

逢甲大學學生報告 ePaper

報告題名：單牙蝸桿減速機設計

Single stage worm gearbox design

作者：林柏成、劉冠言、呂胤憲、湯育宗、林耆榕

系級：機電三丙

學號：D0579085、D0540572、D0510924、D0580529、D0540303

開課老師：朱智義

課程名稱：機械設計

開課系所：機械與電腦輔助工程學系

開課學年：107 學年度 第 2 學期



摘要

論文主要想解決人口老化時，升降椅的需求增加，同時也發展出一大市場，藉此研究此議題，作為往後設計上的參考資料，升降椅主要為馬達帶動單牙蝸桿減速機。

首先對產品規格有初步了解，一方面才能設計出最符合需求的產品，另一方面才能以最低的成本達到目標。設計一項產品很難一次就到位，常需要經過多次的修改，才能找到最佳的設計參數。這次我們使用蝸桿蝸輪減速機構，配合正齒輪作為我們的傳動機構。Fortran 程式一方面幫助我們減少計算錯誤，一方面加快我們重新設計並計算的速度。多次計算後希望以最小的機構尺寸，達到所要求的成載能力，並限制減速機及其傳動機構寬度小於 200mm。蝸桿蝸輪額定切線力，觀察蝸輪切線力與額定切線力。

這次的研究主要應用機械設計課程中所學習到的專業知識，加上程式設計完成此次研究，得知設計上所需材料有許多時候比想像中要少。

關鍵字： 蝸桿蝸輪、減速機、機械設計

Abstract

The study mainly focuses the large emerging market of the chair lift when the mass population ages. The design of our chair lift was based on the issue of the mass aging population, and our layout is a motor spurring the single-tooth worm reducer.

After we had a preliminary understanding of the product's specifications, we can not only design the product that best meet the needs but can also achieve our goal with the lowest expense under limited budget. Designing a product is hard to success without numerous of failures, we have been through countless dead ends to find the best parameters. Eventually, we came out with the design of a worm gear speed reducer mechanism with a spur gear as our transmission mechanism. With the aid of Fortran, we were able to minimize our mistakes of calculation and save huge amount of time of redesigning at the same time. After multiple calculations, we were able to achieve the required load capacity, while reducing the body size of the reducer and its transmission mechanism in less than a width of 200 mm. The worm circumferential force and rated circumferential force we also observed by us.

The background knowledge implemented in this study were based on the expertise we learned in Mechanical Design, and with the help of extra programming. At the end of the lesson we learned that the materials needed during our project is a lot fewer than we had imagined.

Key words : single-tooth worm reducer, reducer, Mechanical Design

目錄

摘要.....	1
Abstract.....	2
目錄.....	3
表目錄.....	5
圖目錄.....	7
第 1 章 緒論.....	8
1-1 研究背景.....	8
第 2 章 傳動機構設計.....	10
2-1 主要速比計算.....	11
2-2 功率數據分析.....	11
第 3 章 蝸桿蝸輪計算設計.....	13
3-1 模數方式選擇.....	13
3-2 蝸桿蝸輪計算.....	14
3-3 輸出扭矩.....	16
3-4 蝸桿蝸輪反作用力 W	17
第 4 章 蝸桿軸設計.....	18
4-1 材料選定.....	18
4-2 蝸桿軸設計.....	18
4-3 蝸桿軸軸承設計.....	21
4-4 蝸桿軸鍵設計.....	24
第 5 章 蝸輪軸設計.....	25
5-1 材料選定.....	25
5-2 蝸輪軸設計.....	26
5-3 蝸輪軸軸承設計.....	28

5-4 蝸輪軸鍵設計	31
第 6 章 齒輪設計	32
6-1 AGMA 彎應力計算	32
6-2 容許彎曲強度計算	34
6-3 AGMA 接觸應力計算	35
6-4 容許接觸強度計算	37
6-5 正齒輪選擇材質	38
第 7 章 齒條設計	39
7-1 AGMA 彎應力計算	39
7-2 容許彎曲強度計算	41
7-3 AGMA 接觸應力計算	42
7-4 容許接觸強度計算	44
7-5 正齒輪選擇材質	45
第 8 章 結果與討論	46
8-1 綜合結論	46
參考文獻	47
附錄	48
附錄一 蝸桿蝸輪額定切線力 Fortran 程式	48
附錄二 設計圖	55

表目錄

表 1-1 機構要求規格	8
表 3-1 蝸輪蝸桿的計算	13
表 3-2 蝸桿蝸輪輸入數據	14
表 3-3 蝸桿蝸輪輸出數據	15
表 4-1 蝸桿軸計算表	20
表 4-2 蝸桿軸軸承壽命負荷計算數據	23
表 4-3 蝸桿軸鍵計算表	24
表 5-1 蝸輪軸計算表	28
表 5-2 蝸輪軸軸承壽命負荷計算數據	30
表 5-3 蝸輪軸鍵計算表	31
表 6-1 AGMA 彎應力計算輸入數據	32
表 6-2 AGMA 彎應力計算輸出數據	33
表 6-3 容許彎曲強度計算數據	34
表 6-4 AGMA 接觸應力計算輸入數據	35
表 6-5 AGMA 接觸應力計算輸出數據	36
表 6-6 容許接觸強度計算數據	37
表 6-7 容許強度計算數據	38
表 6-8 全硬化鋼 (ANSI/AGMA 2001-D04).....	38
表 7-1 AGMA 彎應力計算輸入數據	39
表 7-2 AGMA 彎應力計算輸出數據	40
表 7-3 容許彎曲強度計算數據	41
表 7-4 AGMA 接觸應力計算輸入數據	42
表 7-5 AGMA 接觸應力計算輸出數據	43
表 7-6 容許接觸強度計算數據	44

表 7-7 容許強度計算數據 45

表 7-8 全硬化鋼 (ANSI/AGMA 2001-D04)..... 45



圖目錄

圖 1-1 設計程序	9
圖 2-1 蝸桿蝸輪減速機構	10
圖 2-2 減速機構	10
圖 2-3 馬達選用	11
圖 2-4 正齒輪分力圖 1	12
圖 2-5 正齒輪分力圖 2	12
圖 3-1 蝸桿蝸輪反作用力	17
圖 4-1 蝸桿軸作用力圖	18
圖 4-2 蝸桿軸作用力彎矩、剪力、扭矩圖	19
圖 4-3 量測位置示意圖	20
圖 4-4 30302 滾錐軸承資訊	22
圖 5-1 蝸輪軸作用力圖	26
圖 5-2 蝸輪軸彎矩、剪力、扭矩圖	27
圖 5-3 量測位置示意圖	27
圖 5-4 61905 滾珠軸承資訊	29

第1章 緒論

1-1 研究背景

台灣邁入高齡化社會，許多行動不便的年長者生活上有諸多不便，住在公寓、透天厝等無電梯的住家時，對於解決居家上下樓的問題，升降設備的規劃就很值得研究。

比起加蓋傳統電梯，至少需要 2 坪以上空間，包括搭建升降道、挖電梯井或增設機房，且需經建築師評估結構，整體動工費用動輒 100~200 萬元，安裝時間也較長。而升降椅價格相對平實，費用約在 100 萬元以下，年長者也較能負擔，空間上也不會占用太多空間，安裝門檻低。

表 1-1 機構要求規格

載重：1200N (120kg)

馬達：DC24V 200W

速度：6m/min (±10%、忽略加減速)

減速機及其傳動機構寬度：小於 200mm

軸向：入力軸面對自己，出力軸在右方

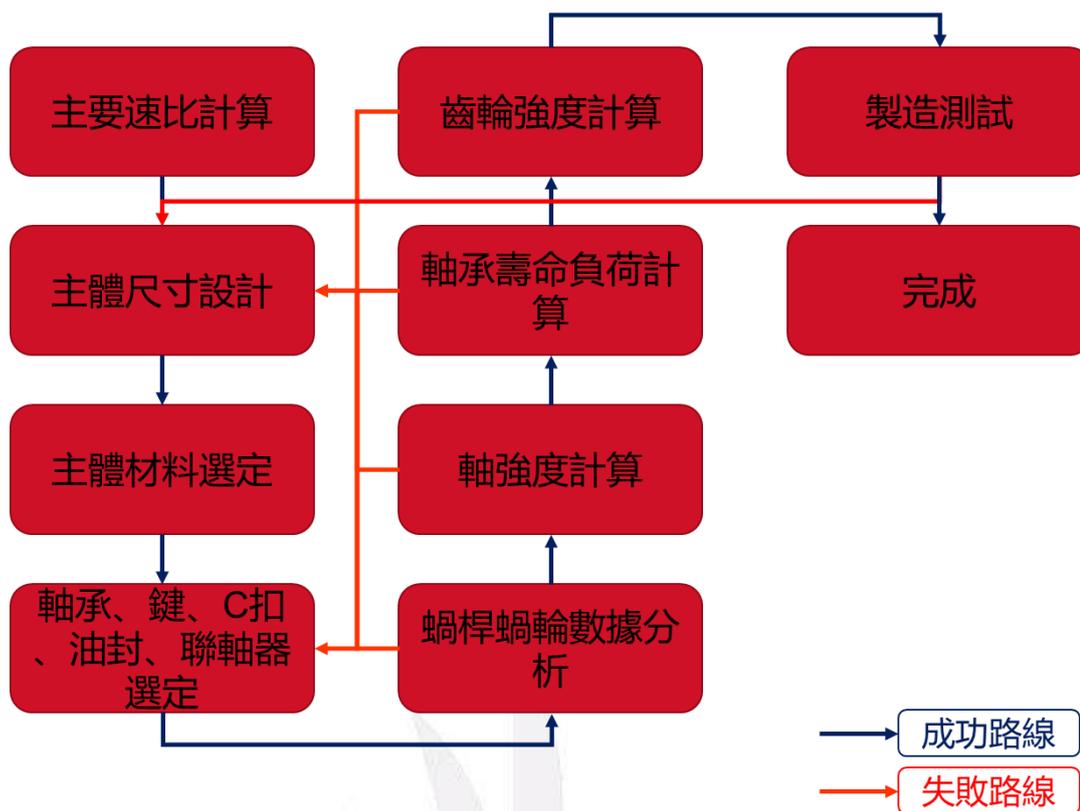


圖 1-1 設計程序

設計理念：特地設計此設計程序，是為了在設計出現錯誤時，能快速找到解決此問題的位置，加快設計速度，避免不必要的時間浪費。

第2章 傳動機構設計

這次我們使用蝸桿蝸輪減速機構，配合正齒輪作為我們的傳動機構。此傳動機構可以降低轉速或傳遞高扭矩，並且驅動軸彼此成 90° 。蝸桿蝸輪傳動時屬於接觸形式為滑動接觸，噪音及震動少。

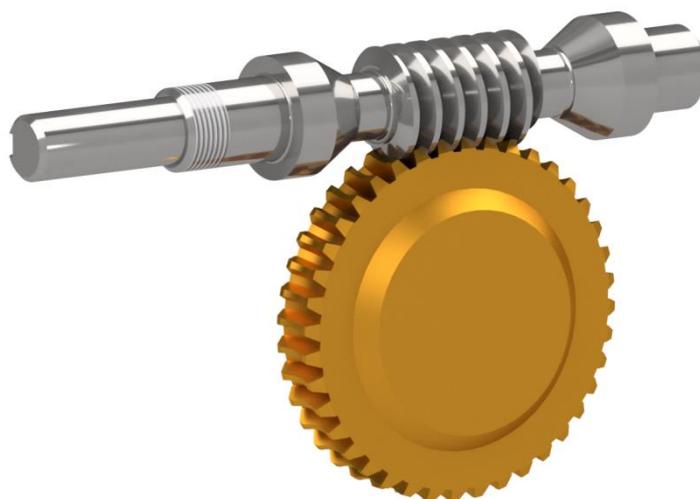


圖 2-1 蝸桿蝸輪減速機構

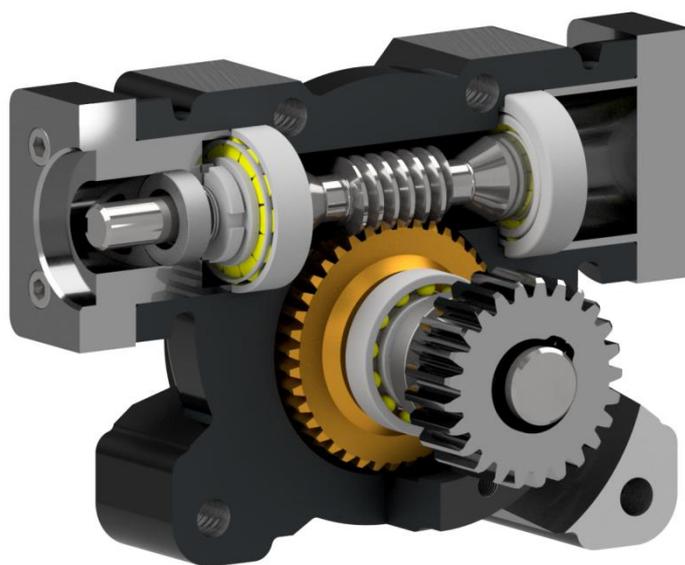


圖 2-2 減速機構

設計理念：在蝸桿軸承部分假設滾錐軸承以背對背安裝，方便機殼製造與機件組立，設計計算上盡量貼近所需規格，也盡量縮小元件尺寸，減少製造成本與組件尺寸。

2-1 主要速比計算

速比計算方式：蝸桿與蝸輪速比(輪系值(e))=蝸桿牙數 / 蝸輪齒數，條件中敘述表示速度需要 6m/min (±10%、忽略加減速)，首先需要決定輸入軸馬達轉速，根據已知條件中馬達規定規格 DC24V 200W，我們選用了 1500RPM 馬達。

直流微型減速馬達

馬達參數表



直流馬達參數表

型號	適用減速箱	額定功率 W	電壓 V	電流 A	轉速 r/min	轉矩 mN.m	外殼直徑 mm	馬達高度	
								09	10
	6GU	200	24	12.85	1500	1273.5	Φ 104		175
		200	24	12.85	1800	1061	Φ 104		175
		200	24	12.85	2200	868.3	Φ 104		175

