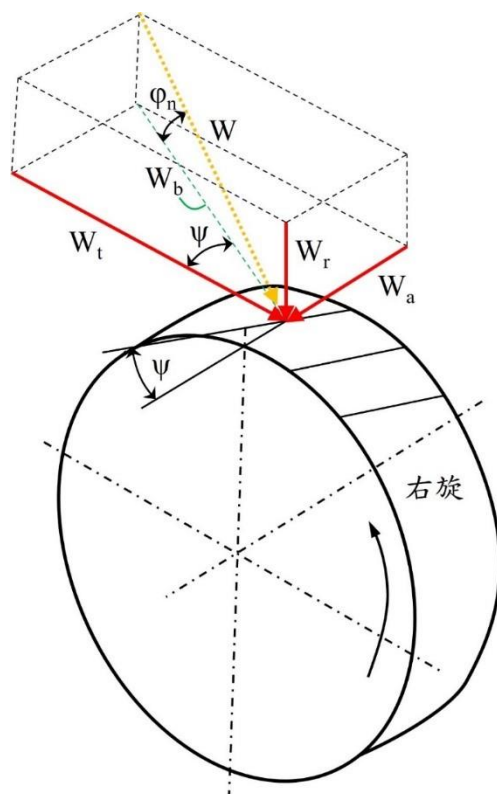


圖 3.4 螺旋齒輪的作用力

下表 3.7 為螺旋齒輪作用力的整理，以利後續蝸輪軸設計時的剪力彎矩計算。到目前為止螺旋齒輪的設計大致上已經完成，其鍵槽的設計及公差的選配會在後續蝸輪軸的計算時進行討論。

表 3.7 螺旋齒輪的作用力

切線力 W_t	1397.34 N
徑向力 W_r	526.53 N
軸向力 W_a	374.42 N

3.2 蝸輪蝸桿

3.2.1 蝸輪蝸桿基本參數

下表 3.8 為蝸輪蝸桿設計的基本參數，其主要為第 3.1 節螺旋齒輪

計算後得出的數據以及部分自行假設。

表 3.8 蝸輪蝸桿基本數據

減速比 R	30
端面模數 m_t	2.5
法向壓力角 ϕ_n	20°
齒輪所需扭矩 T_o	30379.29 N-mm
螺旋角 ψ	83.211°
導程 L	7.854 mm
導程角 λ	$6^\circ 74' 20''$
中心距 C	48 mm
滑動速度 V_s	653.9357 ft/min

根據機設課本第七章的公式可計算出蝸桿及蝸輪分別的尺寸數據，如下表 3.9 所示，因為希望中心距 C 可以剛好為整數，使蝸輪蝸桿在實際地裝配上更加方便、準確，所以蝸桿的節圓直徑設定為奇數，且從下式(3.7)的計算可知，蝸桿的節圓直徑 d_{pw} 必須大於 14.8 並且小於 27.7，基於上述兩個條件在加上尺寸上的考量，因此此次蝸桿的節圓直徑 d_{pw} 設計為 21 mm。

$$\frac{C^{0.875}}{2.0} \leq d_{pw} \leq \frac{C^{0.875}}{1.07} \quad (3.7)$$

因為蝸輪的節圓直徑與蝸桿的牙數成正比關係，所以在希望蝸輪的尺寸可以不要那麼大的情況下，蝸桿的螺紋數 N_w 設計為 1 牙。其中，蝸輪的齒面寬 b 為後續計算強度時調整的主要參數之一。

表 3.9 蝸輪蝸桿設計數據

蝸桿	
節圓直徑 d_{pw}	21 mm
轉速 n_w	3000 rpm
螺紋數 N_w	1 牙
螺距 p_w	7.854 mm
節圓速度 V_w	3.2987 m/s
蝸輪	
節圓直徑 d_{pg}	75 mm
轉速 n_g	100 rpm
齒面寬 b	14 mm
齒數 N_g	30
周節 p_g	7.854 mm
節圓速度 V_g	0.3927 m/s

3.2.2 蝸輪蝸桿作用力

有了上表 3.9 的數據，接下來為了確保此次設計之蝸輪蝸桿強度足夠，因此需先求出蝸輪蝸桿的作用力，然後再進行蝸輪強度的計算。根據下式(3.8)可計算出蝸輪的切線力 $W_{tg} = 810.11 N$ 。

$$W_{tg} = \frac{2 \times T_o}{d_{pg}} \quad (3.8)$$

並參考下圖 3.5 及式(3.9)、(3.10)計算蝸輪蝸桿其他作用力，另外計算所需要用到的摩擦係數 μ ，其可根據滑動係數

$V_s = 653.94 \text{ ft/min}$ 透過下式(3.11)求得。

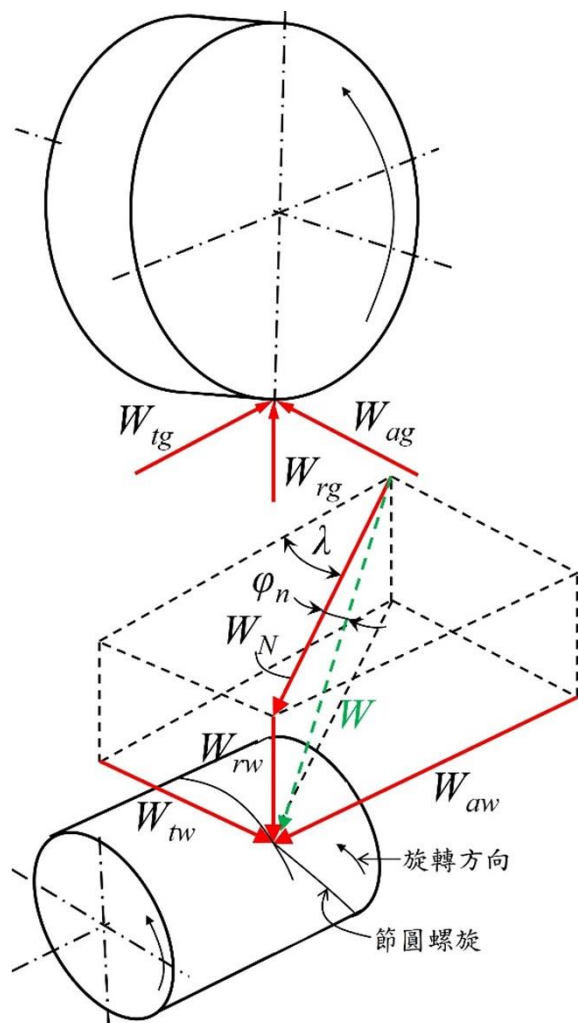


圖 3.5 蝸輪蝸桿作用力

$$W_{rw} = -W_{rg} = W_{tw} \left(\frac{\sin \phi_n}{\cos \phi_n \sin \lambda + \mu \cos \lambda} \right) \quad (3.9)$$

$$W_{aw} = -W_{tg} = W_{tw} \left(\frac{\cos \phi_n \cos \lambda - \mu \sin \lambda}{\cos \phi_n \sin \lambda + \mu \cos \lambda} \right) \quad (3.10)$$

$$\mu = \begin{cases} 0.150 & V_s = 0 \\ 0.124e^{-0.074V_s^{0.645}} & 0 < V_s \leq 10 \\ 0.103e^{-0.110V_s^{0.450}} + 0.012 & 10 < V_s \end{cases} \quad (3.11)$$

計算後可得 $\mu = 0.02547$ ，並且上述求得的作用力可整理為下表

3.10，同樣以利後續蝸桿軸設計時的剪力彎矩計算。

表 3.10 蝸輪蝸桿作用力彙整

軸向力 W_{aw} /切線力 W_{tg}	810.11 N
徑向力 W_{rw} /徑向力 W_{rg}	297.89 N
切線力 W_{tw} /軸向力 W_{ag}	118.78 N

3.2.3 螺旋齒輪強度計算

根據下式(3.12)計算蝸輪額定切線力 W_{tgR} ，並將計算結果與蝸輪實際切線力進行比對，確保此次設計是否安全。之所以只使用蝸輪來判斷整個蝸輪蝸桿機構是否安全，是因為通常蝸桿使用的材料強度皆較蝸輪使用之材料強度大，而蝸輪與蝸桿所受到的作用力是一致的，因此以較脆弱的蝸輪來進行整體安全性的判斷。

$$W_{tg} \leq W_{tgR} = \frac{C_s d_{pg}^{0.8} b C_m C_v}{75.948} \quad (3.12)$$

其中計算所需係數選擇原因如下：

- (1) 蝸輪材料係數 C_s ：根據下表 3.11 可知，本次設計之蝸輪製造方式採離心鑄造，且蝸輪節圓直徑 d_{pg} 小於 625，因此查表可得 $C_s = 1000$ 。

表 3.11 蝸輪材質係數 C_s

製造過程	節圓直徑 (mm)	蝸輪材質係數 C_s
砂鑄	$d_{pg} \leq 64$	1000
	$d_{pg} > 64$	$1859.104 - 476.5454 \times \log_{10} d_{pg}$
鑄造	$d_{pg} \leq 200$	1000
	$d_{pg} > 200$	$2052.012 - 455.8259 \times \log_{10} d_{pg}$
離心鑄造	$d_{pg} \leq 625$	1000
	$d_{pg} > 625$	$1503.811 - 179.7503 \times \log_{10} d_{pg}$

(2) 減速比修正係數 C_m ：因減速比 $R = m_G = 30$ ，根據下式(3.13)可

計算得 $C_m = 0.8236$ 。

$$C_m = \begin{cases} 0.02\sqrt{-m_G^2 + 40m_G - 76} & 3 < m_G < 20 \\ 0.0107\sqrt{-m_G^2 + 56m_G + 5145} & 20 \leq m_G < 76 \\ 1.1483 - 0.00658m_G & 76 \leq m_G \end{cases} \quad (3.13)$$

