

修平科技大學二年制機械工程系

專題製作報告

RC 泵之設計

指導教授：常元海

班 級：進院機械二甲

組 長：邱振混 PA99002

組 員：陳偉仁 PA99006

廖育乾 PA99020

王崇陽 PA99029

何家銘 PA99008

林冠宏 PA99015

修平科技大學機械工程系

-○○年度專題製作及實務專題報告

【RC 泵之設計】

學號	姓名
PA99002	邱振混
PA99006	陳偉仁
PA99020	廖育乾
PA99029	王崇陽
PA99008	何家銘
PA99015	林冠宏

本報告業經口試委員審查及口試合格特此證明

指導教授：

系主任：

中華民國 - 00 年 十二月 三日

-



摘要

有鑒於台灣地區土地資源很有限，是故土地必然會被充分的利用才能夠創造整體利益。但因國內工資昂貴、工作效率低落，無形中造成了工程進度普遍落後，工期延長，相對的也提高了工程的造價，對於建築物的安全、造價、工程與品質已非使用傳統的技術得以解決。對於如何的有效管理監控工程預算但又能提升建築物的機動性，避免浪費了成本在於不必要的機能上是我們很感興趣的地方。也因此造成了我們此次專題研究製作朝向 RC 泵發展。因為舊式的混泥土機一來價格昂貴，又因體積的預拌混泥土車體積龐大而無法深入一些較為偏遠的地區，機動性非常的低。而且每次的拌料都要一車，所以每次都必須完成一定的工程，不能夠每天作一點點的進度來完成。而我們的 RC 泵製作的理念就是針對傳統式的各項缺點予以改良，使其能用最少的成本做最有效的運用，造價相對的低了很多，而且可以裝設在一台發財車上，只靠著車子的引擎運轉就能運作，機動性相當高，因而適合在偏遠山區、海邊的小型工程來用，像是 921 後許多山區無法進入大型車輛，因而也延緩了重建工期，或是必須以人力來攪拌與配比混泥土的現象都可獲得解決。

致謝

在此先感謝常元海老師的指導，也感謝常元海老師介紹的廠商，感謝他的指導，使我們設計過程順利許多，使得我們的裝配圖能順利完成。

由此次的專題，使我們了解到，要完成一件事情必須要有許多人的幫忙，因為經驗是最好的老師，有經驗的大力支持，可以省下許多摸索的過程，也難怪會有俗話說：成功人最不願與人分享的兩件事，一是他所賺來的金錢；一是他花時間，花心血所賺來的經驗，再一次的感謝所有幫助我們完成專題的老師、同學等。

摘要.

致謝.

目錄

圖目錄

第一章前言

第二章泵的應用範圍及廠商指定條件..

第三章 RC 泵的作動原理

3-1 RC 泵各部位的功能.....3

3-2 110 泵的作動原理.....3

第四章計算與選擇液壓元件

4-1 液壓缸的負荷分析.....8

4-2 液壓缸的設計計算.....11

4-3 計算與選擇液壓元件.....15

4-4 選擇液壓系統所需要的元件.....19

4-4-1 考慮裝設節流閥或流量調節閥.....19

4-4-2 裝設溢流閥設定迴路.....24

4-4-3 選擇方向控制迴路.....25

4-4-4 裝設微動開關.....29

4-5 設計液壓控制迴路.....31

第五章活塞缸的內部處理.....34

第六章結論.....37

第七章建議.....38

參考文獻.....39

附錄 1 六角螺栓規格表.....40

附錄 2 螺帽規格表	42
42 附錄 3 油壓缸規格表	44
44 附錄 4 各種液壓泵的性能表	45
45 附錄 5 液壓缸及液壓馬達的應用實例表	46
46 附錄 6 液壓缸直徑規格對照表	47
47 附錄 7 方向控制閥一覽表	48
48 附錄 8 換向控制閥操作方式及彈簧型式分類表	50
50 附錄 9 電磁操作換向閥型式分類一覽	
表附錄 10 零件圖表	51
表附錄 RC 泵之設計圖	53