圖 2-3 馬達選用

決定蝸桿蝸輪速比，這次速比首先選用 1/40。

$$\text{輪系值}(e)=N/1500=1/40, N=37.5\text{RPM}$$

$$37.5\text{RPM} \times 0.05\text{m} \times \pi \text{ 約等於 } 6\text{m/min}$$

根據計算結果，使用 1500RPM 馬達搭配速比 1/40 蝸桿蝸輪，最後的到我們需要的速度，故後續以 1/40 蝸桿蝸輪進行設計。

2-2 功率數據分析

首先假設樓梯上升角度為 30°，根據所知條件中載重 1200N (120kg)，假設樓梯升降椅 25kg，計算所需功率。

$$W=(120+25) \times 9.81=1422.45\text{N}$$

$$1422.45 \times \sin 30^\circ = 711.225\text{N}$$

$$711.225 \times 31.25 = 17781.25 \text{N-mm}$$

設計理念：設計上輸出扭矩必須大於所需功率，故必須先行從蝸桿蝸輪計算中獲得 T_w （蝸桿傳遞扭矩）。正齒輪徑向力，如下所示。

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \text{（徑向力）}$$

$$711.25 \times \tan(20) = 258.87 \text{N}$$

此正齒輪徑向分力將會用於蝸輪軸設計上。

設計理念：正齒輪徑向分力常被忽略，需要特別注意。

輸出扭矩，如下所示。

$$T_w = 1273.23951 \text{N-mm} \cdot (T_w \times N_w) \times e = T_g$$

$$(1273.23951 \times 40) \times 0.676 = 34428.3964 \text{N-mm}$$

輸出扭矩 > 所需功率

$$34428.3964 \text{N-mm} > 17781.25 \text{N-mm}$$

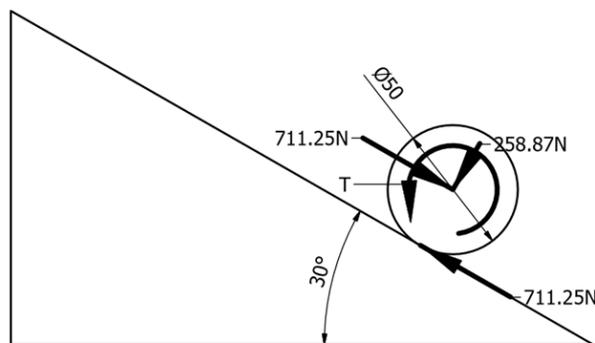


圖 2-4 正齒輪分力圖 1

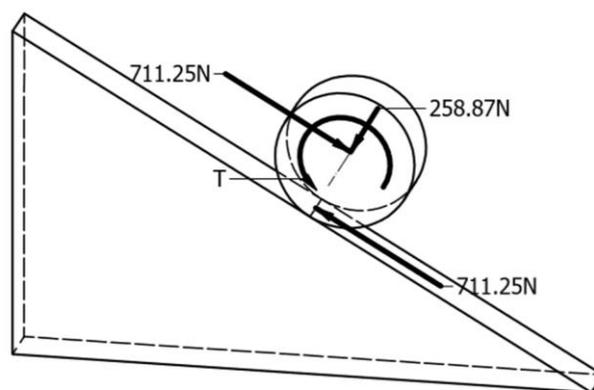


圖 2-5 正齒輪分力圖 2

第3章 蝸桿蝸輪計算設計

設計理念：在進行蝸桿蝸輪計算需要先初步設計一組，將設計數據再帶入計算，計算完成後就能得知設計上是否有強度上的問題，這次設計就有發生強度過高的情形，這也代表蝸桿蝸輪計算是相當重要的步驟，在這方面計算，有可能需要多次計算。

3-1 模數方式選擇

蝸桿蝸輪計算上有分，軸方向模數方式與齒直角方式。

設計理念：本次使用齒直角方式蝸桿蝸輪的計算，較省成本。

表 3-1 蝸輪蝸桿的計算

軸方向模數方式蝸輪蝸桿計算			齒直角方式蝸輪蝸桿的計算		
計算項目	記號	計算公式	計算項目	記號	計算公式
軸方向模數	m_x	設定值	齒直角模數	m_n	設定值
齒直角壓力角	α_n		齒直角壓力角	α_n	
牙數.齒數	z		牙數.齒數	z	
標準圓直徑	d_1 d_2	$Q m_x$ $z_2 m_x$	蝸桿標準圓直徑	d_1	
節圓筒導角	γ	$\tan^{-1}(m_x z_1/d_1)$	節圓筒導角	γ	$\sin^{-1}(m_n z_1/d_1)$
軸直角轉位係數	x_{t2}	設定值	蝸輪節圓徑	d_2	$(z_2 m_n)/\cos \gamma$
中心距離	a	$(d_1+d_2)/2+ x_{t2} m_x$	齒直角轉位係數	x_{n2}	設定值
齒冠高	h_{a1} h_{a2}	$1 m_x$ $(1+ x_{t2}) m_x$	中心距離	a	$(d_1+d_2)/2+ x_{t2} m_x$
全齒深	h	$2.25 m_x$	齒冠高	h_{a1} h_{a2}	$1 m_x$ $(1+ x_{t2}) m_x$
齒頂圓直徑	d_{a1} d_{a2}	d_1+2h_{a1} $d_2+2h_{a2}+ m_x$	全齒深	h	$2.25 m_x$
喉徑	d_t	d_2+2h_{a2}	齒頂圓直徑	d_{a1}	d_1+2h_{a1}

				d_{a2}	$d_2+2h_{a2}+ m_x$
喉圓半徑	r_i	$d_1/2-h_{a1}$	喉徑	d_t	d_2+2h_{a2}
齒底圓直徑	d_{f1}	$d_{a1}+2h$	喉圓半徑	r_i	$d_1/2-h_{a1}$
	d_{f2}	d_t+2h			
			齒底圓直徑	d_{f1}	$d_{a1}+2h$
				d_{f2}	d_t+2h

3-2 蝸桿蝸輪計算

設計理念：因為有可能需要多次計算，我們在這個部分使用 Fortran 程式(附錄一)，一方面幫助我們減少計算錯誤，一方面加快我們重新設計並計算的速度。多次計算後希望以最小的機構尺寸，達到所要求的成載能力，並限制減速機及其傳動機構寬度小於 200mm。

表 3-2 蝸桿蝸輪輸入數據

Gg : Nw : 蝸輪齒數	40
Gw : Ng : 蝸桿牙口數	1
m : 齒直角模數	1.5
ms : 軸直角模數	1.5055 ($ms = m/\cos \gamma$)
nw : nw : 蝸桿轉速	1500
d _{pw} : 蝸桿節徑	17.5
b _m : 蝸輪面寬	11.5
phin : ϕ_n : 法向壓力角	20
H : 傳遞功率	0.2
Casting : 鑄造方式 :	1(砂鑄)
(砂鑄 1、鑄造 2、離心鑄造 3)	
lambda : λ : 蝸桿導程角(螺旋角)	4.8991
數據對照表	數據

表 3-3 蝸桿蝸輪輸出數據

dpg : 蝸輪節徑	dpg is OK
C : 中心距	bm is OK
msr : 速比(mG : 減速比)	WtgR>Waw Safer Design
ng : ng : 蝸輪轉速	dpg is : 60.2200
Px : Px : 蝸桿螺距	C is : 38.86000
Pg : Pg : 蝸輪周節	ng is : 37.50000
L : 蝸桿導程	Px=Pg is : 4.71239
Vg : 蝸輪節圓速度(m/s)	L is : 4.71239
Vw : 蝸桿節圓速度(m/s)	lambda is : 4.89910
Vs : 滑動速度(m/s)	msr is : 0.02500
Mu : μ : 摩擦係數	mG is : 40.00000
e : 效率	Vw is : 1.37444682
Tw : 蝸桿傳遞扭力	Vg is : 0.11780973
Wtw : 蝸桿切向力(切線力)	Vs is : 1.37948978
Wrw : 蝸桿徑向力	Mu is : 0.0381807493
Waw : 蝸桿軸向力	e is : 0.6760
Wtg : 蝸輪切向力(切線力)	Tw is : 1273.23951
Wrg : 蝸輪徑向力	Wtw=-Wag is : 145.51309
Wag : 蝸輪軸向力	Wrw=-Wrg is : 420.71282
Wf : 摩擦力	Waw=-Wtg is : 1104.97159
Cm : 減速比修正係數	Wf is : 45.21786
Cv : 速度修正係數	Cm is : 0.813833
Cs : 蝸輪材質係數	Cv is : 0.488830
Hi : 蝸桿所需輸入功率	Cs is : 1000.000000
WtgR : 額定切線力	Hi is : 0.1925
	WtgR is : 1593.6621
數據對照表	數據

蝸桿蝸輪設計上主要調整的參數如蝸桿蝸輪輸入數據列出的項目。

在這裡我們需要注意的有蝸桿節徑(dpw)與中心距(C)的關西，蝸輪面寬(bm)與蝸桿節徑(dpw) 的關西，這兩項成立時代表蝸桿蝸輪設計上沒有問題，但是還要進一步觀察額定切線力(WtgR)與蝸桿軸向力(Waw) 的關西，兩項的數值盡量不要差太多，否則會造成不必要的浪費。