(3) 速度修正係數 C_v ：因滑動係數 $V_s = 653.94 \text{ ft/min}$ ，根據下式

(3.14)可計算得 $C_v = 0.321$ 。

$$C_v = \begin{cases} 0.659e^{-0.0011V_s} & 0 < V_s \leq 700 \\ 13.31V_s^{-0.571} & 700 < V_s \leq 3000 \\ 65.52V_s^{-0.774} & 3000 < V_s \end{cases} \quad (3.14)$$

上述計算所需的係數皆確認好後，可以計算得蝸輪額定切線力

$W_{tgR} = 1541.28 \text{ N}$ ，其大於蝸輪實際切線力 $W_{tg} = 810.11 \text{ N}$ ，因此

本次設計的蝸輪蝸桿機構是安全的。

在計算完蝸輪蝸桿全部的數據後，為了將之前自行假設的效率替換成實際設計後的效率，因此根據下式(3.15)可計算本次設計的蝸輪

蝸桿實際效率為 $e = 0.812 = 81.2\%$ 。

$$e = \frac{\cos \phi_n - \mu \tan \lambda}{\cos \phi_n + \mu \cot \lambda} \quad (3.15)$$

3.3 蝸桿軸

3.3.1 自由體圖計算

本節為蝸桿軸之設計，根據第 3.2 節蝸輪蝸桿的計算，可以得到下表 3.12 計算蝸桿軸所需的參數，且自行假設各點的間距數值為何，其大致上如圖 3.6 蝸桿軸示意圖所示。

表 3.12 計算蝸桿軸所需參數

W_{aw}	810.11 N
W_{rw}	297.89 N
W_{tw}	118.78 N
T_i	1247.19 N-mm
R_{pw}	10.5 mm
L_1	40 mm
L_2	40 mm
L_6	35 mm

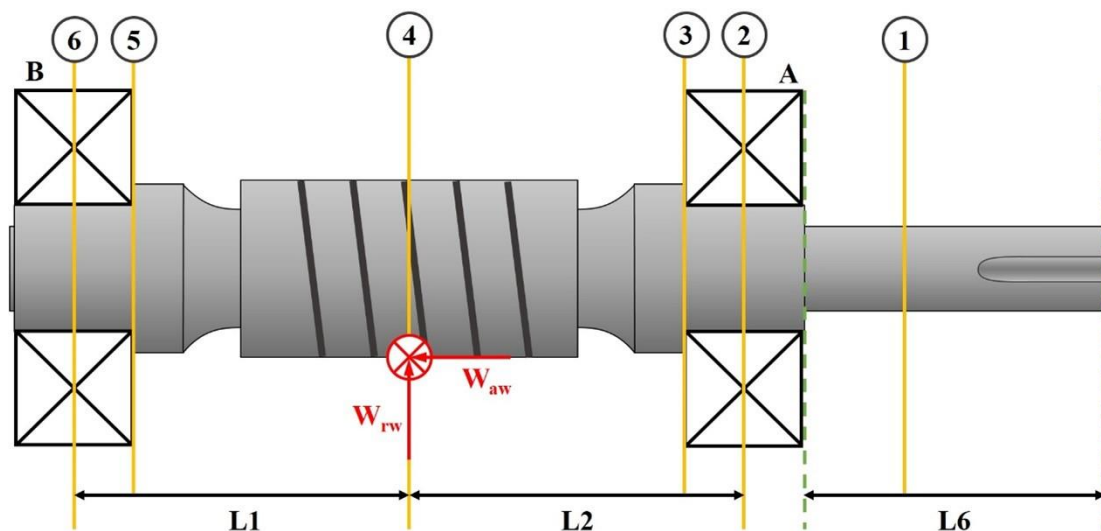


圖 3.6 蝸桿軸示意圖

因為本次設計採蝸桿在上，蝸輪在下，所以在圖 3.6 中，作用力在蝸桿截面 4-4 下方。而且圖上標註了各截面的代號，方便之後計算軸徑時使用，其中 L6 為裝設聯軸器處，其最右邊與馬達相互連接。本次設計之聯軸器選用 MiSUMi 的 GCO·GCORK-10-12 聯軸器，其總長為 33 mm，因此 L6 長度設計為 35 mm，下圖 3.7 為此次選用的聯軸器樣式。



圖 3.7 MISUMI GCO 系列聯軸器

根據上述參數設定及作用力大小，可畫出蝸桿軸的自由體圖，如圖 3.8 所示，透過力平衡計算可從自由體圖中得到 A、B 軸承的徑向力及軸向力。本次力平衡使用向量方式進行計算，其公式如下，座標系統須按照圖 3.8 所示進行計算。

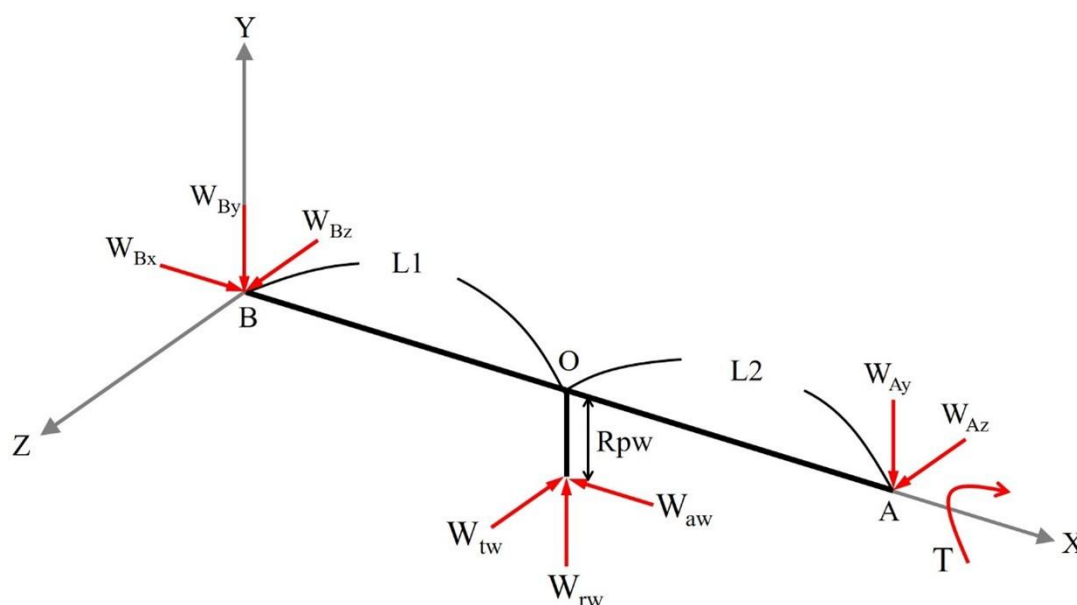


圖 14 蝸桿軸自由體圖

$$\vec{R}_{AB} \times \vec{F}_A + \vec{R}_O \times \vec{F}_O + \vec{T} = 0 \quad (3.16)$$

根據上式(3.16)計算出軸承 A、B 的作用力，因為軸承 B 承受的作用力較大，所以將蝸桿的軸向力全部交給軸承 B 承擔，並將結果整理成下表 3.13，其中正負號單純表示作用力的方向。

表 3.13 軸承 A、B 的作用力

軸承A	W_{Ax}	0 N
	W_{Ay}	-42.64 N
	W_{Az}	59.39 N
軸承B	W_{Bx}	810.11 N
	W_{By}	-255.27 N
	W_{Bz}	59.39 N