圖目錄

圖3-1RC 泵各部位的零件	3
圖3-2RC 泵的作動原理 1	5
圖 3-3 RC 泵的作動原理 2	6
圖 3-3 RC 泵的作動原理 3	7
圖 4-1 液壓負荷循環圖	10
圖 4-2 加壓型液壓缸	11
圖 4-3 拉伸型液壓缸	12
圖 4-4 活塞桿的穩定分析表	14
圖 4-5 計算排量示意圖	16
圖 4-6 節流閥的壓力特性	19
圖 4-8 節流閥的壓差和流量的測試	20
圖 4-9 螺栓轉四與流量的關係	23
圖 4-10 溢流閥設定迴路圖示	24
圖 4-11 液壓換向迴路	25
圖 4-12 液壓換向迴路之控制電路	25
圖 4-13 利用四口三位閥的鎖定迴路	26
圖 4-14 採用止回閥的鎖定迴路	27
圖 4-15 裝設兩個引導止迴閥的鎖定迴路	28
圖 4-16 微動開關	29
圖 4-17 單向致動微動開關	29
圖 4-18 液壓設計迴路圖	31
圖 4-19 控制時序圖	31
圖 4-20 自動連續往復運動電路圖	32
圖 4-21 RC 動作程序方塊圖	32
圖 5-1 RC 泵電鍍圖	36

第一章前言

一、製作動機

本專題在構想、選定題目時因為老師的推薦，使的我們認識了在建築業工作的張智淵先生，由於張智淵先生在建築業有的一些日子，對於建築方面需要的機器設備，或一些營造需要用的小機器，都有一番的研究，而我們也希望將所學的理论能實際化，正好利用此次專題的機會能多和老師研究討論，且能讓我們對於機械業所做的事情有初步的了解。所以我們選定了設計RC 泵來作為我們的專題。

二、方法

本專題屬於開發體型，所以必須有許多新點子，新想法來作為研究的方向，所以我們參考了許多書籍，與老師密切的討論，從老師的經驗中來設計這部RC 泵。設計時考慮了許多的因素，例如摩擦、承受重量、液壓迴路的設計、機台的作動方式等，都是我們製作過程的考慮因素，進而設計出達到我們所要求的目的。

三、結果

根據上兩點所述的製作方法我們確實設計出了一部達到要求的 RC 泵，使我們設計的RC 泵，能有著便利性、機動性高、操作方便、經濟、不佔空間等等的功用。

第二章條件說明及RC的應用範圍

一、指定條件：

- 1.每六分鐘必須打一立方米的化 RC
- 2.高度為三層樓高，大約10M高。
- 3.指定RC的比重為 $P=2.3\text{g/cm}^3$
- 4.廠商指定化 RC的摩擦係數為0.15。
- 5.活塞缸筒內必須更硬路，為了達到耐磨的
- 6.驅動油壓泵的馬力低於200以下

二、【 泵 的 應 用 範 圍 】

- 1.用在大型水泥無法到達的地方，如河堤、土軟之地、泥巴地、山上、海邊等等，以及現場不能開車進去的地方。
- 2.用即時性的地方，也就是開挖時就必須馬上進料的地方，因為有些地方開挖後不能等待，也許一等的結果就是土壤崩塌，所以不需等待大型水泥車出動的這段時間。
- 3.不需要大型泵車隨時在旁邊，現場即可拌漿，拆裝方便，不佔空間，因為大型的水但來到現場必須有停放位置，且水泥車站地後許多的工作無法執行。
- 4.因體積小又經濟，大型車租借費用貴，一旦開散租借，不能不用，但這個機器便宜，適用於不高的地方，機動性高，且重量不重，少數人即可搬運，安全性高，可減少公安經費。