效率也需要注意不要過低，效率過低會造成大量動能轉換為熱能，在設計上就會需要增加這方面的計算。

蝸桿傳遞扭距求得後，接著計算輸出扭距是否符合要求。

3-3 輸出扭距

$$\text{蝸桿傳遞扭距 (Tw)} = 1273.23951\text{N-mm}$$

$$(1273.23951 \times 40) \times 0.676 = 34428.3964\text{N-mm}$$

輸出扭距 > 所需功率

$$34428.3964\text{N-mm} > 17781.25\text{N-mm}$$

設計理念：當輸出扭距大於所需功率時，代表設計上符合要求。

3-4 蝸桿蝸輪反作用力 W

根據上述計算能得知蝸桿蝸輪的切線力、徑向力與軸向力。

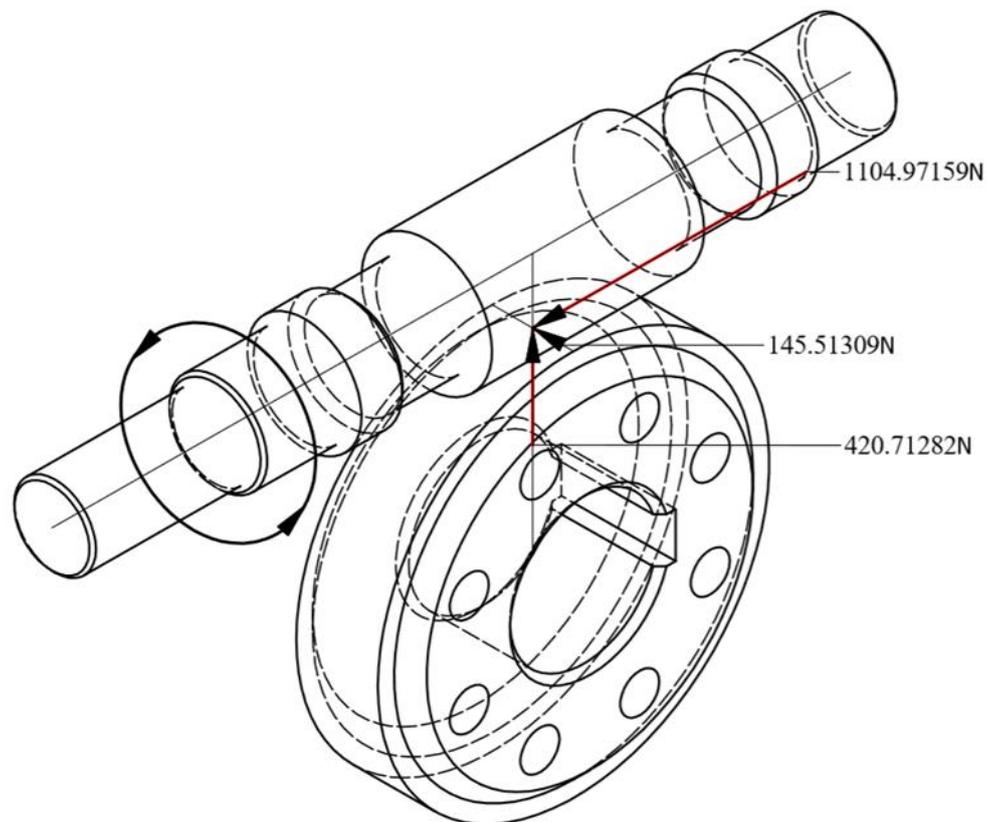


圖 3-1 蝸桿蝸輪反作用力

設計理念：當蝸輪蝸桿設計左旋或右旋時需要注意箭頭方向不同，輸入軸轉向同樣也會影響到箭頭方向，此次旋向與出入軸旋轉方向為右旋與順時針旋轉。

第4章 蝸桿軸設計

4-1 材料選定

蝸桿材料選用 S45C 正常化處理，抗拉強度=590MPa、降伏強度=374MPa、HB 170。

設計理念：選材料時要盡量選擇一般常用的材料，盡量少挑特殊材料，降低成本，根據機構負載使用場合挑選材料。

4-2 蝸桿軸設計

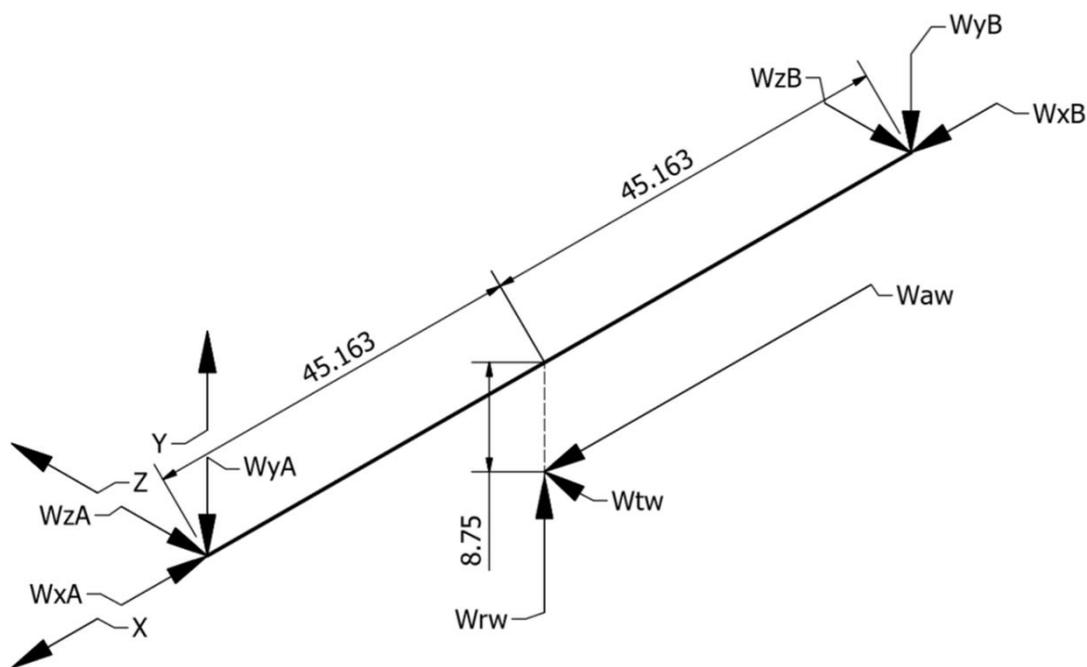


圖 4-1 蝸桿軸作用力圖

根據設計畫出作用力圖，計算出蝸桿軸所需軸徑。

設計理念：首先需要假設蝸桿軸軸徑，同時假設所使用的軸承尺寸，得到軸承受力位置，計算蝸桿軸所需軸徑。

軸承反作用力，計算如下所示。

$$\sum F_x = 0, W_{xA} = 1104.9716N, W_{xB} = 0$$

$$\sum F_y = 0, W_{yA} - W_{yB} = 0, W_{yA} + W_{yB} = 420.7128$$

$$\sum m_A = 0, W_{tw} * 45.163 = W_{yB} * 90.326 + W_{aw} * 8.75$$

$$420.7128 * 45.163 = 90.326 W_{yB} + 1104.7128 * 8.75$$

$$W_{yB} = 103.3414N, W_{yA} = 317.3987N$$

$$\sum F_z = 0, W_{zA} - W_{tw} + W_{zB} = 0, W_{zA} + W_{zB} = 145.5131$$

$$\sum m_A = 0, W_{tw} * 45.163 = W_{zB} * 90.326$$

$$15.3131 * 45.163 = 90.326 W_{zB}$$

$$W_{zB} = 72.75655N, W_{zA} = 72.75655N$$

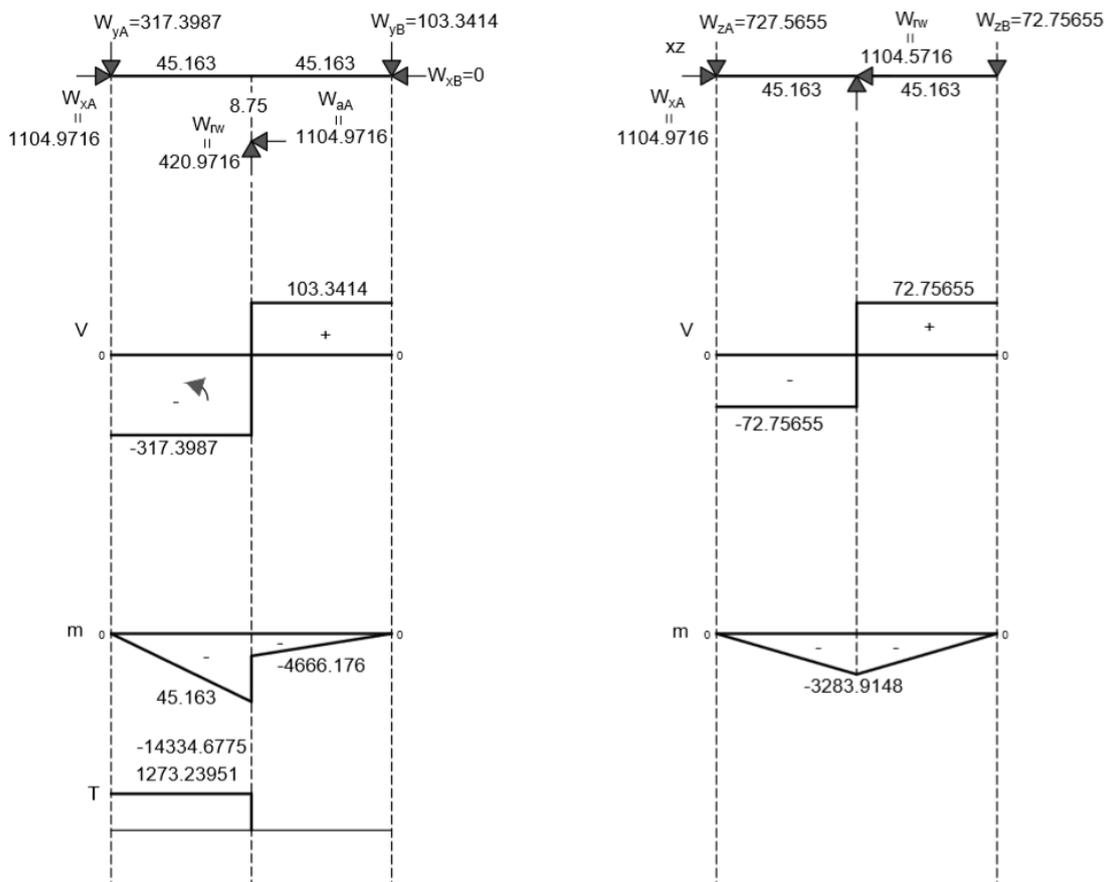


圖 4-2 蝸桿軸作用力彎矩、剪力、扭矩圖

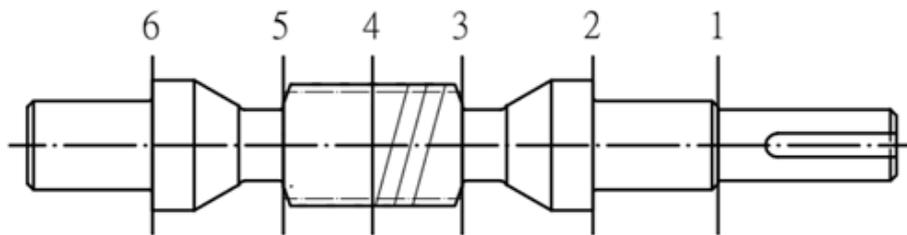


圖 4-3 量測位置示意圖

設計理念：蝸桿軸在設計的時候需要考慮較多條件，如軸承安裝部位，蝸桿軸與軸承就有必要相互配合，找到適當的參數，故蝸桿軸有可能需要多次計算，故在這部份我們使用 Excel 程式進行輔助工作。

表 4-1 蝸桿軸計算表

	蝸桿						
材料：	降伏強度			處理			
S45C	Syt	374	Mpa	正常化			
Nsf：	2.5						
	聯軸器 1	A 軸承 2	12mm 3	蝸桿 4	12mm 5	B 軸承 6	
M1	0	2590.95	9573.7	14334.67	3116.39	2590.95	N-mm
M2	0	593.55	2193.22	3283.91	2193.22	593.55	N-mm
M	0	2658.068	9821.708	14706.01	3810.787	2658.068	N-mm
T	1273.24	1273.24	1273.24	1273.24	0	0	N-mm
計算	4.219327	5.809137	8.764595	10.01537	6.379224	5.657418	mm
設計	12	15	12	17.5	12	15	mm

設計理念：計算結果雖然與設計尺寸有些差距，不過需要注意有些位置需要安裝軸承，需要配合軸承設計一定大小的尺寸，避免軸承挑選時，

用到不常用的規格，導致成本不減反增；有些位置也要配合蝸輪幾何形狀進行設計，考慮加工製成，避免無法加工成型或是用到特殊加工而提高成本。

4-3 蝸桿軸軸承設計

根據上述蝸桿分力圖我們可以得到以下數據。

軸承反作用力值，如下所示。

$$W_{xA} \text{ is : } 1104.9716$$

$$W_{yA} \text{ is : } 317.3987$$

$$W_{zA} \text{ is : } 72.75655$$

$$W_{xB} \text{ is : } 0.0000$$

$$W_{yB} \text{ is : } 103.3414$$

$$W_{zB} \text{ is : } 72.75655$$

$$FrB \text{ is : } 126.3842$$

$$FaB \text{ is : } 0.0000$$

$$FrA \text{ is : } 325.6309$$

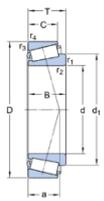
$$FaA \text{ is : } 1104.9716$$

$$\text{安全係數 : } N_{sf}=2.5$$

設計理念：基於蝸桿軸軸向力較大，在此處我們設計安裝滾錐軸承。



Dimensions

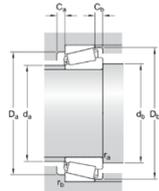


d	15	mm
D	42	mm
T	14.25	mm
d ₁	≈ 27.8	mm
B	13	mm
C	11	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
r _{3,4}	min. 1	mm
a	9.413	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	27.7	kN
Basic static load rating	C ₀	20	kN
Fatigue load limit	P _u	2.08	kN
Reference speed		15000	r/min
Limiting speed		18000	r/min
Calculation factor	e	0.28	
Calculation factor	Y	2.1	
Calculation factor	Y ₀	1.1	

Abutment dimensions



d _a	max. 22	mm
d _b	min. 21.5	mm
D _a	min. 36	mm
D _b	max. 36.5	mm
D _b	min. 38	mm
C _a	min. 2	mm
C _b	min. 3	mm
r _a	max. 1	mm
r _b	max. 1	mm

Mass

Mass bearing	0.094	kg
--------------	-------	----

圖 4-4 30302 滾錐軸承資訊

在後續計算上將會用到需多數據，故先到軸承廠商型錄中找出所需的資訊，便於後續計算與設計。

蝸桿軸軸承壽命負荷計算，如下所示。

$$\text{背對被安裝、30302 滾錐軸承、} L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10} h}{10^6} = \frac{60 \cdot 1500 \cdot 10000}{10^6} = 900 (10^6 \text{ 轉})$$

$$F_{ae} = 1104.9716N \quad F_{rA} = 325.6309N \quad F_{rB} = 126.3842N$$

$$C=27.7KN \quad Y=2.1 \quad e=0.28 \quad K_R = 1$$

$$\frac{0.5F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{0.5F_{rB}}{Y_B} + F_{ae}$$

$$\frac{0.5 \times 126.3842}{1.5} \leq \frac{0.5 \times 325.6309}{1.5} + 1104.9716$$

$$F_{aA} = \frac{0.5 \times 325.6309}{1.5} = 108.5436$$

$$F_{aB} = \frac{0.5 \times 325.6309}{1.5} + 1104.9761 = 1213.5152$$

$$P_A = F_{rA} = 325.6309$$

$$P_B = X_B F_{rB} + Y_B F_{aB} = 0.4 \times 126.3842 + 1.5 \times 1213.5152 = 1870.8265$$

$$A = C_A = P_A \left(\frac{L_{10}}{K_R} \right)^{0.3} = 2.506KN \quad B = C_B = P_B \left(\frac{L_{10}}{K_R} \right)^{0.3} = 14.3981KN$$

$$F_{aA} = \frac{0.5 \times 325.6309}{2.1} = 77.5311 \quad F_{aB} = \frac{0.5 \times 325.6309}{2.1} + 1104.9716 = 1185.5027$$

$$P_A = F_{rA} = 325.6309$$

$$P_B = X_B F_{rB} + Y_B F_{ab} = 0.4 \times 126.3842 + 2.1 \times 1185.507 = 2540.1093$$

$$A = C_A = P_A \left(\frac{L_{10}}{K_R} \right)^{0.3} = 2.5061KN \quad 、 \quad B = C_B = P_B \left(\frac{L_{10}}{K_R} \right)^{0.3} = 19.5490KN$$

表 4-2 蝸桿軸軸承壽命負荷計算數據

Fae：軸向力	1104.9720N
FrA：徑向力	325.6283N
FrB：徑向力	126.3632N
C：額定動負荷	27.7KN
Y：軸向係數	2.1
X：徑向係數	0.4
n：軸轉速	1500
Lh：設計壽命	10000h
L：壽命(10 ⁶ 轉)	900x10 ⁶ 轉
FaA：軸向力	77.5311N
FaB：軸向力	1185.5027N
PA：等價負荷	325.6309N
PB：等價負荷	2540.10931N
CA：額定動負荷	2.5061KN
CB：額定動負荷	19.549KN
數據對照表	數據

經過計算後額定動負荷為 19.549KN 小於 30302 滾錐軸承的 27.7KN，故選用此軸承。

4-4 蝸桿軸鍵設計

表 4-3 蝸桿軸鍵計算表

	蝸桿		
材質：	降伏強度		
S45C	Syt	374	Mpa
Nsf：	2.5		
	T	1273.24	N-mm
軸徑：	d	12	mm
鍵：	b	4	mm
	h	4	mm
		輸入端	
剪應力計算		74.8	Mpa
L 值		0.709247	mm
壓應力計算		149.6	Mpa
L 值		0.709247	mm
設計值		8	mm
鍵全長	依聯軸器設計		

此處鍵槽主要是設計給蝸輪軸與馬達連結使用，如果使用不同聯軸器可能就必須使用不同規格，或是不需要計算。

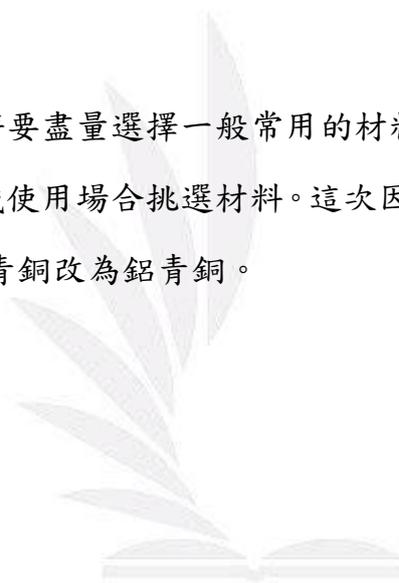
第5章 蝸輪軸設計

5-1 材料選定

蝸輪材料選用鋁青銅，設計上因為蝸輪材料較中碳鋼貴，故在蝸輪軸部分加大軸徑，減少蝸輪材料使用量。鋁青銅與磷青銅兩者強度相近，但鋁青銅比磷青銅來得硬，磷青銅的延展性比鋁青銅佳，相較之下磷青銅比鋁青銅可耐叫高的滑動速率，所以如果使用鋁青銅，我們就必須在潤滑與散熱方面進行加強。

蝸輪軸材料選用 S45C 正常化處理。抗拉強度=590MPa、降伏強度=374MPa、HB 170。

設計理念：選材料時要盡量選擇一般常用的材料，盡量少挑特殊材料，降低成本，根據機構負載使用場合挑選材料。這次因為需要壓低製作成本，將蝸輪材料從原本的磷青銅改為鋁青銅。