並根據上表 3.12 與 3.13 之作用力繪製 X-Y 平面及 X-Z 平面的剪力彎矩圖，可作為之後計算軸的直徑使用。

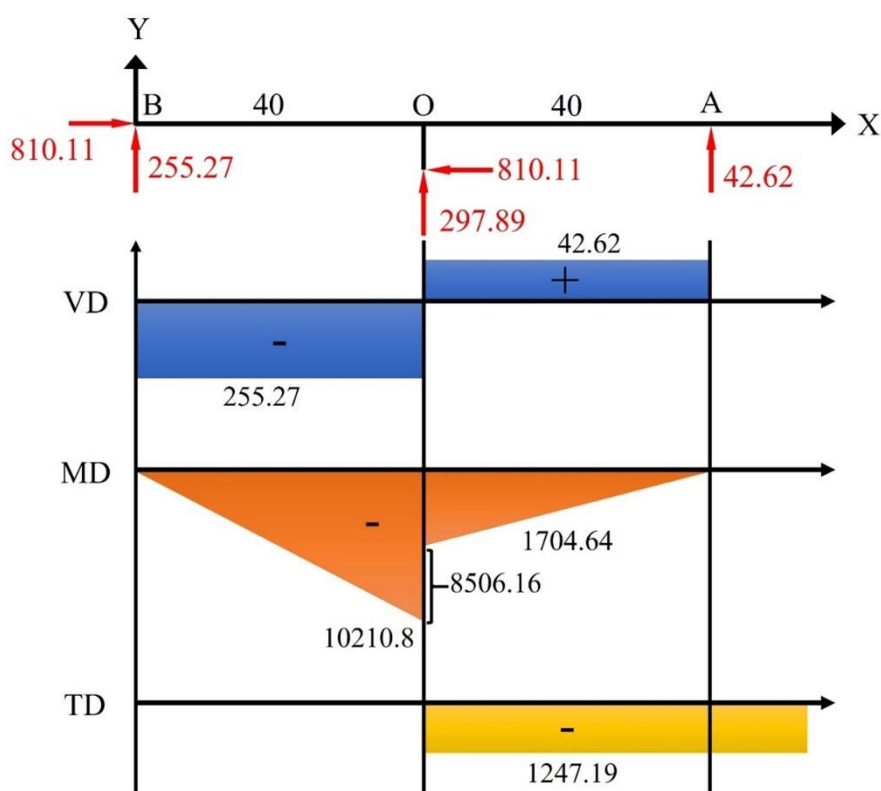


圖 3.9 蝸桿軸 X-Y 平面之剪力彎矩圖

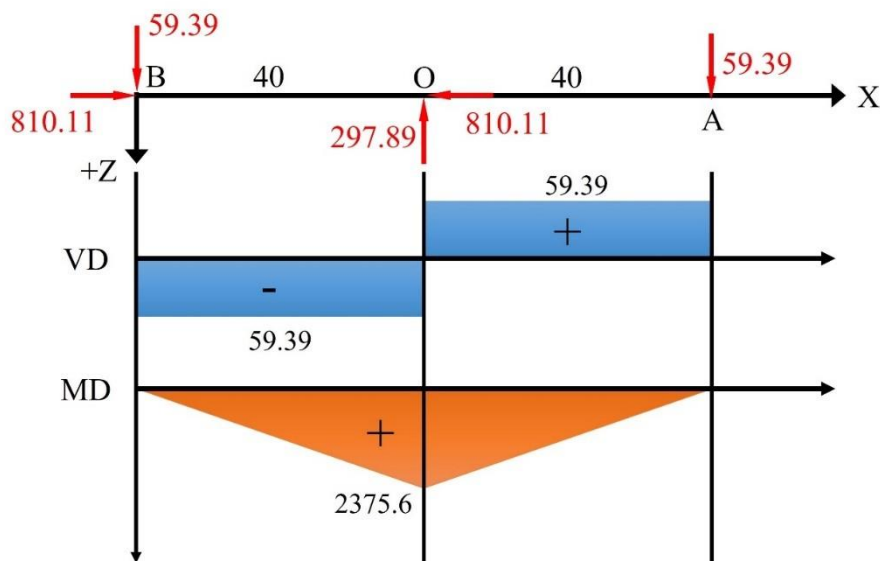


圖 3.10 蝸桿軸 X-Z 平面之剪力彎矩圖

3.3.2 軸承計算及選配

本次設計因裝設軸承處上有軸肩部的設計，因此軸承的裝配方式設定為「面對面安裝」(DF)，且蝸桿軸的軸承選用圓錐滾子軸承進行支撐。

圓錐滾子軸承的選擇與計算步驟如下：

- (1) 根據設計判斷軸承的安裝方式(背對背 DB 或面對面 DF)。
- (2) 根據自由體圖的軸向力 W_{aw} 方向判斷哪顆軸承是被擠壓的。
- (3) 根據下式(3.17)的軸向力條件判斷各軸承實際的軸向力為何。

$$F_{iA} \leq or \geq F_{ae} + F_{iB} \quad (3.17)$$

- (4) 根據得到的軸承軸向力計算等價負荷。
- (5) 透過軸承的試算比較額定動負荷值，從中選出適合的軸承。

※其他更詳細的軸承選用例子與圖示可參考機設課本(第九章)

首先，本次設計之圓錐滾子軸承的安裝方式採面對面安裝，如下圖 3.11 所示，且蝸桿軸本身承受的軸向力 F_{ae} 方向向左，因此軸承 B 被擠壓。

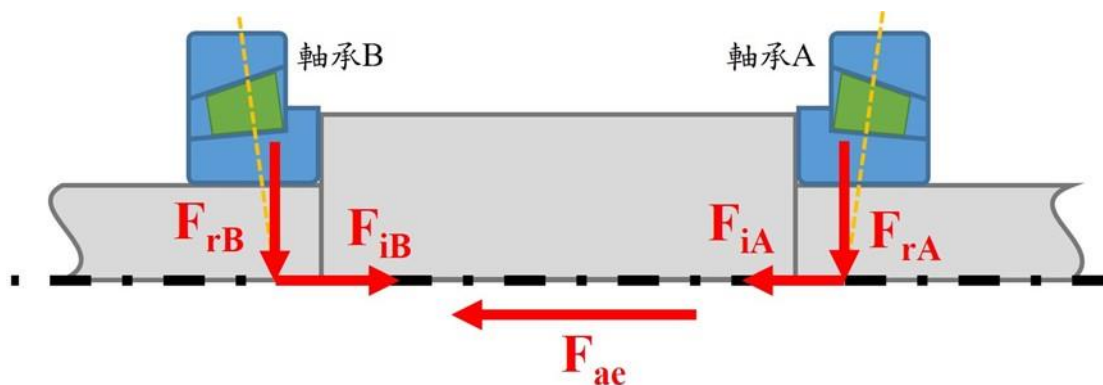


圖 3.11 圓錐滾子軸承面對面安裝

根據上式(3.17)可進行第一次試算，將被擠壓之軸承 B 的軸向力 F_{iB} 單獨放一邊，另外一邊為蝸桿軸承受的軸向力 F_{ae} 與軸承 A 的軸向力 F_{iA} 相加，並判斷出軸承 B 的軸向力 $F_{iB} = 87.36 N$ ，其小於 $F_{ae} + F_{iA} = 834.48 N$ 的值，因此可以得出軸承 A 及軸承 B 的真實軸向力為

$$\begin{cases} F_{aA} = F_{iA} = 24.37 \\ F_{aB} = F_{ae} + F_{iB} = 897.47 \end{cases}$$

其中， F_{iA} 與 F_{iB} 為軸承各自的徑向力乘以 0.5 再除以係數 Y 得到。在第一次試算時，先假設係數 $X = 0.4$ 、 $Y = 1.5$ 進行試算，待軸承的尺寸決定後，Y 值可從軸承製造商提供的型錄中查得，之後再代入等價負荷中重新計算，直到條件符合為止。

軸承 A、B 的等價負荷為

$$\begin{cases} P_A = F_{rA} = 73.1 N \\ P_B = X \times F_{rB} + Y \times F_{aB} = 1451.04 N \end{cases} \quad (3.18)$$

計算出軸承的等價負荷後，再根據下式(3.19)進行軸承額定動負荷 C_{req} 的計算，其中 Life 為「軸承的預期壽命 $L \times 60 \times$ 蝸桿的轉速 n_w 」， K_R 為可靠度係數，本次設計的軸承可靠度均設定為 90 %，因此 $K_R = 1$ ，係數 a 根據下表 3.13 可知，此次軸承採用圓錐滾子軸承，所以 $a = 0.3$ 。

$$C_{req} = P_B \times \left(\frac{Life}{K_R \times 10^6} \right)^a \quad (3.19)$$

表 3.13 軸承係數 a

軸承類別	a
Ball bearing	3
Roller bearing	0.3

軸承 A、B 的額定動負荷為

$$\begin{cases} C_A = 0.87 kN \\ C_B = 17.22 kN \end{cases}$$

因軸承 B 的額定動負荷較大，因此以軸承 B 的數據作為選配軸承的參考。此次選配軸承式參考 NTN-bearing 之型錄^[9]，最終決定選用 30302 的軸承，此軸承相關數據如下表 3.14 所示。

表 3.14 30302 軸承相關數據

軸承號	30302
內徑 d	15 mm
外徑 D	42 mm
軸承寬 T	14.25 mm
軸承內圓角 r_a	1 mm
額定動負荷 C_r	25.8 kN
係數 Y_2	2.11

3.3.3 軸強度計算

根據上述之蝸桿軸的剪力彎矩圖與軸承的相關數據，為了確保蝸桿軸有一定的強度不會產生破壞，因此需進行軸徑的計算。本次設計之蝸桿軸由馬達提供穩定的扭矩帶動旋轉，因此以疲勞負荷作為計算重點，以下各截面軸徑的計算皆依據「ASME 橢圓疲勞破壞理論」進行計算，其公式如下。

$$d = \left\{ \frac{32 \times N_{sf}}{\pi} \sqrt{\left[\left(\frac{K_f \times M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_{yt}} \right)^2 \right]^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (3.20)$$

其中，安全係數 N_{sf} 假設為 3，應力集中係數 K_f 在最開始先假設為 2.5，在知道軸徑後，會根據機設課本(附錄 2 的附錄圖 2.C 及 2.D)進行查圖，從圖中得出實際設計之軸徑的應力集中係數。經過查圖後，可知實際的應力集中係數 $K_f = 1.8$ 。

因為蝸桿軸及蝸桿為一體成形製成，因此蝸桿軸的材料為 AISI 1040，並使用油淬火與回火溫度到 425°C，其材料的抗拉強度 $S_{ut} = 758 \text{ MPa}$ 、降伏強度 $S_{yt} = 552 \text{ MPa}$ ，硬度為 HB 241。根據上述材料數據可透過式(3.21)計算修正疲勞線 S_e 。

$$S_e = K_a K_b K_c S_e' \quad (3.21)$$

其中完全反覆應力的疲勞線 S_e' 為抗拉強度的一半，所以

$S_e' = 379 \text{ MPa}$ ，另外三個係數選擇如下：

- (1) 表面光滑係數 K_a ：根據機設課本第四章(表 4.1)可知，本次軸的表面光滑度是根據研磨的方式進行處理，因此從下表 3.15 可得為 $a = 1.58$ 、 $b = -0.085$ ，經過式(3.22)計算，可得

$$K_a = a \times S_{ut}^b = 0.899 \quad (3.22)$$

表 3.15 表面光滑度係數

表面光滑	a	b
研磨	1.58	-0.085
加工或冷拉	4.51	-0.265
熱壓延	57.7	-0.718
鍛造	272	-0.995

- (2) 尺寸修正係數 K_b ：根據下表 3.16 可知，因本次設計之軸徑介於 7.5~50 之間，因此可得 $K_b = 0.85$ 。

表 3.16 尺寸修正係數

直徑 (mm)	K_b
$d \leq 7.5$	1.0
$7.5 < d \leq 50$	0.85
$d > 50$	0.75

(3) 可靠度係數 K_c ：本次設計之蝸桿軸的可靠度假設為 99.9 %，因此根據下表 3.17 可得 $K_c = 0.753$ 。

表 3.17 可靠度係數

可靠度 R (%)	K_c
50	1.0
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

根據上述可計算出修正疲勞線 $S_e = 218.1 \text{ MPa}$ ，再透過圖 3.9 和 3.10 計算各個截面的剪力、彎矩及扭矩，並由式(3.20)計算各截面所需的最小軸徑為何，在參考第 3.3.2 小節選定軸承的尺寸，最終設計出蝸桿軸的所有直徑，其整理成下表 3.18。