第三章【RC 泵浦作動原理與各部位的功能】

3-1 RC 泵各部位的功能

如圖 3-1：

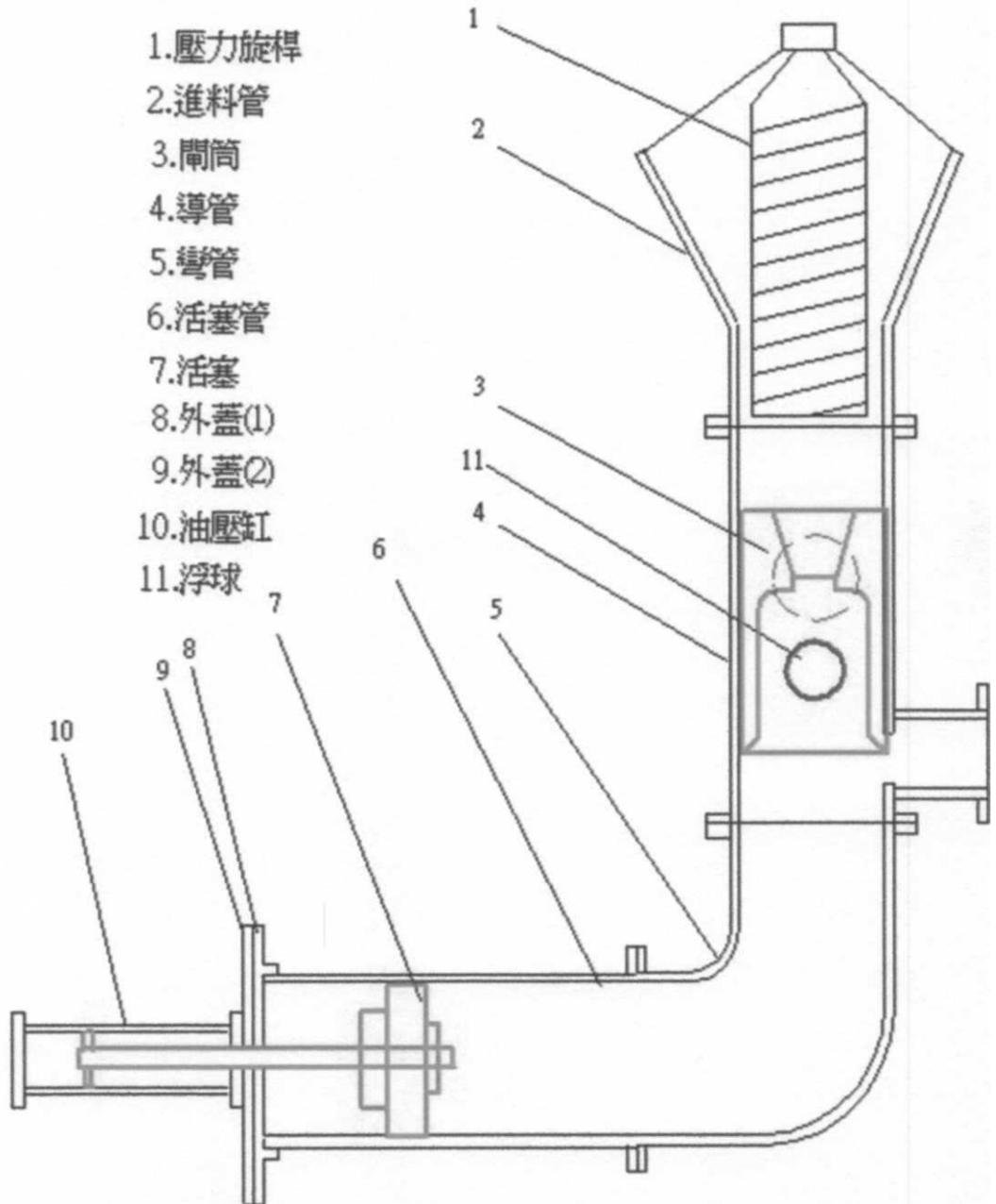


圖 3-1：RC 泵各部位的零件

說明各部位的功能：

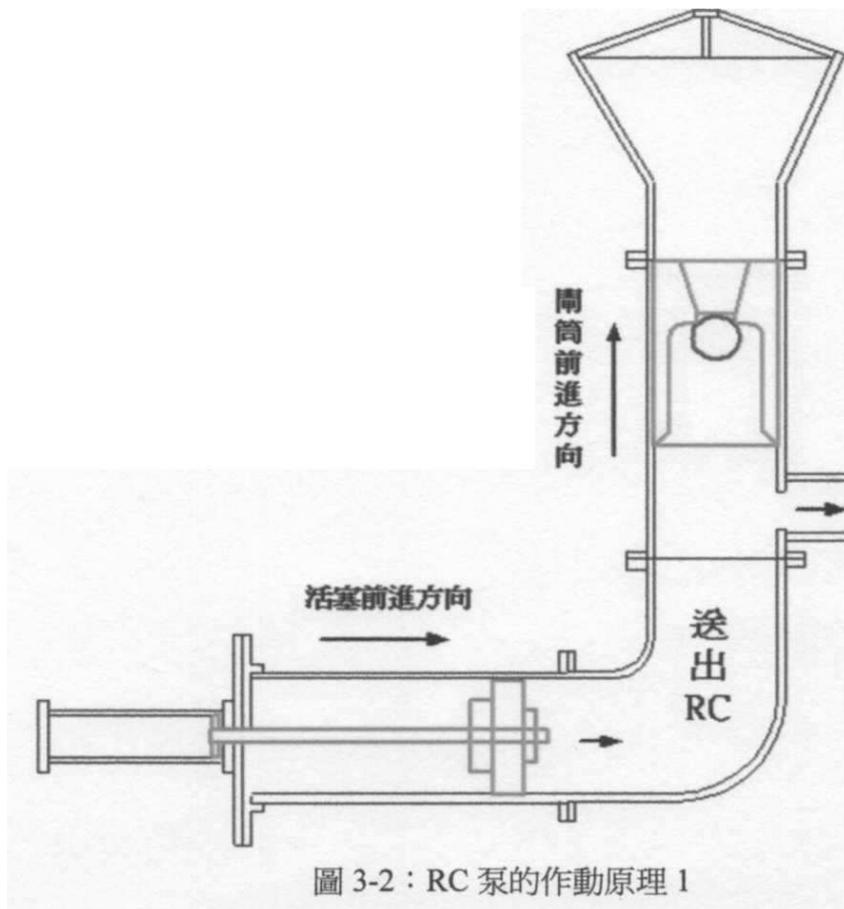
1. 壓力旋桿：利用旋轉的壓力向下將RC壓入，也利用其轉動的功能，讓RC不會凝固。
 2. 進料管：能容納壓力旋桿，且能讓RC通過，其上附有3 X 3 CM大小的濾網四片，是爲了過濾過大的石頭。
 3. 閘筒：中間有空孔，能讓RC通過，孔的直徑比浮球小，不讓浮球通過，也可將出料口的料完全阻斷。
 4. 導管：將RC導入，也讓閘筒能在內部活動，其缸徑比上下兩段的管大1CM，因爲要限定閘筒的活動範圍。
 5. 彎管：連接導管與活塞管的管子。
 6. 活塞管：活塞管內鍍硬絡，使活塞在內部能耐摩擦。
 7. 活塞：將的料能推出，其潤滑必須相當好。
 8. 外蓋：與外蓋(2)能配合，中間有通孔，使液壓缸能銜接活塞缸。
 9. 外蓋：與外蓋(1)能配合，中間有通孔，使液壓缸能銜接活塞缸。
 10. 油壓缸：主要動力的來源，能推動活塞，達到動作的目的。
- II. 浮球：是一個中空的鋼球，能浮在液體表面，利用它的浮力加上活塞的推力，使其能阻斷閘筒的進料孔達到阻斷進料的目的。另一方面當活塞後退時，活塞的推力消失，加上壓力旋桿的向下壓力，能使浮球下沉，達到讓RC能順利進到彎管內。