5-2 蝸輪軸設計

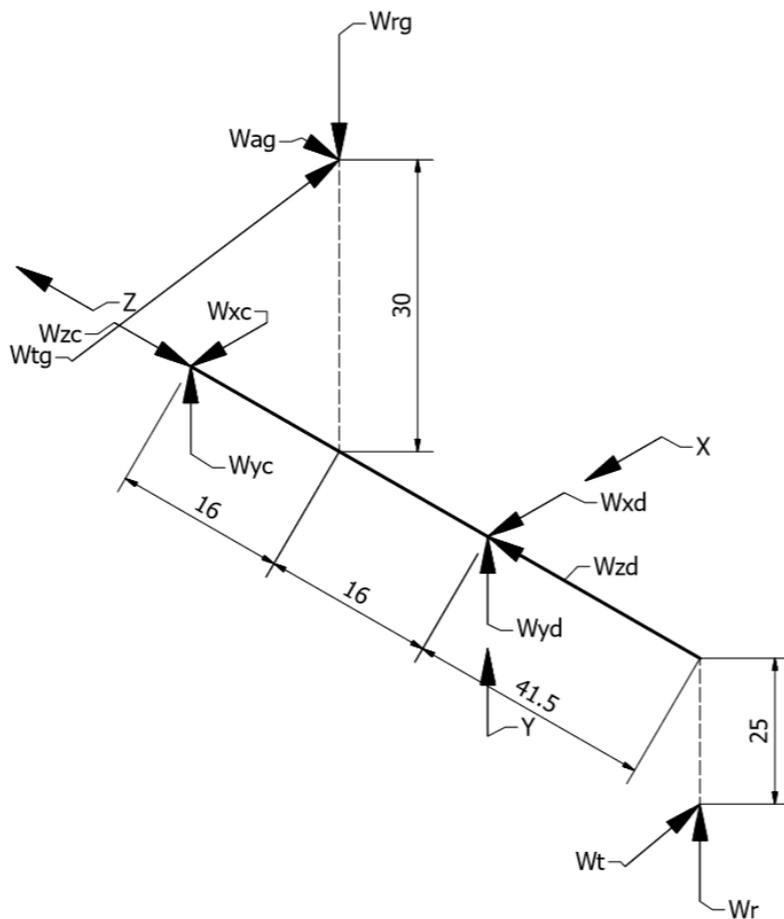


圖 5-1 蝸輪軸作用力圖

根據設計畫出作用力圖，計算出蝸輪軸所需軸徑。

設計理念：首先需要假設蝸輪軸軸徑，同時假設所使用的軸承尺寸，得到軸承受力位置。需要特別注意正齒輪的徑向力，避免忽略。

軸承反作用力，計算如下所示。

$$\sum F_X = 0, W_{ac} - W_{tg} - W_{xd} - W_t = 0, W_{xc} - W_{xd} = 1104.9716 + 711.25$$

$$\sum M_C = 0, W_{tg} \times 16 + W_t \times 73.5 = W_{xd} \times 32$$

$$1104.9716 \times 16 + 711.25 \times 73.5 = W_{xd} \times 32$$

$$W_{xd} = 2186.138, W_{xc} = -369.9165$$

$$\sum F_Y = 0, W_{yc} - W_{rg} + W_{yd} + W_r = 0, W_{yc} + W_{yd} + 258.87 = 420.7128$$

$$\sum M_c = 0, W_{ag} \times 30.11 + W_{rg} \times 16 = W_{yd} \times 32 + W_r \times 73.5$$

$$145.5131 \times 30.11 + 420.7128 \times 16 = 32W_{yd} + 258.87 \times 73.5$$

$$W_{yd} = -247.3169, W_{yc} = 409.1597N$$

$$F_z = 0, W_{zc} = 0, W_{zd} = 145.5131N$$

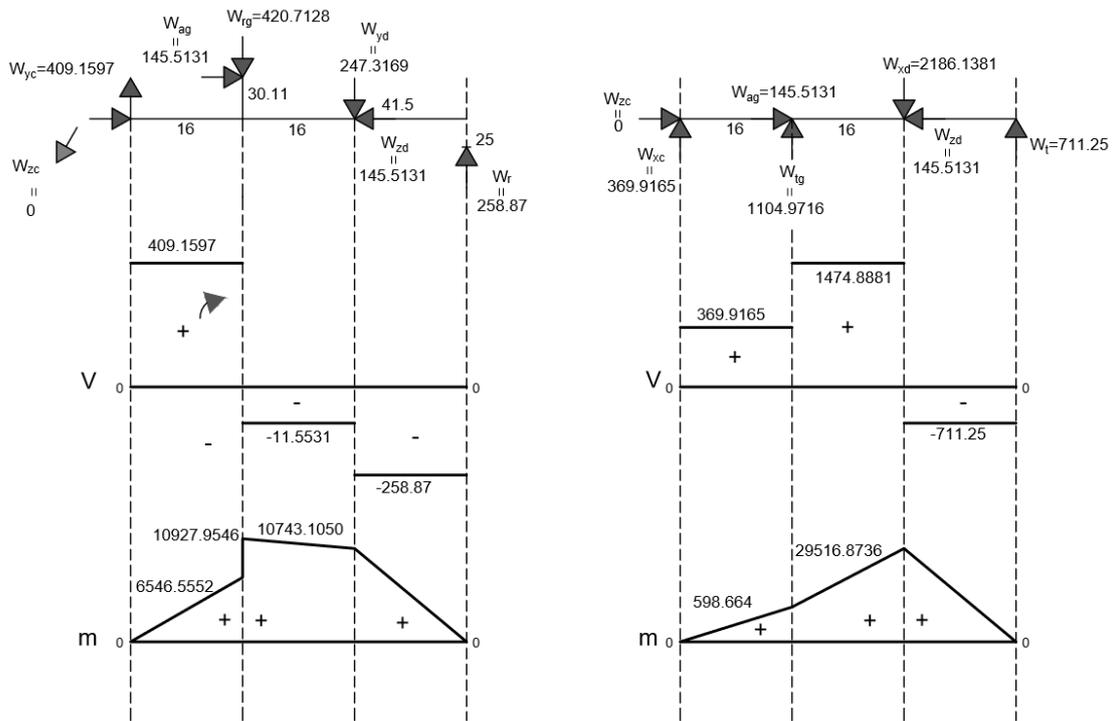


圖 5-2 蝸輪軸彎矩、剪力、扭矩圖

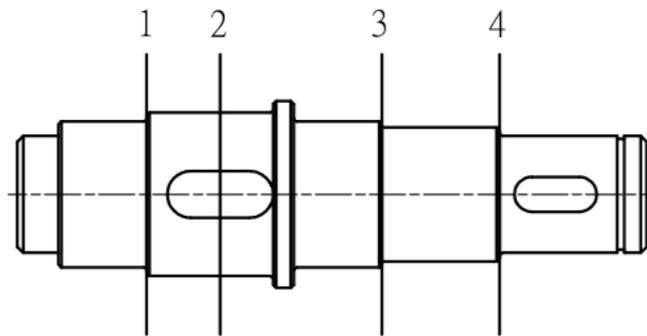


圖 5-3 量測位置示意圖

設計理念：蝸輪軸在設計的時候需要考慮較多條件，如軸承安裝部位，蝸輪軸與軸承就有必要相互配合，找到適當的參數，故蝸輪軸

有可能需要多次計算，故在這部份我們使用 Excel 程式進行輔助工作。

表 5-1 蝸輪軸計算表

蝸輪軸					
材料：	降伏強度			處理	
S45C	Syt	374	Mpa	正常化	
Nsf：	2.5				
	軸承 C 1	蝸輪軸 2	軸承 D 3	正齒輪 4	
M1	1841.21	10927.95	10743.1	2588.7	N-mm
M2	168.37	598.66	29516.87	7112.48	N-mm
M	1848.892	10944.34	31411.14	7568.933	N-mm
T	0	34428.4	34428.4	34428.4	N-mm
計算	5.012643	12.93385	14.34239	12.79673	mm
設計	25	28	25	20	mm

設計理念：蝸輪軸設計上因為需要與蝸輪配合，設計上我們希望將蝸輪軸稍微加大，減少蝸輪磷青銅的用料，以此減少成本，同時在輸出端的正齒輪軸部也需要配合正齒輪設計。

5-3 蝸輪軸軸承設計

根據上述蝸桿分力圖並計算，我們可以得到以下數據。

軸承反作用力值，如下所示。

$$W_{xc} \text{ is : } -369.9165$$

$$W_{yc} \text{ is : } 409.1597$$

$$W_{zc} \text{ is : } 0.0000$$

$$W_{xd} \text{ is : } 2186.1381$$

Wyd is : -247.3169

Wzd is : 145.5131

Frd is : 2200.0830

Fad is : 145.5131

Frc is : 551.5885

Fac is : 0.0000

安全係數 : Nsf=2.5

設計理念：基於蝸輪軸軸向力較小，在此處我們設計安裝滾珠軸承。

SKF
► 61905
Popular item

Dimensions

d	25	mm
D	42	mm
B	9	mm
d ₁	≈ 30.25	mm
D ₂	≈ 37.7	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm

Abutment dimensions

d _a	min. 27	mm
D _a	max. 40	mm
r _a	max. 0.3	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	
Basic static load rating	
Fatigue load limit	
Reference speed	
Limiting speed	
Calculation factor	
Calculation factor	

Mass bearing

C	7.02	kN
C ₀	4.3	kN
P _u	0.193	kN
	36000	r/min
	22000	r/min
k _r	0.02	
f ₀	14.7	
	0.043	kg

圖 5-4 61905 滾珠軸承資訊

在後續計算上將會用到需多數據，故先到軸承廠商型錄中找出所需的資訊，便於後續計算與設計。

蝸桿軸軸承壽命負荷計算，如下所示。

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{145.5131}{2200.0830} = 0.06613 \leq 0.26, \quad X = 1.0, Y = 0$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{145.5131}{2200.0830} = 0.06613 \leq 0.26, \quad X = 1.0, Y = 0$$

$$L_{10} = \frac{60 \times n \times L_{10h}}{10^6} = \frac{60 \times 37.5 \times 10000}{10^6} = 22.5(10^6 \text{轉})$$

$$P_d = F_{rd} = 2200.0830\text{N}$$

$$P_c = F_{rc} = 551.9597\text{N}$$

$$C = C_c = P_c \left(\frac{L_{10}}{K_R} \right)^{\frac{1}{3}} = 551.9597 \left(\frac{22.5}{1} \right)^{\frac{1}{3}} = 1558.2481\text{N}$$

$$D = C_D = P_D \left(\frac{L_{10}}{K_R} \right)^{\frac{1}{3}} = 2200.083 \left(\frac{22.5}{1} \right)^{\frac{1}{3}} = 6211.0721\text{N}$$

表 5-2 蝸輪軸軸承壽命負荷計算數據

Fad：軸向力	145.5131N
Frd：徑向力	2200.1393N
Frc：徑向力	551.9597N
C：額定動負荷	7.02KN
e：	0.26
Y：軸向係數	0
X：徑向係數	1.0
n：軸轉速	37.5
Lh：設計壽命	10000h
L：壽命(10 ⁶ 轉)	22.5x10 ⁶ 轉
PC：等價負荷	551.9597N
PD：等價負荷	2200.0830N
CC：額定動負荷	1.55824KN
CD：額定動負荷	6.21107KN
數據對照表	數據

經過計算後額定動負荷為 6.21107KN 小於 61905 滾珠軸承的 7.02KN，故選用此軸承。

5-4 蝸輪軸鍵設計

表 5-3 蝸輪軸鍵計算表

	蝸輪			
材質：	降伏強度			
S45C	Syt	374	Mpa	
Nsf：	2.5			
	T	34428.39		N-mm
軸徑：	d	28	20	mm
鍵：	b	8	6	mm
	h	7	6	mm
		蝸輪	輸出軸	
剪應力計算		74.8	74.8	Mpa
L 值		4.109577	7.67121	mm
壓應力計算		149.6	149.6	Mpa
L 值		4.696659	7.67121	mm
設計值		10	8	mm
鍵全長		18	14	mm

蝸輪軸上的鍵在設計時要特別注意，鍵的長度是否會太長，鍵如果過長，可以從多方面去進行改善，例如改變軸徑，改變蝸輪寬度與正齒輪寬度。

第6章 齒輪設計

6-1 AGMA 彎應力計算

表 6-1 AGMA 彎應力計算輸入數據

$n_p = n_p =$ 小齒輪轉速(rpm)	37.5
$H =$ 輸入功率(kW)	0.2
$d_p = d_p =$ 小齒輪節徑	50
$K_o = K_o =$ 過負荷係數	1.25(均勻輕衝擊)
$m =$ 齒輪模數(mm)	2
$b =$ 齒輪面寬(mm)	20
$J =$ 彎曲幾何係數	0.24
$Q_v = Q_v =$ 齒輪精度等級	10
$A = 50 + 56 * (1.0 - B)$	83.7736
$B = 0.25 * (12 - Q_v) ** 0.667$	0.3969
$C_{mc} = C_{mc} =$ 導程修正係數	1 (無冠狀齒型)
$S_1 = S_1 =$ 為兩個軸承跨距的中心與齒輪面寬中央的距離	無
$S =$ 為兩個軸承的跨距	無
$C_e = C_e =$ 啮合對準度修正值	0.8(研磨製成)
$t_r = t_r =$ 齒根圓至輪緣的徑向距離	無(實心胚料)
$h_t = h_t =$ 全齒深	無(實心胚料)
數據對照表	數據