表 3.18 蝸桿軸數據彙整表

截面	位置名稱	剪力		彎矩		扭矩	直徑	
		F_{xy}	F_{xz}	M_{xy}	M_{xz}	T	計算	設計
1-1	聯軸器	0	0	0	0	-1247.19	3.9	10
2-2	軸承A	42.62	-59.39	0	0	-1247.19	-	15
3-3		42.62	-59.39	-303.64	423.15	-1247.19	5.2	
4-4	蝸桿	-255.27	59.39	-10210.8	2375.60	-1247.19	13.8	17
5-5	軸承B	-255.27	59.39	-1818.8	423.15	0	7.8	15
6-6		-255.27	59.39	0	0	0	-	

單位：[N]、[N-mm]、[mm]

3.3.4 鍵槽及公差

根據上表 3.18 所示，本次設計之蝸桿軸共有四種尺寸，其中裝有軸承處及油封處之軸皆須要求一定精度，所以下表 3.19 為這兩處軸徑與精度的整理，其參考 JIS 常用軸/孔接合的尺寸容許公差表^[10]，且裝設有油封處的公差參考 SKF 常用公制油封型錄^[11]建議，同時也選用 SKF 製的油封作為此次的設計。

表 3.19 蝸桿軸的尺寸公差(JIS)

	尺寸	公差
軸承A、B	15	k5 $\begin{cases} +0.009 \\ +0.001 \end{cases}$
油封處	10	h11 $\begin{cases} 0 \\ -0.09 \end{cases}$

單位： μm

本次設計選擇使用「平鍵」作為蝸桿軸中聯軸器的徑向定位，連

軸器 1-1 截面之軸徑為 10 mm，根據下表 3.20 可知，此處軸徑介在 10~12 mm 之間，因此選用 4 × 4 的鍵主體尺寸，鍵主體的公差參考自 JIS B 1301 鍵與鍵槽尺寸公差表^[11]的規範，但因為設計不包含鍵主體，所以不多加著墨。

表 3.20 鍵與鍵槽尺寸公差表(JIS)

單位：mm

鍵的標準尺寸 b x h	鍵的尺寸				C	l	鍵槽的尺寸					r1 及 r2	t1 的 基準 尺寸	t2 的 基準 尺寸	t1 及 t2 的 容許 偏差	參考 適用的 軸徑 d			
	b		h				b1 及 b2 的 基準 尺寸	滑動型		普通型							揀入型 b1 及 b2		
	基準 尺寸	容許偏差 (h9)	基準 尺寸	容許偏差				b1	b2	b1	b2								
2x 2	2	0	2	0	0.16-0.25	6-20	2	+0.025	+0.060	-0.004	± 0.0125	-0.006	1.2	1.0	+0.1 0	6-8			
3x 3	3	-0.025	3	-0.025		6-36	3	0	+0.020	-0.029	± 0.0125	-0.031					1.8	1.4	8-10
4x 4	4	0	4	0		8-45	4	+0.030	+0.078	0	± 0.0150	-0.012							
5x 5	5	-0.030	5	-0.030	0.25-0.40	10-56	5	0	+0.030	-0.030	± 0.0150	-0.042	3.0	2.3	12-17				
6x 6	6	0	6	0		14-70	6	+0.036	+0.098	0	± 0.0180	-0.015				3.5	2.8	17-22	
(7x 7)	7	-0.036	7	-0.036	0.40-0.60	16-80	7	0	+0.043	+0.120	0	± 0.0215	-0.018	4.0	3.3				20-25
8x 7	8	0	7	0		18-90	8	0	+0.040	-0.036	± 0.0180	-0.051	4.0			3.3	22-30		
10x 8	10	-0.043	8	-0.043		22-110	10	+0.052	+0.149	0	± 0.0260	-0.022						5.0	
12x 8	12	0	8	0	0.60-0.80	28-140	12	0	+0.065	-0.052	± 0.0260	-0.074	5.0	3.3	38-44				
14x 9	14	-0.090	9	-0.090		36-160	14	0	+0.052	-0.052	± 0.0260	-0.074				5.5	3.8	44-50	
(15x 10)	15	0	10	0		40-180	15	0	+0.050	-0.043	± 0.0215	-0.061							5.0
16x 10	16	-0.043	10	-0.043	h11	45-180	16	0	+0.052	-0.052	± 0.0260	-0.074	6.0	4.3	+0.2 0	50-58			
18x 11	18	0	11	0		50-200	18	0	+0.052	-0.052	± 0.0260	-0.074					7.0	4.4	58-65
20x 12	20	-0.052	12	-0.052		56-220	20	0	+0.052	-0.052	± 0.0260	-0.074	7.5	4.9	65-75				
22x 14	22	0	14	0	0.60-0.80	63-250	22	0	+0.052	-0.052	± 0.0260	-0.074				9.0	5.4	75-85	
(24x 16)	24	-0.052	16	-0.052		70-280	24	0	+0.052	-0.052	± 0.0260	-0.074	8.0	8.4	80-90				
25x 14	25	0	14	0		70-280	25	0	+0.052	-0.052	± 0.0260	-0.074				9.0	5.4	85-95	
28x 16	28	-0.110	16	-0.110	80-320	28	0	+0.062	+0.180	0	± 0.0310	-0.026	10.0	6.4	95-110				
32x 18	32	0	18	0	90-360	32	0	+0.062	+0.080	-0.062	± 0.0310	-0.088				11.0	7.4	110-130	

且根據下圖 3.12 可知，在已選定鍵主體的尺寸為 4 × 4 後，其鍵槽公差選用普通型，圓角可介在 0.08~0.16 之間，因此可決定出聯軸器處的鍵槽(軸側)的基準尺寸與公差為

$$\begin{cases} b_1 = 4^0_{-0.030} \\ t_1 = 2.5^+0.1_0 \\ r_1 = 0.1 \end{cases}$$

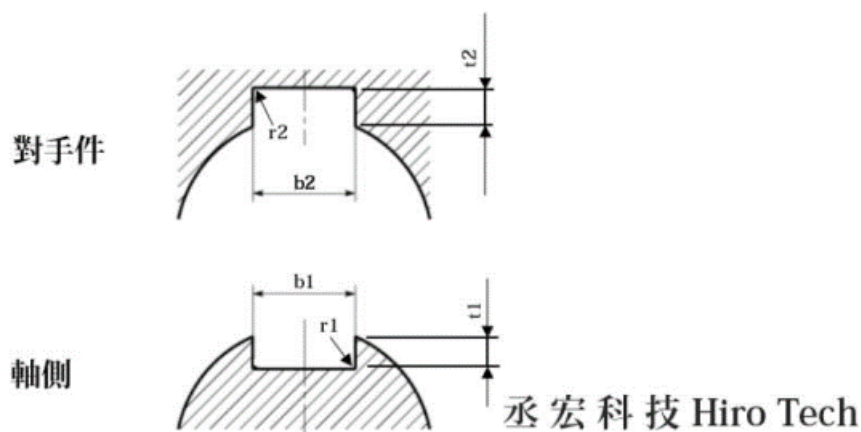


圖 3.12 鍵槽的尺寸標註圖(JIS)

(<https://hirotechtw.com/resource/jis-key-dimensions-tolerance/>)

3.4 蝸輪軸

3.4.1 自由體圖計算

本節為蝸輪軸的設計，根據第 3.1 節螺旋齒輪以及第 3.2 節蝸輪蝸桿的計算，可以得到下表 3.21 計算蝸輪軸所需參數，並自行假設各截面之間距離的數值為何，圖 3.13 為蝸輪軸示意圖。因本次設計為蝸桿在上，蝸輪在下，因此圖上作用力在蝸輪上方，且標註了各截面的代號，方便之後計算軸徑使用。

表 3.21 計算蝸輪軸所需參數

蝸輪軸向力 W_{ag}	118.78 N
蝸輪徑向力 W_{rg}	297.89 N
蝸輪切線力 W_{tg}	810.11 N
齒輪軸向力 W_a	374.42 N
齒輪徑向力 W_r	526.53 N
齒輪切線力 W_t	1397.34 N
蝸輪節圓半徑 R_{pg}	37.5 mm
齒輪節圓半徑 R_p	21.7 mm
L_3	30 mm
L_4	40 mm
L_5	30 mm