3-2 RC 泵的作動原理

1. 液壓開關按下，活塞將 RC 推出

如圖 3-2

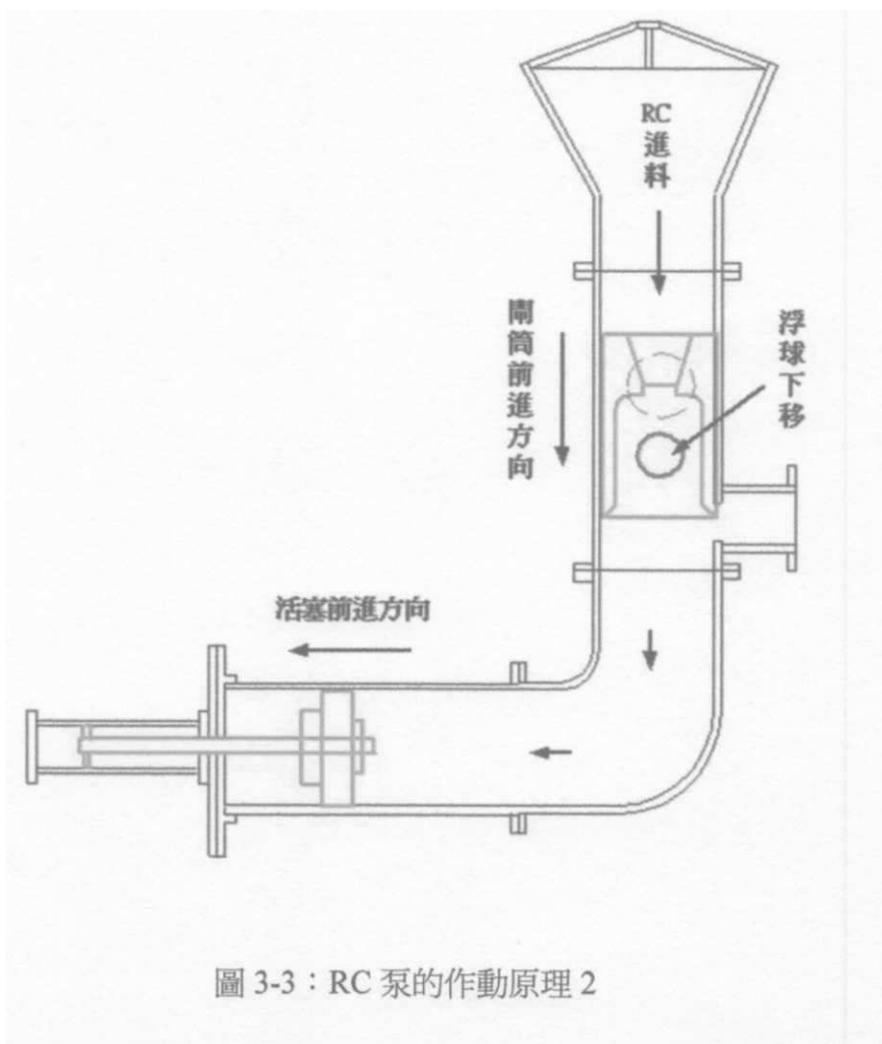
	油壓缸往前推
	，
	活塞將往前推
	，
1	鋼球與閘筒受 RC 推力，向上至最頂點
	，
	鋼球將進料口擋住
	，
	RC 由出口推出