設計理念：根據我們對 AGMA 彎應力計算分析後，我們的知只要求得以上數據，就能算出所求的數值。

表 6-2 AGMA 彎應力計算輸出數據

$T_p = T_p$ =小齒輪承受扭矩(N-mm)	50929.5818
$W_t = W_t$ =切線力(N)	2037.1832
$K_v = K_v$ =動負荷係數	1.0212
$V_t = V_t$ =小齒輪節圓速度(m/s)	0.09817
$V_{tmax} = V_{tmax}$ =小齒輪最大節圓速度 (m/s)	0.6638($V_t \leq V_{tmax}$)
$C_{pf} = C_{pf}$ =小齒輪比例係數	0.05($b/10d < 0.05$)
$C_{pm} = C_{pm}$ =小齒輪比例修正值	1
$C_{ma} = C_{ma}$ =嚙合對準係數	0.1394(一般密閉式)
$K_m = K_m$ =負荷分佈係數	1.1639
$K_B = K_B$ =輪緣厚度修正係數	1(實心胚料)
$\sigma_b = \sigma_b$ =AGMA 彎應力(MPa)	315.2792
數據對照表	數據

$$\sigma_b = \frac{W_t}{mbj} K_o K_v K_m K_B$$

計算後得到 AGMA 彎應力，接著計算容許彎曲強度。

6-2 容許彎曲強度計算

表 6-3 容許彎曲強度計算數據

T=溫度	0~120
KR= KR=可靠度修正係數	1.25(可靠度 99.9)
L=齒輪壽命	8000(電梯)
Nc=Nc=循環週期	1.5×10^7
YN= YN=彎曲循環週期係數	1.010(循環週期 10^7)
Nsf= Nsf=安全係數	1(一般情況使用)
sigmab= σ_b =AGMA 彎應力(MPa)	315.2792
KT= KT=溫度係數	1(T=0~120)
Sat=S _{at} =容許彎曲強度(MPa)	390.1970
數據對照表	數據

$$\frac{N_{sf} K_T K_R \sigma_b}{Y_N} \leq S_{at}$$

設計理念：容許彎曲強度計算後，接著計算容許接觸強度。

6-3 AGMA 接觸應力計算

表 6-4 AGMA 接觸應力計算輸入數據

$n_p = n_p$ =小齒輪轉速(rpm)	37.5
H =輸入功率(kW)	0.135
$d_p = d_p$ =小齒輪節徑	50
$\phi_n = \psi_n$ 壓力角	20
$K_o = K_o$ =過負荷係數	1.25(均勻輕衝擊)
$m_G = m_G$ =減速比	無(齒輪尺條)
$Q_v = Q_v$ =齒輪精度等級	10
$A = 50 + 56 * (1.0 - B)$	83.7736
$B = 0.25 * (12 - Q_v) ** 0.667$	0.3969
$C_{mc} = C_{mc}$ =導程修正係數	1 (無冠狀齒型)
b =齒輪面寬(mm)	20
$S_1 = S_1$ =為兩個軸承跨距的中心與齒輪面寬中央的距離	無
S =為兩個軸承的跨距	無
$C_e = C_e$ =啮合對準度修正值	0.8(研磨製成)
$t_r = t_r$ =齒根圓至輪緣的徑向距離	無(實心胚料)
$h_t = h_t$ =全齒深	無(實心胚料)
數據對照表	數據

表 6-5 AGMA 接觸應力計算輸出數據

$T_p = T_p$ =小齒輪承受扭矩(N-mm)	50929.5818
$W_t = W_t$ =切線力(N)	2037.1832
I =接觸幾何係數	0.1607((sin20xcos20)/2x1)
$C_p = C_p$ =彈性係數(\sqrt{MPa})	191(碳鋼材質)
$K_v = K_v$ =動負荷係數	1.0212
$V_t = V_t$ =小齒輪節圓速度(m/s)	0.1031
$V_{tmax} = V_{tmax}$ =小齒輪最大節圓速度(m/s)	0.6638($V_t \leq V_{tmax}$)
$C_{pf} = C_{pf}$ =小齒輪比例係數	0.05($b/10d < 0.05$)
$C_{pm} = C_{pm}$ =小齒輪比例修正值	1
$C_{ma} = C_{ma}$ =嚙合對準係數	0.1424(一般密閉式)
$K_m = K_m$ =負荷分佈係數	1.1639
$K_B = K_B$ =輪緣厚度修正係數	1(一般密閉式)
$\sigma_c = \sigma_c$ =AGMA 接觸應力(MPa)	828.9125
數據對照表	數據

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{bd_p I} K_o K_v K_m K_B}$$

計算後得到 AGMA 接觸應力，接著計算容許接觸強度。

6-4 容許接觸強度計算

表 6-6 容許接觸強度計算數據

T=溫度	0~120
KR=KR=可靠度修正係數	1.25
L=齒輪壽命	8000(電梯)
Nc=Nc=循環週期	1.5×10^7
YN=YN=彎曲循環週期係數	1.010(循環週期 10^7)
Nsf=Nsf=安全係數	1(一般情況使用)
ZN=ZN=接觸循環週期係數	0.9701
CH=CH=接觸硬度係數	1(兩相等硬度材質)
sigmac= σ_c =AGMA 接觸應力(MPa)	828.9125
KT=KT=溫度係數	
Sac=Sac=容許接觸強度(MPa)	1(T=0~120)
	1068.0761
數據對照表	數據

$$\frac{N_{sf} K_T K_R \sigma_c}{Z_N C_H} \leq S_{ac}$$

6-5 正齒輪選擇材質

表 6-7 容許強度計算數據

Sat=容許彎曲強度(MPa)	390.1970
Sac=容許接觸強度(MPa)	1081.0738

計算出容許彎曲強度與容許接觸強度後，需要使用較大值來進行下一階段計算。

表 6-8 全硬化鋼 (ANSI/AGMA 2001-D04)

全硬化鋼容許彎曲強度 S_{at} :	
等級 1 $S_{at}=0.533HB+88.26(\text{MPa})$	HB=533.53 = HRC 53
全硬化鋼容許接觸強度 S_{ac} :	
等級 1 $S_{ac}=2.22HB+200.6(\text{MPa})$	HB=396.61 = HRC 42
選用材質：	
SCM440 高周波淬火 HRC 55	

設計理念：當計算出的值能找出相對應的合理材料使用時，將認定設計成功；不過當計算出的值太小時，有可能代表先前設計上強度設計太高；當計算出的值太大時，有可能代表先前設計上強度設計太低，後兩種情況都需要到前面步驟進行檢視。

第7章 齒條設計

7-1 AGMA 彎應力計算

表 7-1 AGMA 彎應力計算輸入數據

$n_p = n_p$ =小齒輪轉速(rpm)	37.5
H =輸入功率(kW)	0.2
$d_p = d_p$ =小齒輪節徑	50
$K_o = K_o$ =過負荷係數	1.25(均勻輕衝擊)
m =齒輪模數(mm)	2
b =齒輪面寬(mm)	20
J =彎曲幾何係數	0.485
$Q_v = Q_v$ =齒輪精度等級	10
$A = 50 + 56 * (1.0 - B)$	83.7736
$B = 0.25 * (12 - Q_v) ** 0.667$	0.3969
$C_{mc} = C_{mc}$ =導程修正係數	1 (無冠狀齒型)
$S_1 = S_1$ =為兩個軸承跨距的中心與齒輪面寬中央的距離	無
S =為兩個軸承的跨距	無
$C_e = C_e$ =啮合對準度修正值	0.8(研磨製成)
$t_r = t_r$ =齒根圓至輪緣的徑向距離	無(實心胚料)
$h_t = h_t$ =全齒深	無(實心胚料)
數據對照表	數據

設計理念：根據我們對 AGMA 彎應力計算分析後，我們的知只要求得以上數據，就能算出所求的數值。

表 7-2 AGMA 彎應力計算輸出數據

$T_p = T_p$ =小齒輪承受扭矩(N-mm)	50929.5818
$W_t = W_t$ =切線力(N)	2037.1832
$K_v = K_v$ =動負荷係數	1.0212
$V_t = V_t$ =小齒輪節圓速度(m/s)	0.09817
$V_{tmax} = V_{tmax}$ =小齒輪最大節圓速度(m/s)	0.6638($V_t \leq V_{tmax}$)
$C_{pf} = C_{pf}$ =小齒輪比例係數	0.05($b/10d < 0.05$)
$C_{pm} = C_{pm}$ =小齒輪比例修正值	1
$C_{ma} = C_{ma}$ =嚙合對準係數	0.1394(一般密閉式)
$K_m = K_m$ =負荷分佈係數	1.1639
$K_B = K_B$ =輪緣厚度修正係數	1(實心胚料)
$\sigma_b = \sigma_b$ =AGMA 彎應力(MPa)	156.0144
數據對照表	數據

$$\sigma_b = \frac{W_t}{mbj} K_o K_v K_m K_B$$

計算後得到 AGMA 彎應力，接著計算容許彎曲強度。

7-2 容許彎曲強度計算

表 7-3 容許彎曲強度計算數據

T=溫度	0~120
KR= KR=可靠度修正係數	1.25(可靠度 99.9)
L=齒輪壽命	8000(電梯)
Nc=Nc=循環週期	1.5x 10 ⁷
YN= YN=彎曲循環週期係數	1.010(循環週期 10 ⁷)
Nsf= Nsf=安全係數	1(一般情況使用)
sigmab=σ _b =AGMA 彎應力(MPa)	156.0144
KT= K _T =溫度係數	1(T=0~120)
Sat=S _{at} =容許彎曲強度(MPa)	193.0871
數據對照表	數據

$$\frac{N_{sf}K_TK_R\sigma_b}{Y_N} \leq S_{at}$$

設計理念：容許彎曲強度計算後，接著計算容許接觸強度。

7-3 AGMA 接觸應力計算

表 7-4 AGMA 接觸應力計算輸入數據

$n_p = n_p =$ 小齒輪轉速(rpm)	37.5
$H =$ 輸入功率(kW)	0.135
$d_p = d_p =$ 小齒輪節徑	50
$\phi_n = \psi_n$ 壓力角	20
$K_o = K_o =$ 過負荷係數	1.25(均勻輕衝擊)
$m_G = m_G =$ 減速比	無(齒輪尺條)
$Q_v = Q_v =$ 齒輪精度等級	10
$A = 50 + 56 * (1.0 - B)$	83.7736
$B = 0.25 * (12 - Q_v) ** 0.667$	0.3969
$C_{mc} = C_{mc} =$ 導程修正係數	1 (無冠狀齒型)
$b =$ 齒輪面寬(mm)	20
$S_1 = S_1 =$ 為兩個軸承跨距的中心與齒輪面寬中央的距離	無
$S =$ 為兩個軸承的跨距	無
$C_e = C_e =$ 啮合對準度修正值	0.8(研磨製成)
$t_r = t_r =$ 齒根圓至輪緣的徑向距離	無(實心胚料)
$h_t = h_t =$ 全齒深	無(實心胚料)
數據對照表	數據

表 7-5 AGMA 接觸應力計算輸出數據

$T_p = T_p =$ 小齒輪承受扭矩(N-mm)	50929.5818
$W_t = W_t =$ 切線力(N)	2037.1832
$I =$ 接觸幾何係數	$0.1607((\sin 20 \times \cos 20)/2 \times 1)$
$C_p = C_p =$ 彈性係數($\sqrt{\text{MPa}}$)	191(碳鋼材質)
$K_v = K_v =$ 動負荷係數	1.0212
$V_t = V_t =$ 小齒輪節圓速度(m/s)	0.1031
$V_{tmax} = V_{tmax} =$ 小齒輪最大節圓速度(m/s)	$0.6638(V_t \leq V_{tmax})$
$C_{pf} = C_{pf} =$ 小齒輪比例係數	$0.05(b/10d < 0.05)$
$C_{pm} = C_{pm} =$ 小齒輪比例修正值	1
$C_{ma} = C_{ma} =$ 嚙合對準係數	0.1424(一般密閉式)
$K_m = K_m =$ 負荷分佈係數	1.1639
$K_B = K_B =$ 輪緣厚度修正係數	1(一般密閉式)
$\sigma_c = \sigma_c =$ AGMA 接觸應力(MPa)	828.9125
數據對照表	數據

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{bd_p I} K_o K_v K_m K_B}$$

計算後得到 AGMA 接觸應力，接著計算容許接觸強度。

7-4 容許接觸強度計算

表 7-6 容許接觸強度計算數據

T=溫度	0~120
KR=KR=可靠度修正係數	1.25
L=齒輪壽命	8000(電梯)
Nc=Nc=循環週期	1.5×10^7
YN=YN=彎曲循環週期係數	1.010(循環週期 10^7)
Nsf=Nsf=安全係數	1(一般情況使用)
ZN=ZN=接觸循環週期係數	0.9701
CH=CH=接觸硬度係數	1(兩相等硬度材質)
sigmac= σ_c =AGMA 接觸應力(MPa)	828.9125
KT=KT=溫度係數	
Sac=Sac=容許接觸強度(MPa)	1(T=0~120)
	1068.0761
數據對照表	數據

$$\frac{N_{sf} K_T K_R \sigma_c}{Z_N C_H} \leq S_{ac}$$

7-5 正齒輪選擇材質

表 7-7 容許強度計算數據

Sat=容許彎曲強度(MPa)	193.0871
Sac=容許接觸強度(MPa)	1081.0738

計算出容許彎曲強度與容許接觸強度後，需要使用較大值來進行下一階段計算。

表 7-8 全硬化鋼 (ANSI/AGMA 2001-D04)

1. 全硬化鋼容許彎曲強度 S _{at} : 等級 1 S _{at} =0.533HB+88.26(MPa)	HB=197.31
2. 全硬化鋼容許接觸強度 S _{ac} : 等級 1 S _{ac} =2.22HB+200.6(MPa)	HB=396.61 = HRC 42
3. 選用材質 : SCM440 高周波淬火 HRC 50	

設計理念：當計算出的值能找出相對應的合理材料使用時，將認定設計成功；不過當計算出的值太小時，有可能代表先前設計上強度設計太高；當計算出的值太大時，有可能代表先前設計上強度設計太低，後兩種情況都需要到前面步驟進行檢視。

第8章 結果與討論

8-1綜合結論

綜合以上數值設計與實驗結果後，可歸納出下列結論。

蝸桿蝸輪輸入軸和輸出軸會互相垂直運動，所以蝸桿軸平面不等於蝸輪軸平面，蝸桿蝸輪相同一致的斷面(平面)是齒直角斷面(法向平面)，因此以齒直角模數做為標準來製作蝸輪時，能使用市售滾齒刀即可切削蝸輪，而如果以軸向模數做為標準來製作蝸輪時，則必須使用專用的滾齒刀。

蝸桿作為入力軸蝸輪作為輸出軸時，設計上蝸桿軸與蝸輪軸軸承位置要盡量靠近，力臂越短軸承受到的力較小，用縮小力臂來減少力透過力臂放大作用在軸承上，選用軸承時較能使用較小級數的軸承。

設計蝸桿蝸輪時要特別注意與效率有關之參數之設計，盡量提高效率，蝸桿蝸輪傳遞效率低時，摩擦損耗則會增加，同時增加熱產生，使的設計上要在冷卻方面進行額外加強。

設計上因為蝸輪材料較中碳鋼貴，故在蝸輪軸部分適當加大軸徑，減少蝸輪材料使用量。蝸輪大多使用磷青銅與鋁青銅製作，兩材料強度相近，但鋁青銅比磷青銅來得硬，磷青銅的延展性比鋁青銅佳，相較之下磷青銅比鋁青銅能耐較高的滑動速率。所以如果使用鋁青銅，我們就必須在潤滑與散熱方面進行加強。

參考文獻

- [1] J. Shigley, C. Mischke, R. Budynas. (2003), Shigley's Mechanical Engineering Design (7 edition), New York: McGraw-Hill
- [2] 尤春風(2015)，機器元件設計，台中：滄海圖書資訊股份有限公司