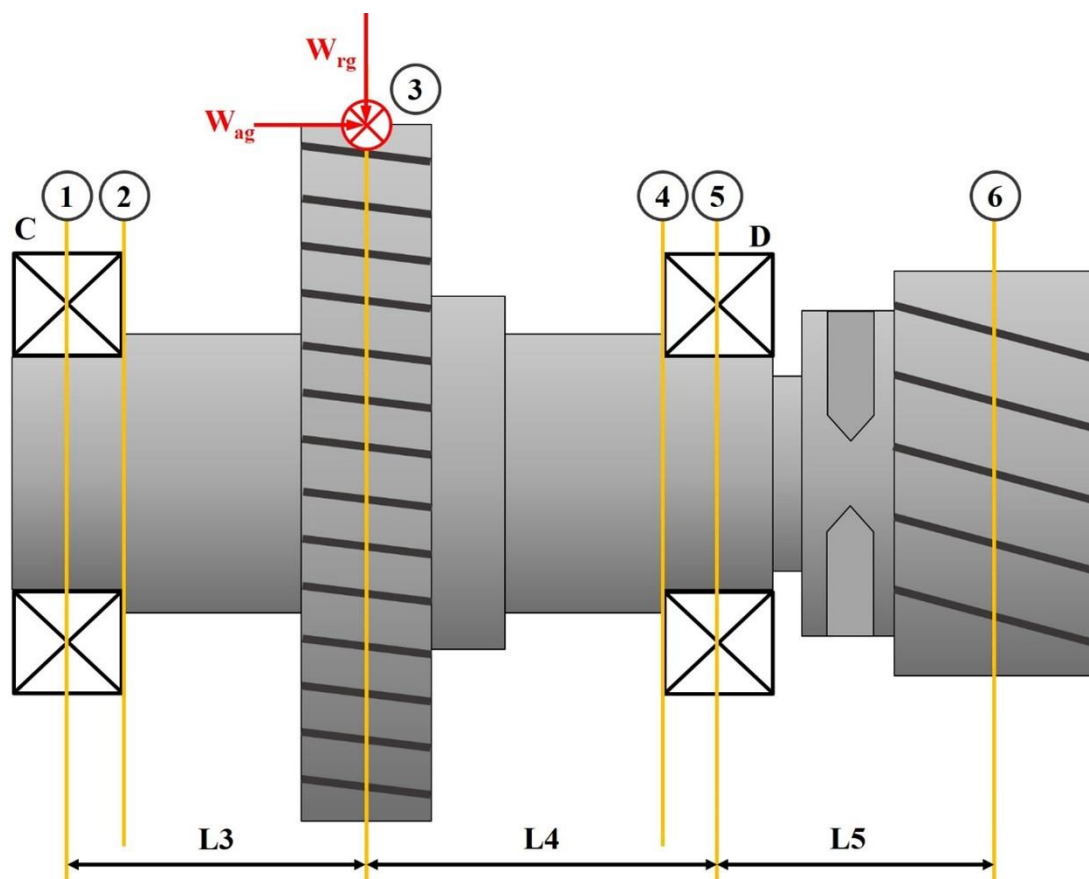


圖 3.13 蝸輪軸示意圖

根據上述可畫出蝸輪軸的自由體圖，如下圖 3.14 所示，再根據自由體圖計算軸承 C、D 的作用力。

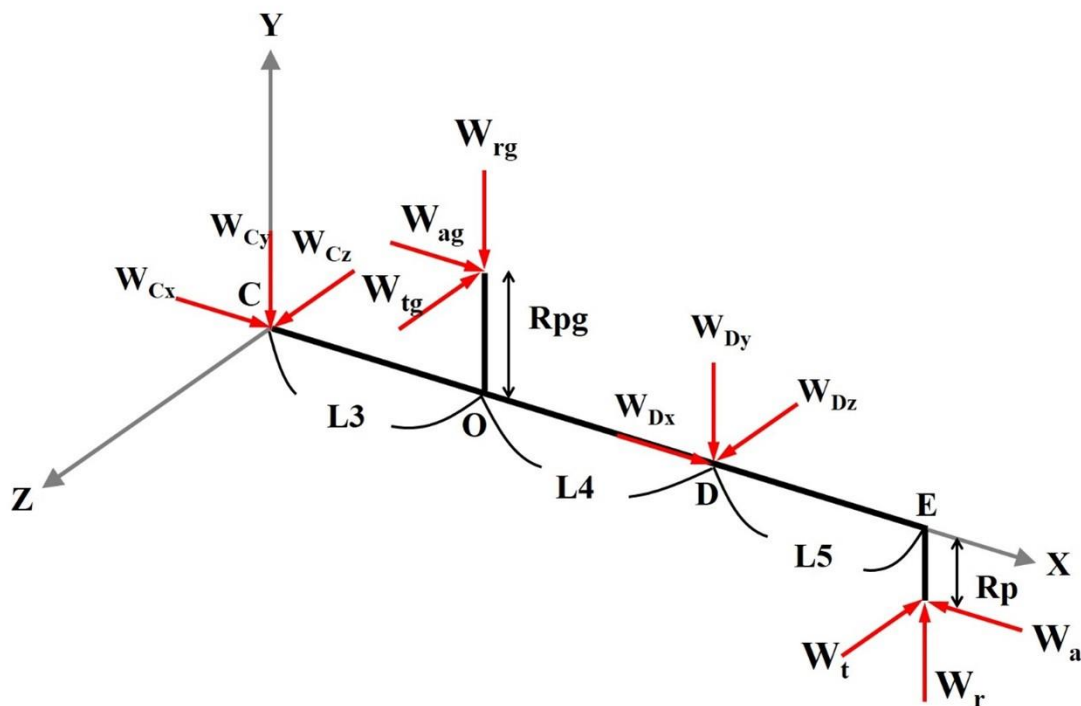


圖 3.14 蝸輪軸自由體圖

本次使用向量形式進行力平衡計算，其公式如下式(3.23)所示，最終計算出軸承 C、D 的作用力如下表 3.22 所示。

$$\vec{R}_O \times \vec{F}_O + \vec{R}_D \times \vec{F}_D + \vec{R}_E \times \vec{F}_E = 0 \quad (3.23)$$

表 3.22 軸承 C、D 作用力

軸承C	W_{Cx}	0 N
	W_{Cy}	216.18 N
	W_{Cz}	-135.94 N
軸承D	W_{Dx}	255.64 N
	W_{Dy}	-444.82N
	W_{Dz}	2343.39N

因軸承 D 承受的作用力較大，因此將蝸輪軸承受的軸向力全部給軸承 D 承擔，並根據上表 3.22 計算出的軸承作用力繪製 X-Y 平面及 X-Z 平面之剪力彎矩圖，如下圖 3.15、3.16 所示。

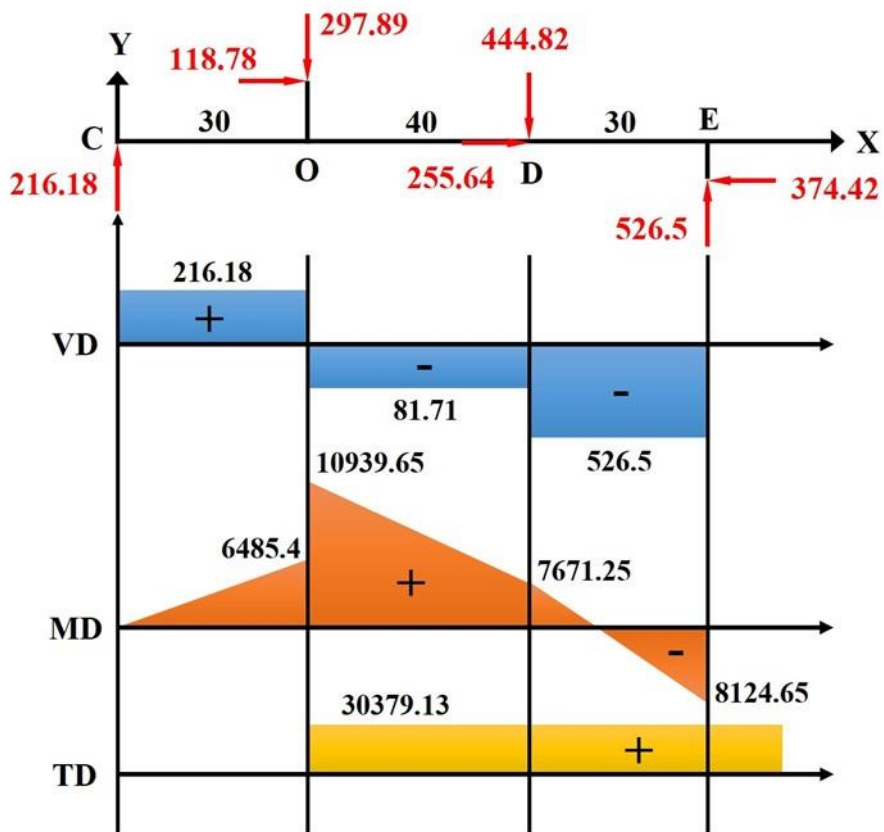


圖 3.15 蝸輪軸 X-Y 平面之剪力彎矩圖

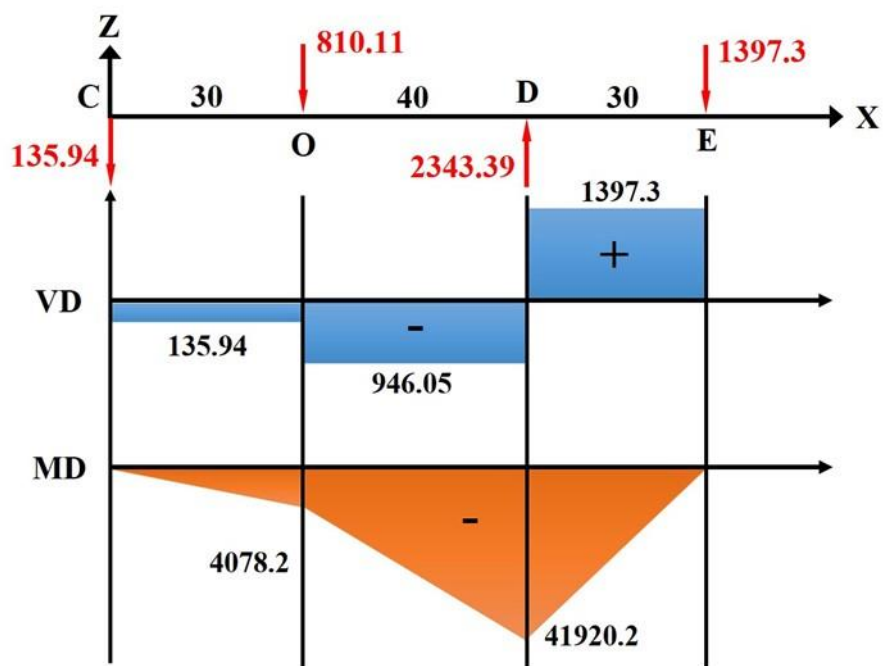


圖 3.16 蝸輪軸 X-Z 平面之剪力彎矩圖

3.4.2 軸承計算及選配

本次設計因為裝設軸承處會有軸肩部的設計，因此軸承的裝配方式設定為「面對面安裝」(DF)，且軸承選用深溝滾珠軸承，深溝滾珠軸承的選擇步驟如下：

- (1) 先大概挑選一顆軸承作為初始的計算參考，得到軸承的額定靜負荷 C_o 及額定動負荷 C 。
- (2) 計算 $\frac{F_a}{C_o}$ 後，查下表 3.23 得出 e 值為何。

表 3.23 深溝滾珠軸承徑向係數 X 與軸向係數 Y

$\left(\frac{F_a}{C_o}\right)$	e	$\left(\frac{F_a}{F_r}\right) \leq e$		$\left(\frac{F_a}{F_r}\right) > e$	
		X	Y	X	Y
0.014	0.19	1.0	0	0.56	2.30
0.028	0.22	1.0	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.0	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.0	0	0.56	1.71
0.084	0.28	1.0	0	0.56	1.55
0.11	0.30	1.0	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.0	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.0	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.0	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.0	0	0.56	1.0

(3) 比較 e 值與 $\frac{F_a}{C_o}$ 的大小，同樣查表 3.23 得出係數 X 與 Y 的值。

(4) 透過下式(3.24)計算軸承的等價負荷。

$$F_e = X \times V \times F_r + Y \times F_a \quad (3.24)$$

(5) 進行軸承的第一次試算，並根據額定動負荷 C 選出適合的軸承。

※軸承的試算公式同(3.19)，但係數 a 須改為滾珠軸承的值，其可參考表 3.13，且 $P_B = F_e$

此次軸承依舊參考 NTN-bearing 軸承型錄^[9]的滾珠軸承，一開始選擇 6006 的軸承進行第一次試算，計算後額定動負荷 $C_{req} = 8.52$ ，其小於 6006 軸承本身的額定動負荷 $C = 13.2$ ，因此可以選用 6006 的

軸承，但因為後續在進行蝸輪軸直徑的計算時，軸承處的最小直徑大於 6006 本身的軸承內徑，因此需重新選擇一顆軸承使用。在經過第二次軸承試算後，最終採用 6005 的軸承作為此次設計之使用，下表 3.24 為 6005 軸承的相關數據。

表 3.24 6005 軸承相關數據

軸承號	6005
內徑 d	25 mm
外徑 D	47 mm
軸承寬 B	12 mm
軸承內圓角 r	0.6 mm
額定動負荷 C	11.2 kN

3.4.3 軸強度計算

有了蝸輪軸的剪力彎矩圖及軸承的相關數據後，為了確保蝸輪軸有一定的強度，因此需進行軸徑的計算。本次設計依舊以疲勞負荷作為計算重點，以下各截面軸徑的計算方法皆如第 3.3.3 小節所示，其中，安全係數 N_{sf} 假設為 3，應力集中係數 K_f 在最開始同樣先假設為 2.5，在軸徑皆確認後會根據機設課本(附錄 2 之附錄圖 2.C 及 2.D)進行查圖，然後再次進行軸徑的計算作為確認，查圖後實際的應力集中係數 $K_f = 2.15$ 。

因為蝸輪軸的材料同樣為 AISI 1040，並使用油焯火與回火溫度到 425 °C，同之前的計算可知修正疲勞線 $S_e = 218.1$ MPa，係數選用的

原因同第 3.3.3 小節，因此不再贅述。

下表 3.25 為各截面的剪力、彎矩、扭矩及計算的最小軸徑，在參考表 3.24 軸承的相關數據後，最終設計出蝸輪軸的所有直徑。

表 3.25 蝸輪軸數據彙整表

截面	位置名稱	剪力		彎矩		扭矩	直徑	
		F_{xy}	F_{xz}	M_{xy}	M_{xz}		T	計算
1-1	軸承C	216.18	-135.94	0	0	0	-	25
2-2		216.18	-135.94	1297.08	-815.64	0	7.7	
3-3	蝸輪	216.18	-946.05	10939.65	-4078.2	30379.13	15.6	30
4-4	軸承D	-81.71	-946.05	1640.95	-28087.5	30379.13	20.5	25
5-5		-81.71	1397.34	7671.25	-41920.2	30379.13	-	
6-6	螺旋齒輪	-526.53	1397.34	-8124.65	0	30379.13	14.2	21

單位：[N]、[N-mm]、[mm]

3.4.4 鍵槽及公差

本次設計之蝸輪軸上軸徑共有四種尺寸，其中在裝配有蝸輪、軸承及螺旋齒輪處皆須要求一定精度，並且蝸輪及螺旋齒輪處需要進行鍵槽的設計，所以根據 JIS 常用軸/孔接合的尺寸容許公差表^[10]可知蝸輪軸的尺寸與公差如下表 3.26。

表 3.26 蝸輪軸的尺寸公差表

	尺寸	公差
蝸輪	30	k6 $\begin{cases} +0.015 \\ +0.002 \end{cases}$
軸承C、D	25	k5 $\begin{cases} +0.011 \\ +0.002 \end{cases}$
螺旋齒輪	21	k6 $\begin{cases} +0.015 \\ +0.002 \end{cases}$

單位： μm

蝸輪軸的設計同樣使用「平鍵」作為蝸輪及螺旋齒輪的徑向定位，並且使用凸肩與軸套作為蝸輪的軸向定位，凸肩與軸套的尺寸如下表 3.27 所示，而螺旋齒輪則使用無頭螺絲於輪轂兩側進行軸向定位。

表 3.27 凸肩與軸套尺寸

	位置	外徑	長度
凸肩	蝸輪右側	38 mm	8 mm
軸套	蝸輪左側	34 mm	17 mm

根據表 3.20 所示，蝸輪處的軸徑介在 22~30 mm 之間，因此選用 8×7 的鍵主體。其中，因為蝸輪為磷青銅所製成，而磷青銅質地較軟也較昂貴，所以蝸輪的外圈設計為磷青銅，內圈為 FC300 所製的雙層結構，因此在磷青銅與 FC300 之間須設計鍵槽進行徑向定位，內圈的外徑為 50 mm，其介在 50~58 之間，因此選擇 16×10 的鍵主體。而螺旋齒輪處的軸徑介在 17~22 mm 之間，因此選用 6×6 的鍵主體。因為此次設計不設計鍵主體，所以兩者鍵主體的公差皆不再描述。

根據圖 3.12 可知，因為軸與對手件皆為此次設計，因此下表 3.28 列出蝸輪與螺旋齒輪於兩側的鍵槽尺寸與公差，同樣是參考 JIS B 1301 鍵與鍵槽尺寸公差表^[12]，而蝸輪中的磷青銅與 FC300 間的公差如表 3.29 所示。

表 3.28 蝸輪與螺旋齒輪鍵槽尺寸與公差

軸側 (N9)	蝸輪	b_1	8	$\begin{cases} 0 \\ -0.036 \end{cases}$
		t_1	4.0	$\begin{cases} +0.2 \\ 0 \end{cases}$
		r_1	0.2	-
	螺旋齒輪	b_1	6	$\begin{cases} 0 \\ -0.030 \end{cases}$
		t_1	3.5	$\begin{cases} +0.1 \\ 0 \end{cases}$
		r_1	0.2	-
對手件側 (Js9)	蝸輪	b_2	8	± 0.018
		t_2	3.3	$\begin{cases} +0.2 \\ 0 \end{cases}$
		r_2	0.2	-
	螺旋齒輪	b_2	6	± 0.015
		t_2	2.8	$\begin{cases} +0.1 \\ 0 \end{cases}$
		r_2	0.12	-

表 3.29 磷青銅與 FC300 之間鍵槽的尺寸與公差

軸側 (N9)	b_1	16	$\begin{cases} -0.018 \\ -0.061 \end{cases}$
	t_1	6.0	$\begin{cases} +0.2 \\ 0 \end{cases}$
	r_1	0.3	-



第四章 結論

本文為龍門機械手 Y 軸傳動系統的設計，分別根據最初的設計理念，考量螺旋齒輪和蝸輪蝸桿的設計後的參數，再對這些元件進行軸的設計與軸承的選配，在參與機械設計的過程中，運用公差配合的製圖知識與實踐從 0 到 1 的設計，是一件有意義的事情。