附錄

附錄一 蝸桿蝸輪額定切線力 Fortran 程式

```
implicit none

integer,parameter:: double = selected_real_kind (p=14)
real (kind=double)::WtgR
real (kind=double)::dpg,C,C1,C2,msr,mG,ng,Px,L,Vw,Vg,Vs,Mu,e,Tw
real (kind=double)::Wtw,Wrw,Waw,Wf,Cm,Cv,Cs,Hi
real (kind=double)::Gg,Gw,m,nw,dpw,bm,bm1,phin,H,lambda
real (kind=double)::pi,radius
integer Casting

OPEN(10,FILE='Worm drive input2.txt',STATUS='OLD')
OPEN(11,FILE='Worm drive output2.txt',STATUS='NEW')

!PRINT *,'Key in: Ng,Nw,m,dpw,bm,Phinnw,H,Casting'
READ (10,*) Gg,Gw,m,nw,dpw,bm,phin,H,Casting,lambda

pi=3.14159265359
radius=57.3

dpg=Gg*m
C=(dpw+dpg)/2
msr=Gw/Gg
```

$$mG=Gg/Gw$$

$$ng=nw*msr$$

$$Px=(\pi*dpg)/Gg$$

$$L=Gw*Px$$

$$\lambda=ATAN(L/(\pi*dpw))$$

IF(dpw>=((C**0.875)/2.0) .and. dpw<=((C**0.875)/1.07))then

write (11,*)'dpw is OK'

else

write (11,*)'dpw is fail'

end IF

$$C1=(C**0.875)/2.0$$

$$C2=(C**0.875)/1.07$$

$$bm1=0.667*dpw$$

IF(bm<=0.667*dpw)then

write (11,*)'bm is OK'

else

write (11,*)'bm is fail'

end IF

$$Vw=(\pi*dpw*nw)/(60*1000)$$

$$Vg=(\pi*dpg*ng)/(60*1000)$$

$$Vs=Vg/(D\sin(\lambda/57.296))$$

IF($V_s \leq 0$)then

$$\mu = 0.150$$

elseif($V_s > 0$.AND. $V_s * 196.85 \leq 10$)then

$$\mu = 0.124 * \text{DEXP}((-0.074) * ((V_s * 196.85) ** 0.645))$$

elseif($V_s * 196.85 \geq 10$)then

$$\mu = 0.103 * \text{DEXP}(-0.110 * ((V_s * 196.85) ** 0.450)) + 0.012$$

end IF

!write (11,*)'Mu is :', μ

$$e = (((\cos(\phi/r) - \mu * \tan(\lambda/r)) / (\cos(\phi/r) + 1 * \mu * 1 / (\tan(\lambda/r))))$$

$$T_w = (60 * (10 ** 6) * H) / (2 * \pi * n_w)$$

$$W_{tw} = 2 * T_w / d_{pw}$$

$$W_{rw} = W_{tw} * (\sin(\phi/r) / (\cos(\phi/r) * \sin(\lambda/r) + \mu * 1 * \cos(\lambda/r)))$$

$$W_{aw} = W_{tw} * (D \cos(\phi/r) * D \cos(\lambda/r) - \mu * D \cos(\lambda/r / 1 * r)) / (D \cos(\phi/r) * D \sin(\lambda/r) + \mu * D \cos(\lambda/r / 2 * r))$$

$$W_f = (\mu * W_{aw}) / (\cos(\lambda/r) * \cos(\phi/r) - (\mu * \sin(\lambda/r / 1 * r)))$$

IF($m_G > 3$.AND. $m_G < 20$)then

```
Cm=0.02*DSQRT((-mG**2)+40*mG-76)+0.46
```

```
elseif(mG>=20.AND.mG<76)then
```

```
Cm=0.0107*DSQRT((-mG**2)+56*mG+5145)
```

```
elseif(mG>=76)then
```

```
Cm=1.183-0.00658*mG
```

```
end IF
```

```
!write (11,*)'Cm is :',Cm
```

```
IF(Vs*196.85>0.AND.Vs*196.85<=700)then
```

```
Cv=0.659*EXP(-0.0011*Vs*196.85)
```

```
elseif(Vs*196.85>700.AND.Vs*196.85<=3000)then
```

```
Cv=13.31*((Vs*196.85)**(-0.571))
```

```
elseif(Vs*196.85>=3000)then
```

```
Cv=65.52*((Vs*196.85)**(-0.774))
```

```
end IF
```

```
!write (11,*)'Cv is :',Cv
```

```
!Cs P.259
```

```
!input MaterialSep Casting,dpg
```

```
IF(Casting==1)then
```

```
If(dpg<=64)then
```

```
Cs=1000
```

```
else
```

```
Cs=1859.104-476.5454*LOG10(dpg)
```

```
end IF
```

```
elseif(Casting==2)then
```

```
If(dpg<=200)then
    Cs=1000
else
    Cs=2052.012-455.8259*LOG10(dpg)
end IF
elseif(Casting==3)then
    If(dpg<=625)then
        Cs=1000
    else
        Cs=1503.811-179.7503*LOG10(dpg)
    end IF
end IF
!write (11,*)'Cs is :',Cs

Hi=(ng*Waw*dpg)/(1.91*(10**7))+(Vs*Wf)/1000
WtgR=(Cs*(dpg**0.8)*bm*Cm*Cv)/75.948

IF(WtgR>Waw)then
    write (11,*)'WtgR>Waw Safer Design'
else
    write (11,*)'WtgR<Waw Design Design'
end IF

write (11,10)dpg
write (11,11)C
write (11,33)C1
```

write (11,34)C2

write (11,35)bm1

write (11,12)ng

write (11,13)Px

write (11,14)L

write (11,15)lambda

write (11,16)msr

write (11,17)mG

write (11,18)Vw

write (11,19)Vg

write (11,20)Vs

write (11,21)Mu

write (11,22)e

write (11,23)Tw

write (11,24)Wtw

write (11,25)Wrw

write (11,26)Waw

write (11,32)WF

write (11,27)Cm

write (11,28)Cv

write (11,29)Cs

write (11,30)Hi

write (11,31)WtgR

10 FORMAT('dpg is :',F10.5)

11 FORMAT('C is :',F10.5)

12 FORMAT('ng is :',F10.5)



```
13  FORMAT('Px=Pg is :',F10.5)
14  FORMAT('L is      :',F10.5)
15  FORMAT('lambda is:',F10.5)
16  FORMAT('msr is :',F10.5)
17  FORMAT('mG is   :',F10.5)
18  FORMAT('Vw is :',F20.8)
19  FORMAT('Vg is :',F20.8)
20  FORMAT('Vs is :',F20.8)
21  FORMAT('Mu is   :',F15.10)
22  FORMAT('e is    :',F8.4)
23  FORMAT('Tw is   :',F15.5)
24  FORMAT('Wtw=-Wag is:',F15.5)
25  FORMAT('Wrw=-Wrg is:',F15.5)
26  FORMAT('Waw=-Wtg is:',F15.5)
27  FORMAT('Cm is   :',F20.6)
28  FORMAT('Cv is   :',F20.6)
29  FORMAT('Cs is   :',F20.6)
30  FORMAT('Hi is   :',F14.4)
31  FORMAT('WtgR is  :',F12.4)
32  FORMAT('Wf is    :',F15.5)
33  FORMAT('C1 is   :',F10.5)
34  FORMAT('C2 is   :',F10.5)
35  FORMAT('bm1 is  :',F10.5)
```

STOP

END

附錄二 設計圖

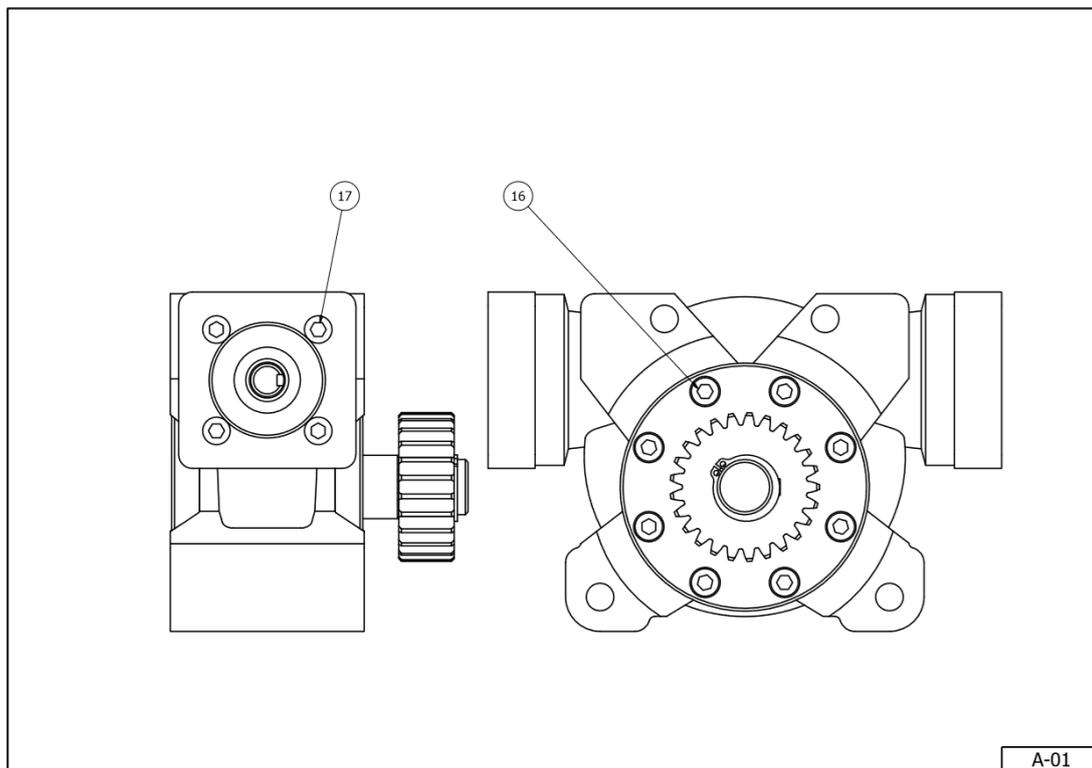


圖 附錄 2- 1 組合圖 1

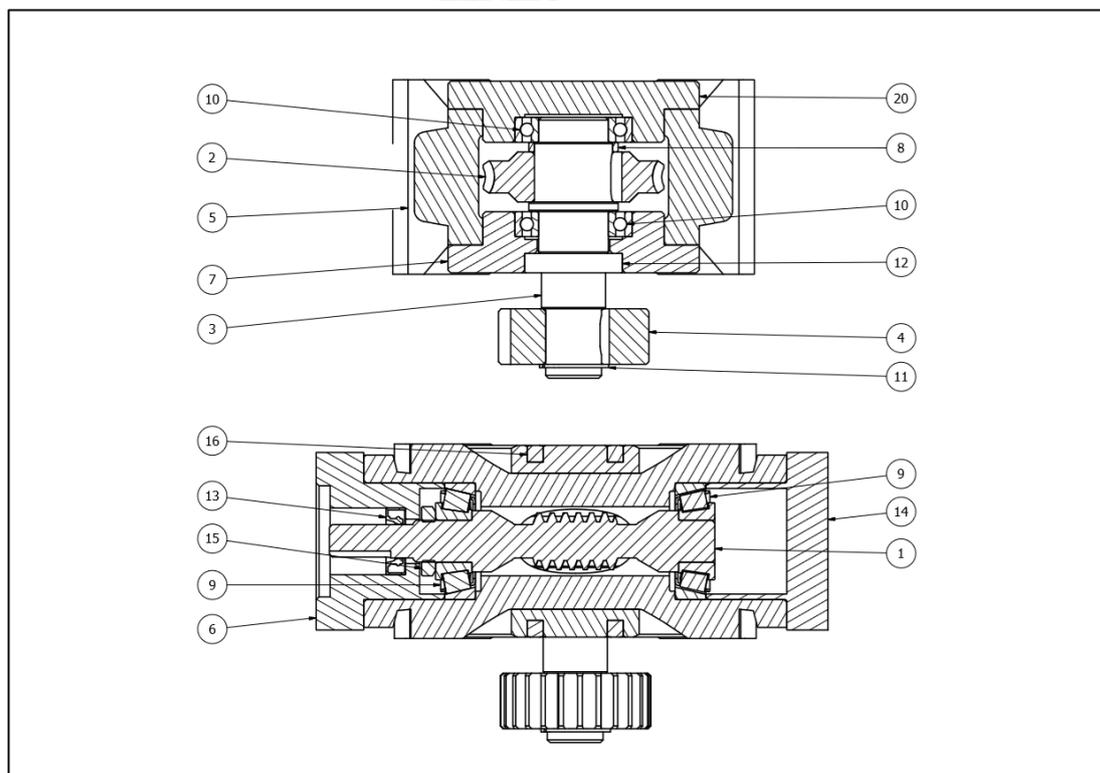


圖 附錄 2- 2 組合圖 2

22					
21					
20	1	蝸輪軸蓋2	S45C		
19	1	鍵B	S45C		8x7x18L
18	1	鍵A	S45C		6x6x14L
17	8	六角沈頭螺絲B			M6x1 長14
16	16	六角沈頭螺絲A			M6x1 長12
15	1	鎖緊螺帽			SKF M15x1 外徑 \varnothing 25 寬5
14	1	蝸桿軸蓋2	S45C		
13	1	油封B			外徑 \varnothing 24 內徑 \varnothing 12 寬7
12	1	油封A			外徑 \varnothing 35 內徑 \varnothing 23 寬7
11	1	C扣			內徑 \varnothing 20 寬1.2
10	2	軸承B		61905	SKF
9	2	軸承A		30302	SKF
8	1	軸套	S45C		
7	1	蝸輪軸蓋	S45C		
6	1	蝸桿軸蓋	S45C		
5	1	外殼	S45C		
4	1	正齒輪	SCM440		HRC 55
3	1	蝸輪軸	S45C		
2	1	蝸輪	PBC 2		
1	1	蝸桿	S45C		
件號	件數	名稱	材質	規格	備註
比例	1:1	逢甲大學		日期	2019/06/11
投影法	第三角法			圖號	A-03