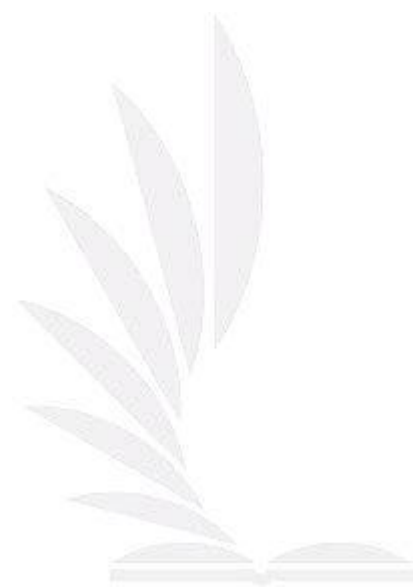
設計螺旋齒輪時，希望結果可以符合業界的設計方式，所以先選定業界常用的齒輪材料，作為初始條件，再根據材料的選定，計算出螺旋齒輪的相關參數。

常見的蝸桿蝸輪效率約為 70 % 至 85 % 之間，設計的過程中，因為設定承受之負載不大的情況下，希望蝸輪蝸桿的尺寸遠小於理論值，並同時達到效率為 80% 以上。

以下為設計前的構想與設計後的對比，具有以下兩點的特色：

- (1) 減速機傳動效率高：為了減少運轉過程中，摩擦力所帶來的損耗，我們採用有色金屬且雙層進行設計與製造蝸輪，內外圈分別採用鑄鐵及磷青銅作為製造材料，並且兩者之間使用鍵槽進行軸向定位，經過不斷的調整設計參數後，最終設計的減速機傳動效率為 81.2 %。
- (2) 蝸輪尺寸小：減速機的所有元件中，蝸輪的尺寸是最大的，在負載承受不大的情況下，希望最終的成品不要太大，因此我們特別

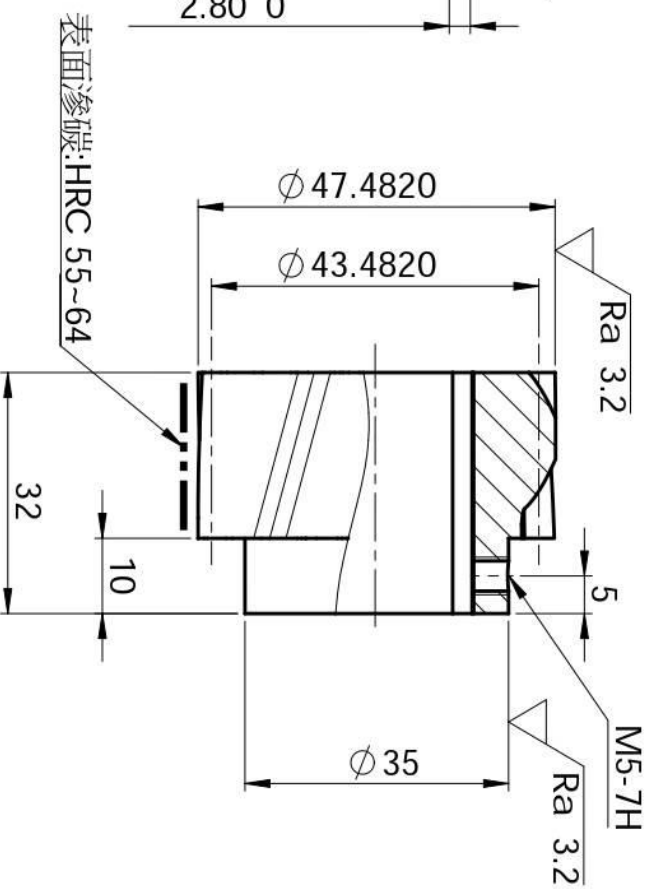
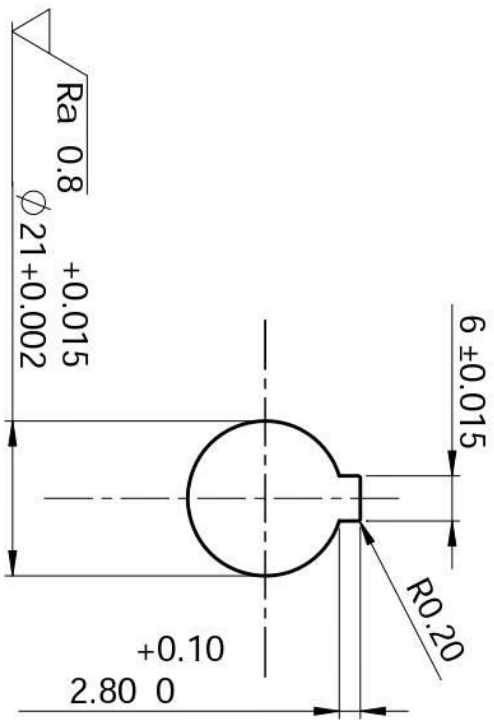
調整蝸桿的牙數，從原本的雙牙調整成單牙，雖然會使蝸桿蝸輪的效率降低，但可以大幅度的縮小蝸輪的尺寸，以達到整體組裝想要的效果。



第五章 工程圖

件號	零件名稱	數量	材質	
1	螺旋齒輪	1	AISI 4320	
2-1	蝸輪	1	FC 300	
2-2			磷青銅	
3	蝸桿	1	AISI 1040	
4	蝸輪軸	1	AISI 1040	
5	圓錐滾子軸承	2		軸承 30203
6	深溝滾珠軸承	2		軸承 6005
7	鍵-聯軸器	1		4*4*33 長
8	鍵-螺旋齒輪	1		6*6*32 長
9	鍵-蝸輪	1		8*7*24 長
10	輸入軸油封	1		CR 10*20*6
11	輸出軸油封	1		CR 21*35*7
12	軸套	1	AISI 1040	
13	無頭螺絲	2		M5*8 長

1

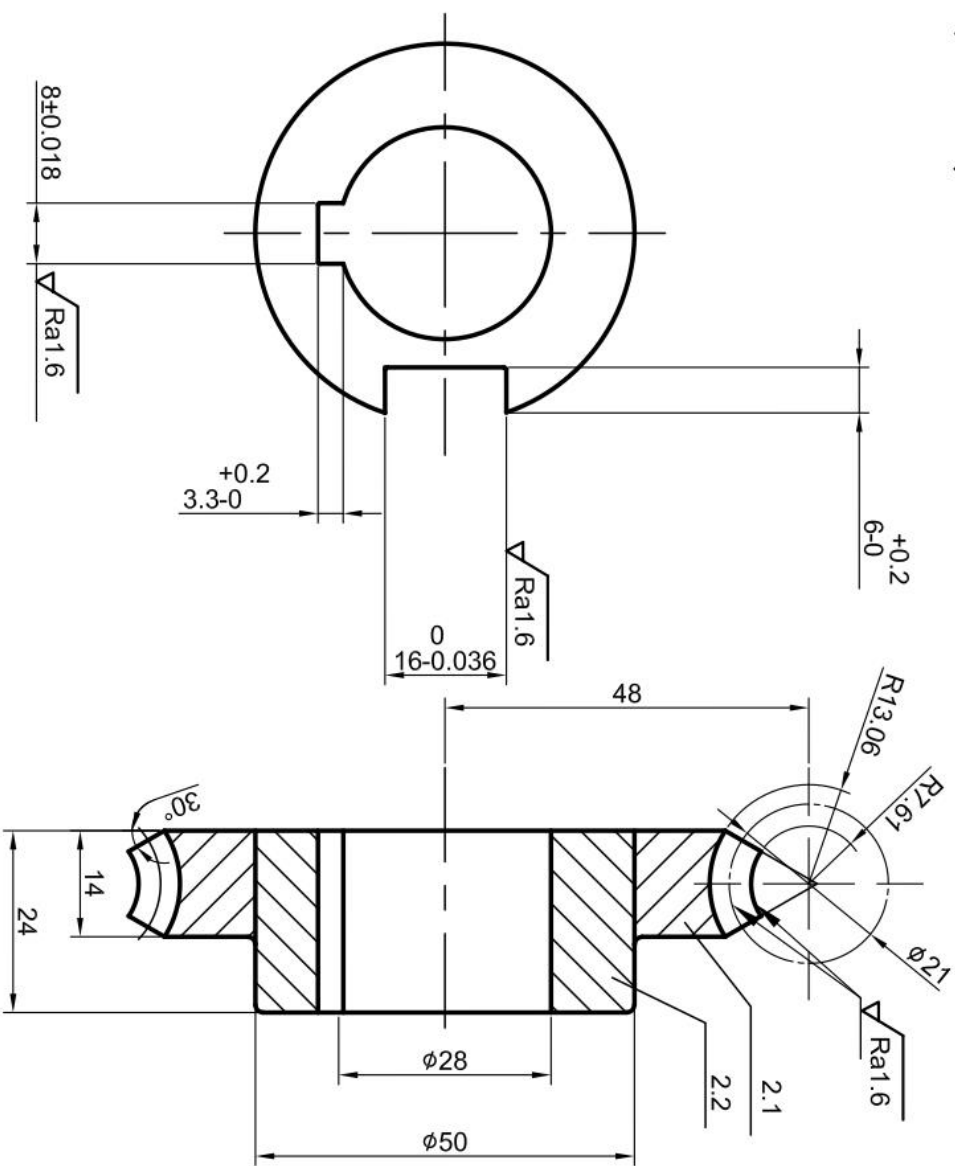


表面滲碳:HRC 55~64

齒數	21
法面模數	2
螺旋角	15°
法向壓力角	20°
旋向	右旋
面寬	22
節圓直徑	$\phi 43.4816$
跨齒數	4
跨齒厚	21.314

1	螺旋齒輪	1	ANSI 4320	
件號	名稱	數量	材質	備註
逢甲大學				
圖名	零件工作圖	投影	第三角法	
班級	機電三甲	比例	1:1	
組別	第八組	單位	mm	
日期	2023/06/08	圖號	B03	