圖 附錄 2- 3 零件表

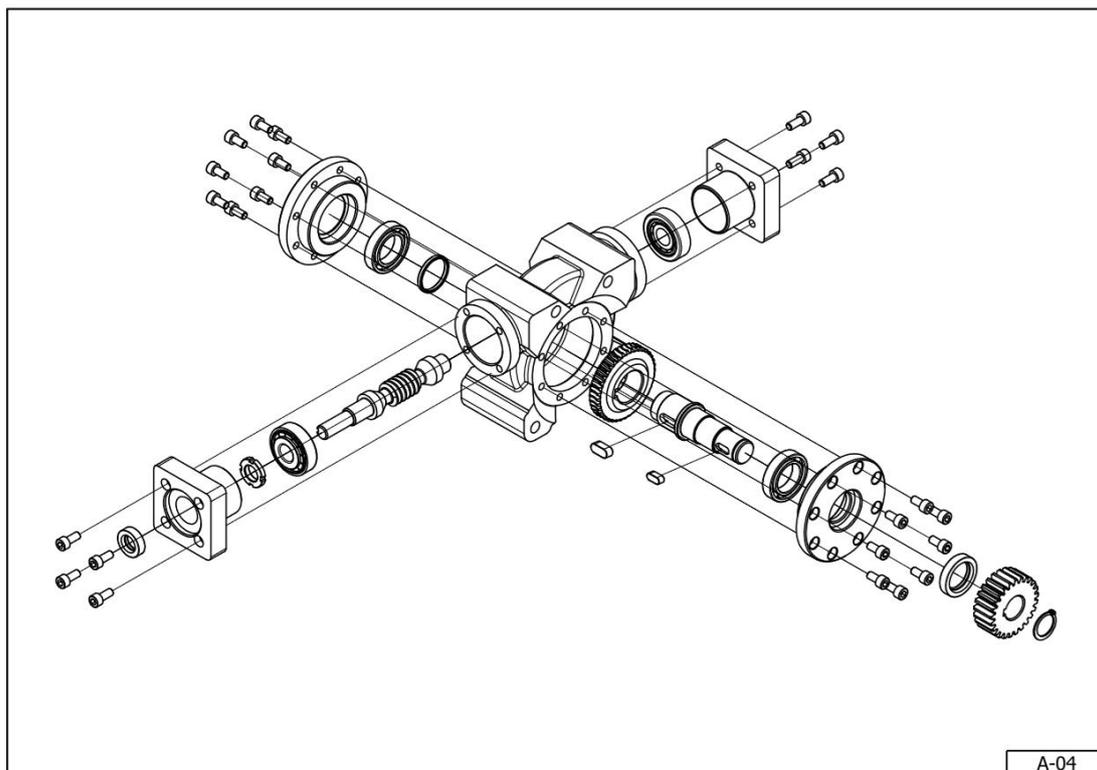


圖 附錄 2- 4 爆炸圖

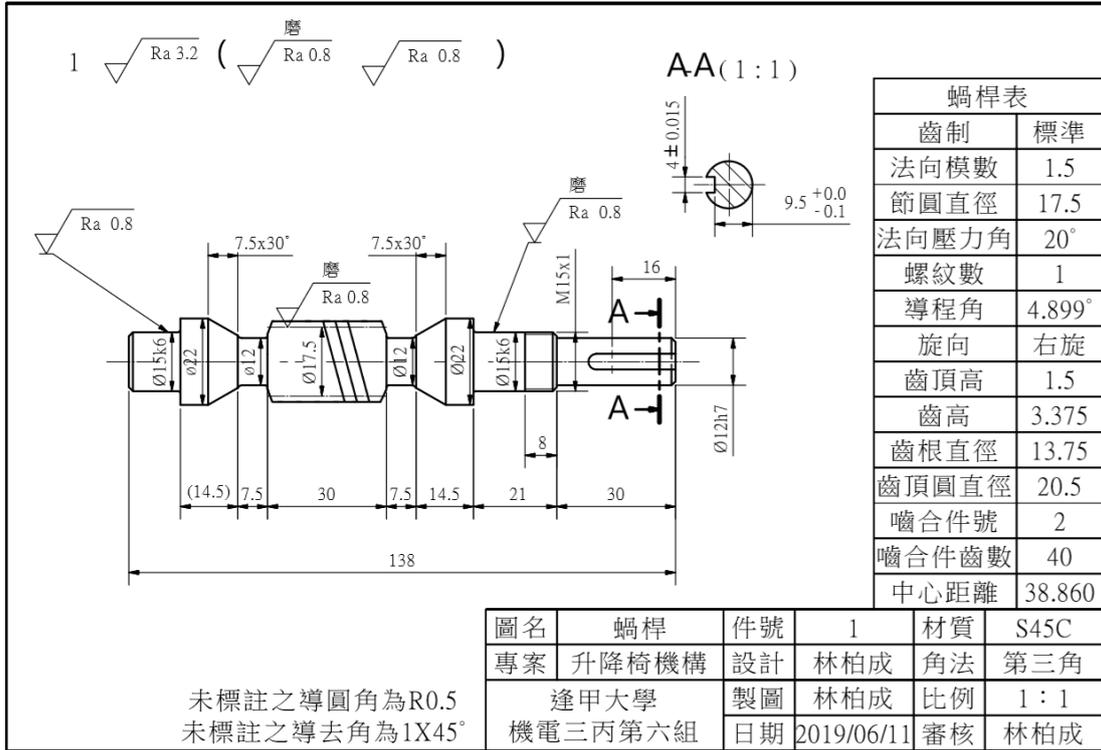


圖 附錄 2- 5 蝸桿

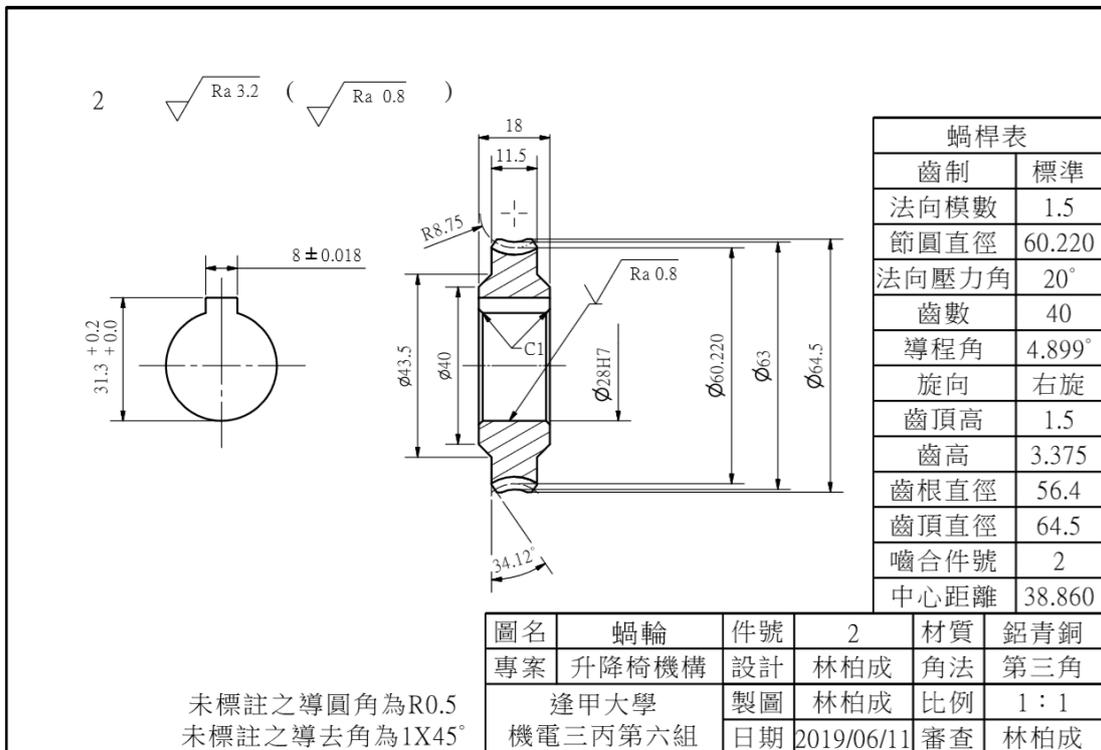


圖 附錄 2- 6 蝸輪

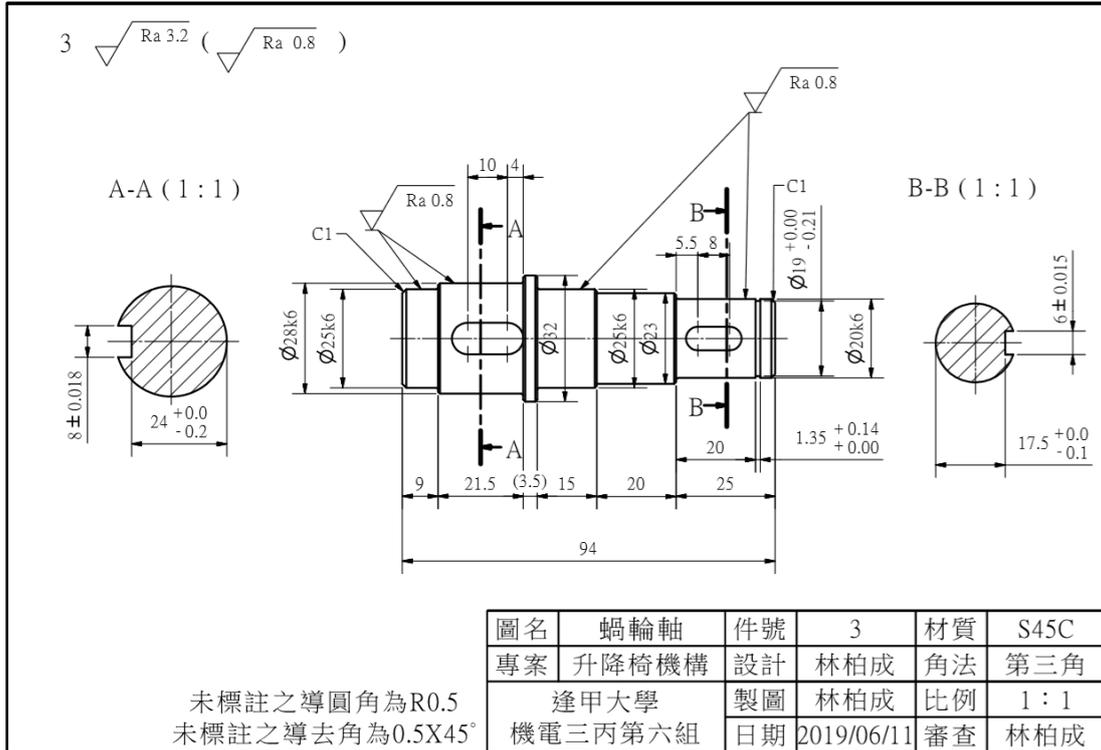


圖 附錄 2-7 蝸輪軸

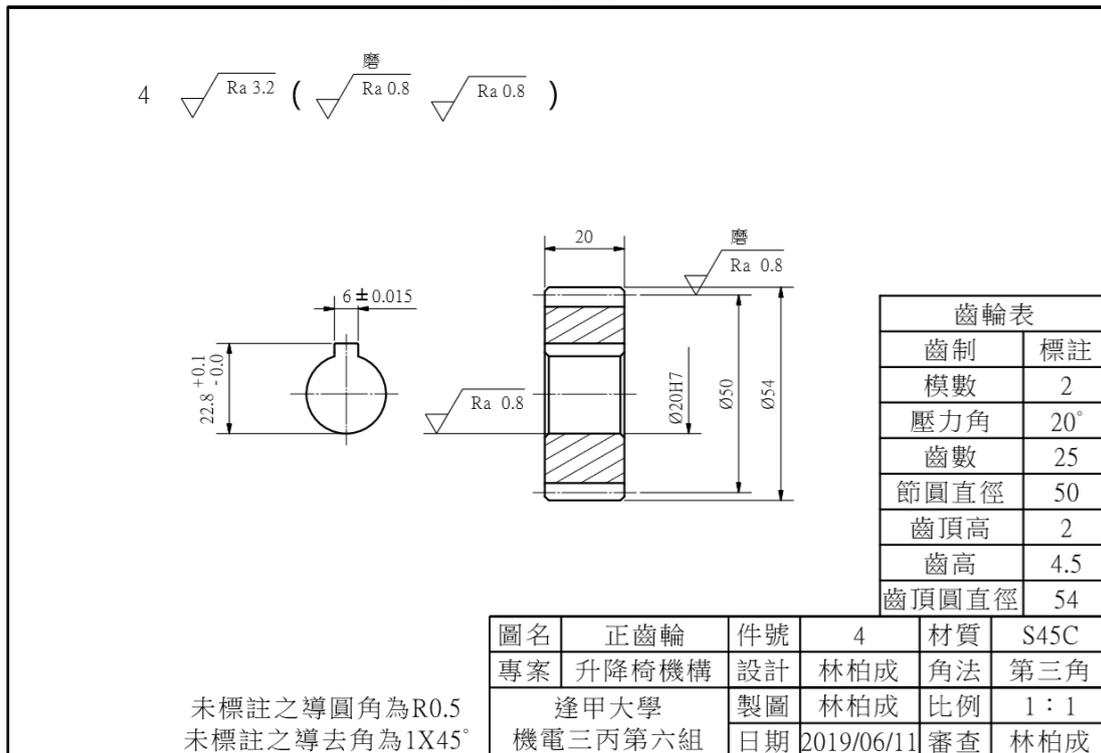


圖 附錄 2-8 正齒輪

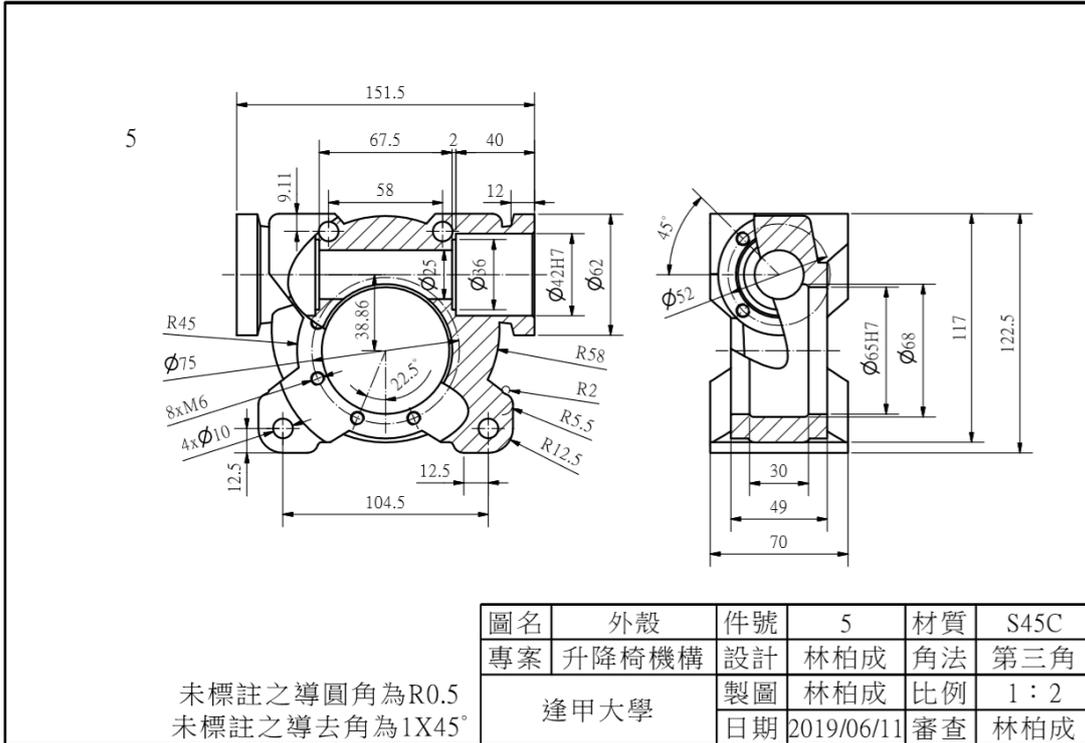