2 $\sqrt{Ra3.2}$ (✓)



軸向模數	2.5
法向壓力角	20°
齒數	30
周節	7.854
節圓直徑	$\phi 75$
中心距離	48
導程角	$6^\circ 4' 20''$
旋向	右旋

註:2.1材質為磷青銅

2.2材質為FC300

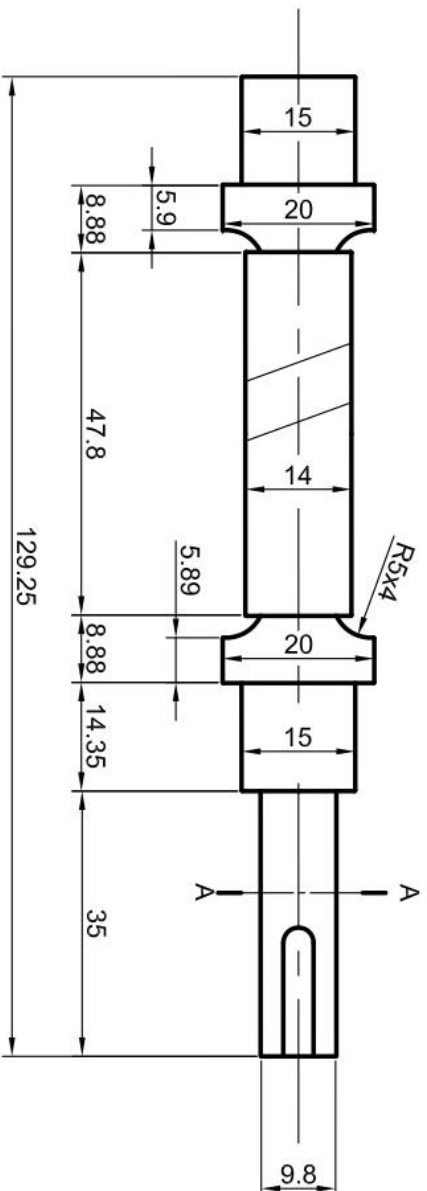
未標註支圓角為R1

凡未標註公差處，請依照一般公差

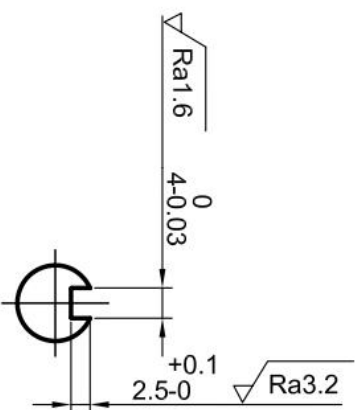
加工程序:鑄鐵-包銅-車床-滾齒-拉鍵槽-修毛邊

2	蝸輪	1	磷青銅、FC300
件號	名稱	數量	材質
逢甲大學			
圖名	零件工作圖	投影	第三角法
班級	機電二甲	比例	1:1
組別	第八組	單位	mm
日期	2023/06/08	圖號	B02

4 $\sqrt{Ra3.2}$ (✓)



AA剖面



軸向模數	2.5
法向壓力角	20°
齒數	30
導程	7.854
節圓直徑	φ21
中心距離	48
導程角	6°4'20"
旋向	右旋
滑動速度	653.93 ft/min
轉速	3000 rpm
節圓速度	3.2984 m/s
螺紋數	1

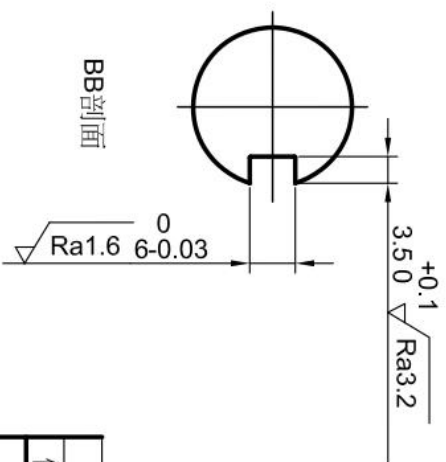
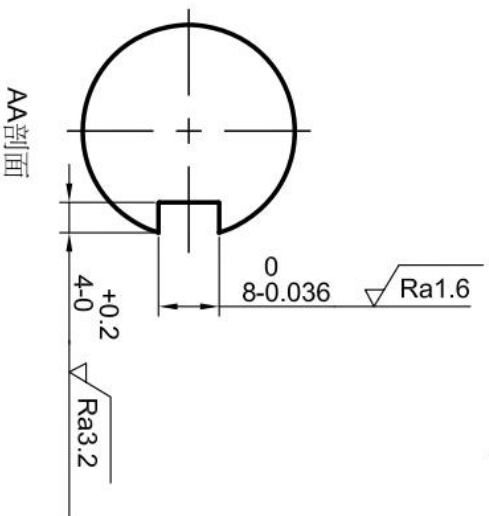
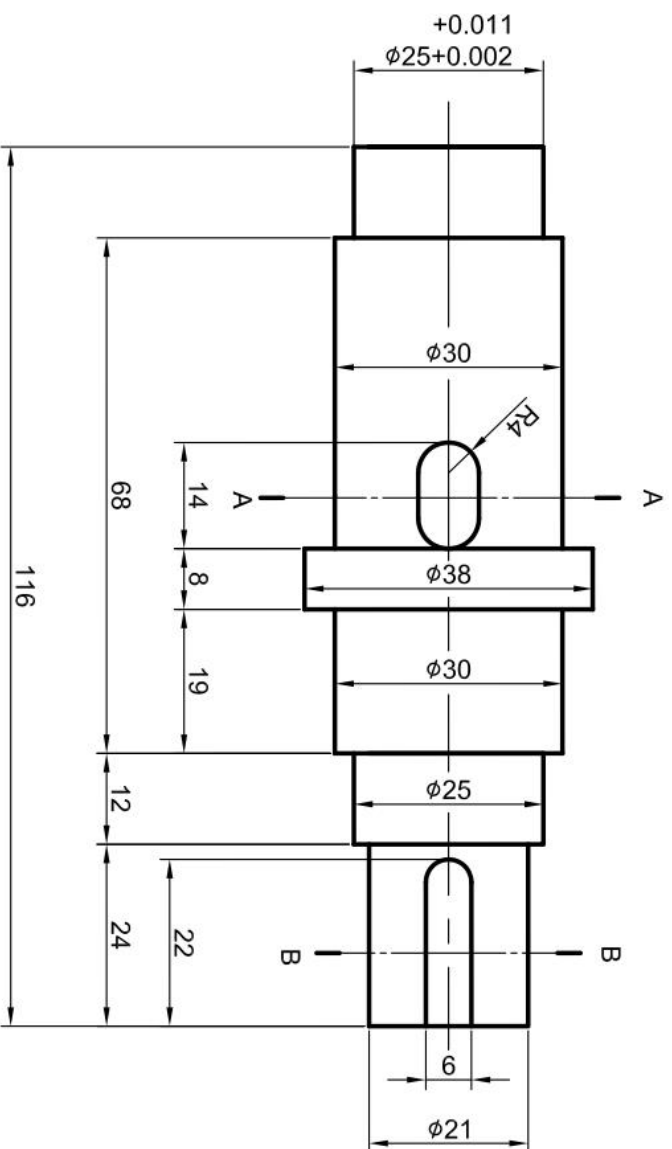
註:未標註支圓角為R1

凡未標註公差處,請依照一般公差

加工程序:車床-輪牙-銑平面-鍵鍵槽-高週波熱處理(HRC50-58)-外徑研磨-

逢甲大學			
圖名	零件工作圖	投影比例	第三角法
班級	機電二甲	單位	mm
組別	第八組	圖號	B04
日期	2023/06/08		
件號	4	名稱	蝸桿
	1	數量	1
		材質	AISI 1040

5 $\sqrt{Ra3.2}$ (\checkmark)



註:未標註支圓角為R1

凡未標註公差處,請依照一般公差

加工程序:車床-銑平面-銑鍵槽-滲炭熱處理(HRC50-55)-外徑研磨

逢甲大學			
圖名	零件工作圖	投影	第三角法
班級	機電二甲	比例	1:1
組別	第八組	單位	mm
日期	2023/06/08	圖號	B05
件號	名稱	數量	
5	蝸輪軸	1	

參考資料

- [1] 台達伺服馬達 ECM-A3L 低慣量系列型錄，台達電子工業股份有限公司。
- [2] 上銀 CRG 系列產品型錄，滾柱型線性滑軌，上銀科技股份有限公司。
- [3] 尤春風(2015 年)，機械元件設計(初版)，滄海圖書出版。
- [4] 桁架機械手在搬運中的應用，資訊咖，2023 年 7 月，
取自：
<https://inf.news/news/67cbc0c016f9b8807767c463171b9c76.html>
- [5] 龍門機械手，每日頭條，2022 年 1 月，
取自：<https://kknews.cc/zh-tw/n/qrly9jo.html>
- [6] 馬達與減速機小知識，世協電機 Blog，
取自：
https://www.sesamemotor.com/blog_detail/what-are-speed-reducers
- [7] 【經濟型】聯軸器-十字型/固定螺絲型-型號表，MiSuMi，
取自：
<https://tw.misumi-ec.com/vona2/detail/110310520289/?HissuCode=GCORK32-10-12>
- [8] NTN-bearing 軸承型錄，NTN 股份公司。
- [9] SKF 常用公制油封型錄，Svenska Kullagerfabriken(瑞典軸承製造廠)。

[10]JIS B 1301 鍵與鍵槽尺寸公差表。