圖 附錄 2- 9 外殼

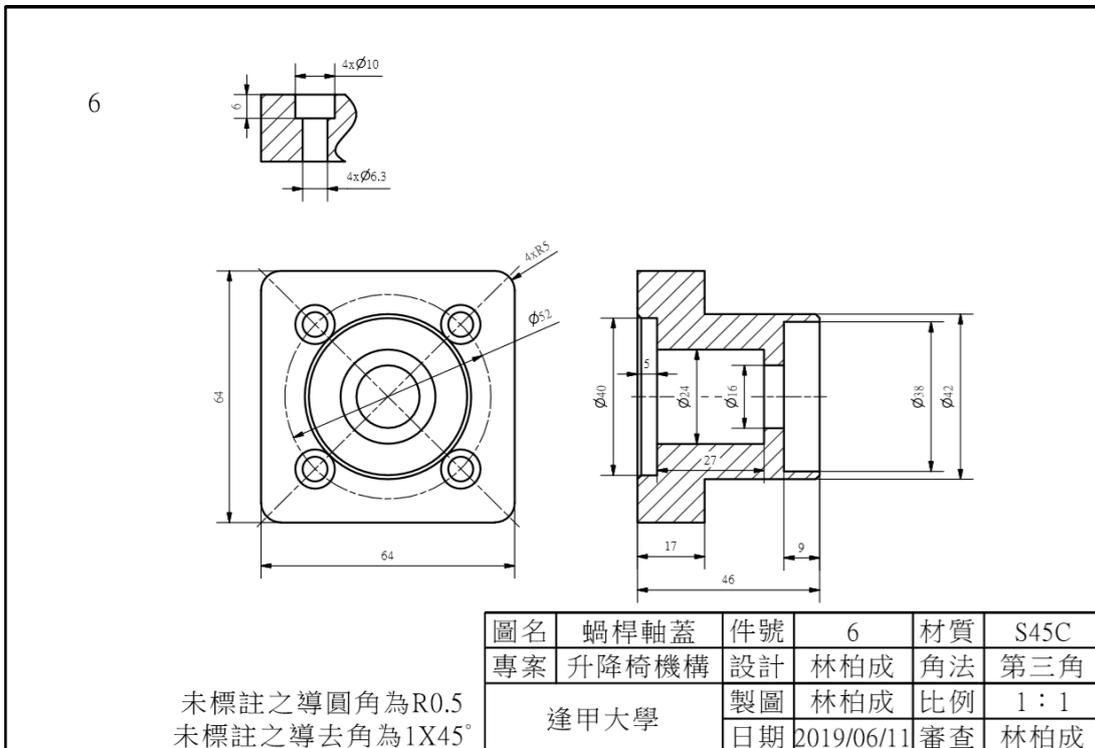


圖 附錄 2- 10 蝸桿軸蓋

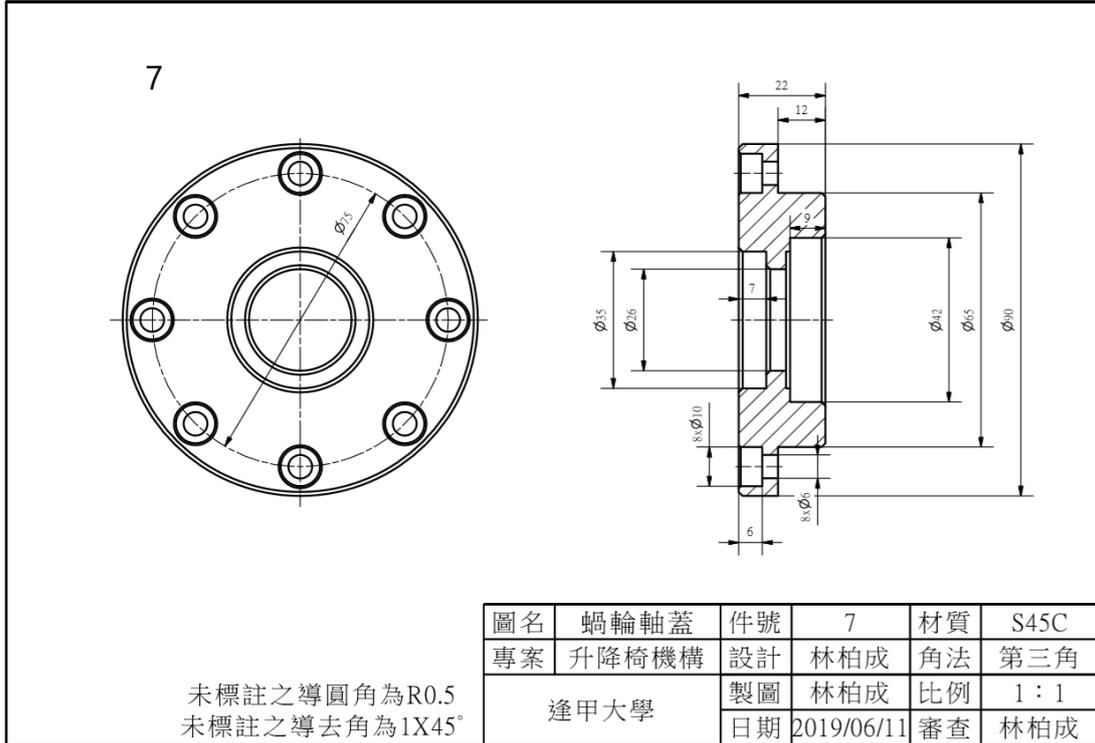


圖 附錄 2- 11 蝸輪軸蓋

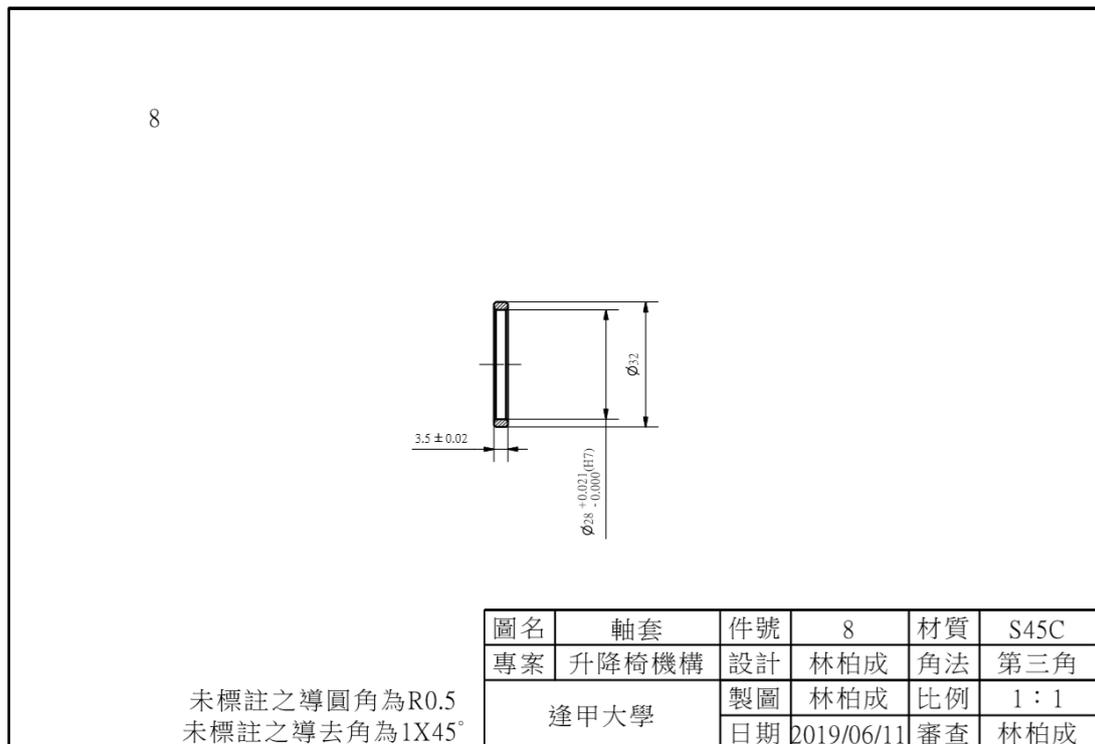


圖 附錄 2- 12 軸套

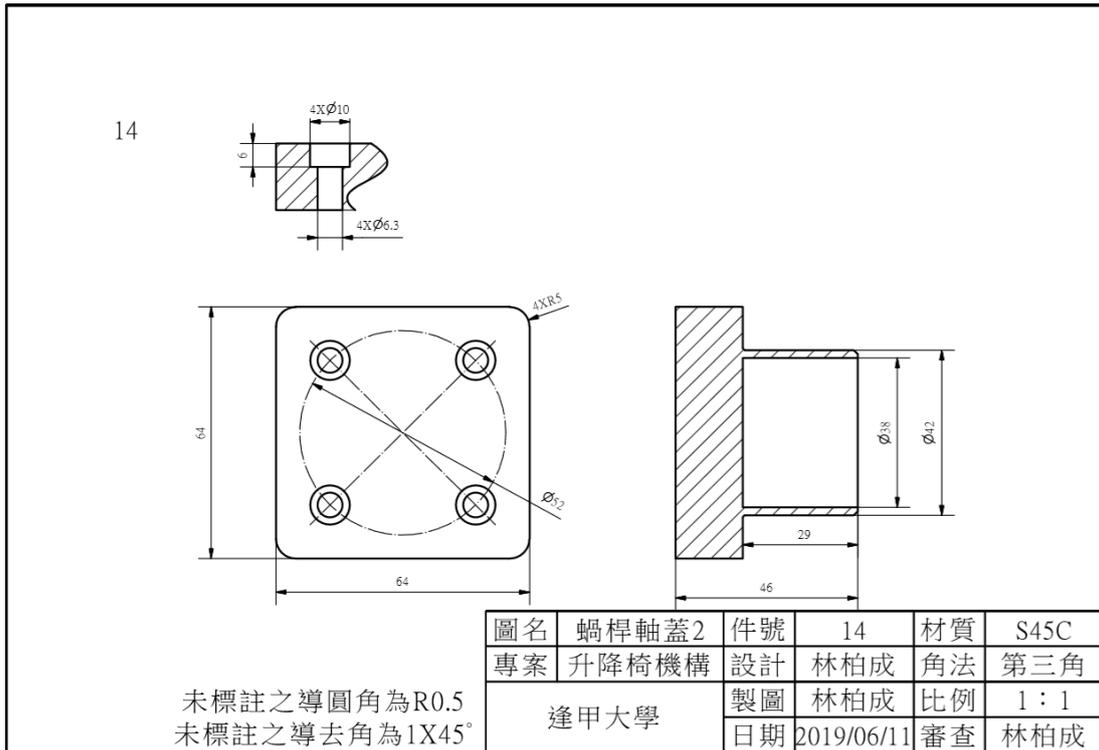


圖 附錄 2- 13 蝸桿軸蓋 2

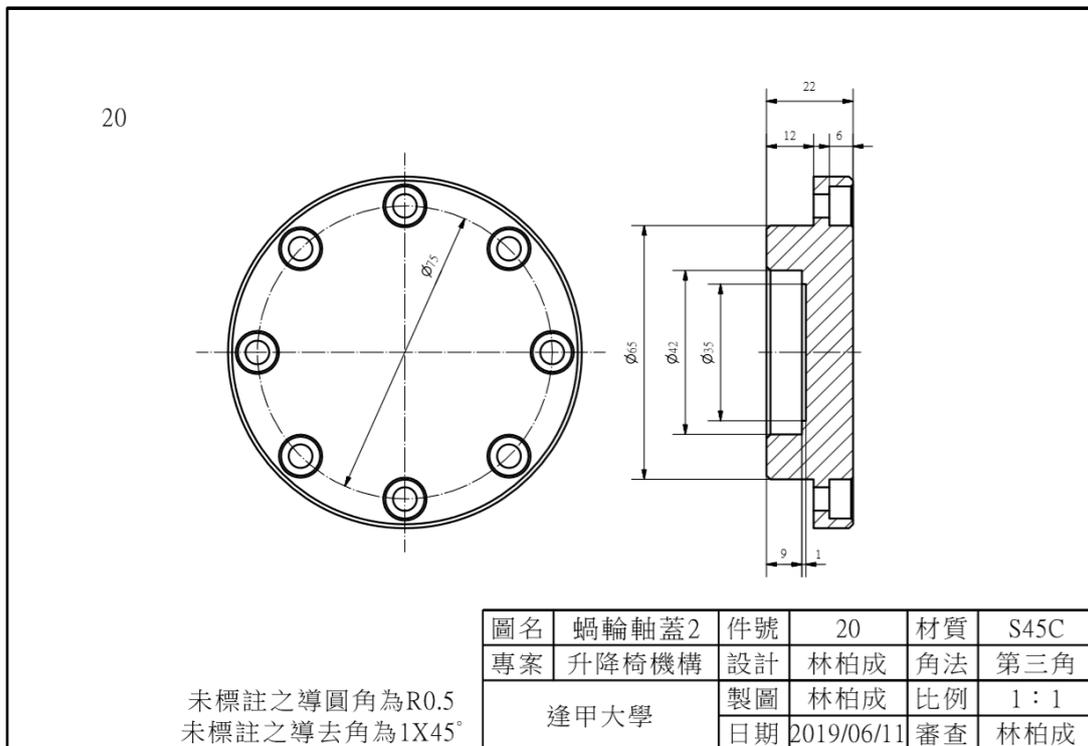


圖 附錄 2- 14 蝸輪軸蓋 2