1 油壓缸後返中，閘筒下移，浮球因吸力及 RC 進料往下壓而下移

如圖 3-3：

油壓缸往後返	
，	
管內壓力減返	
，	，
閘筒因重力及壓力旋桿壓力往下掉	
浮球因吸力及 RC 進料而往下移	
，	
進料孔打開，開始進料	



3. 活塞退後到底，閘筒將出料口完全阻斷，RC 完全進料

如圖 3-4：

活塞後退到底	
，	
閘筒掉到將出料口，完全切斷	
，	
RC 進料完全，壓缸碰到微動開關	
，	『
重複上	一動作

4 活塞返後，碰到微動開關，活塞再度向前推進，再度重一個動作了按下停止鍵時，活塞才會停止作動。

5. 按下停止鍵時，活塞才會

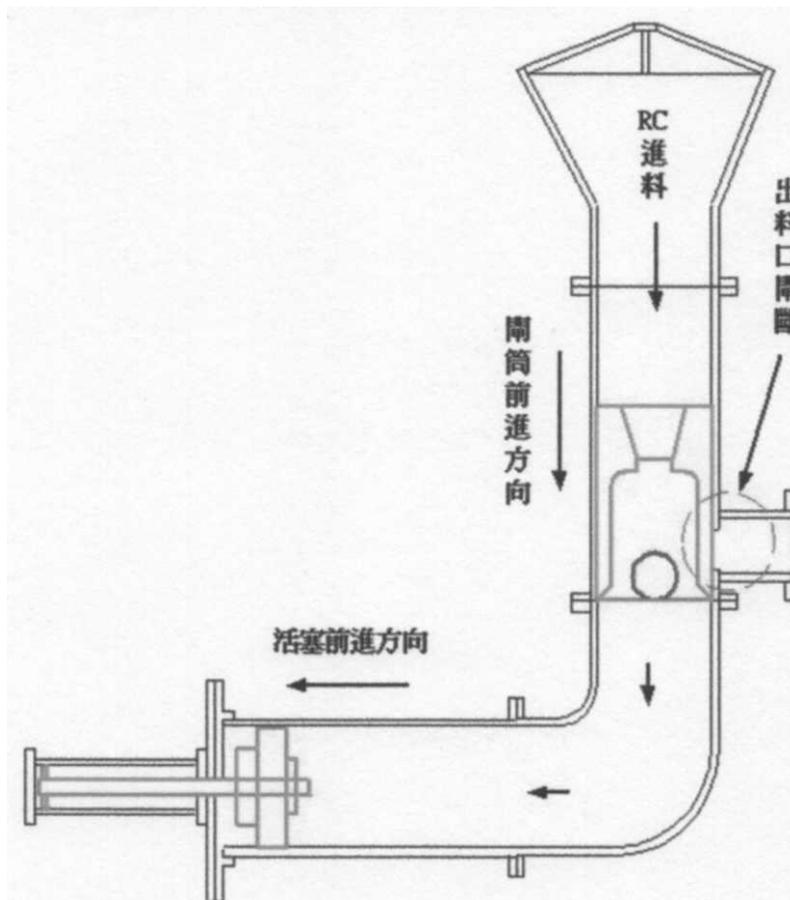


圖 3-4: RC 泵的作動原理 3

第四章 計算與選擇液壓零件

4-1 液壓缸的負荷分析

不管加壓型或拉伸型缸，當作直線往復運動時，壓缸必須克服之外負荷為：

$$F_R = F_{dyn} + F_N + F_{Ra} \quad (kg_f)$$

式中， F_N = 工作負荷 (kg_f)

F_{Ra} = 摩擦阻力負荷 (kg_f)

F_{dyn} = 慣性負荷 (kg_f)

一、工作負荷 F_N

不同的機械，其工作負荷就不同。對於一金屬切銷工具機而言，其作用在運動方向上的切削力即是工作負荷；對於一提升機械而言，其提升的重量即是工作負荷。工作負荷可以是固定的，也可以是依時間變化的。

工作負荷又可分為阻力負荷與超越負荷。阻止壓缸運動的負荷稱為阻力負荷，又叫正值負荷；助長壓缸運動的負荷稱為超越負荷，又叫負值負荷。

廠商提供的資料為，水泥要打到 10m 高的地方，又水泥的資料為：

比重： $\rho = 2.3g/cm^3$

摩擦係數： $\mu = 0.15$

則 工作負荷 = 水泥管面積 × 高度 × 水泥比重

$$\text{所以 } F_N = \frac{\pi}{4} \times 12.7^2 (cm^2) \times 1000 (cm) \times 2.3g/cm^3 = 291357g = 2855.3N$$

$$\text{取 } F_N = 3000N$$

二、摩擦阻力負荷 F_{Ra}

摩擦阻力負荷通常是指液壓缸運動時所需克服導軌或支承面上的摩擦阻力。理論上有靜摩擦和動摩擦阻力，可依下式計算：

靜摩擦阻力：

$$F_{Ras} = \mu_s(G + N)$$

動摩擦阻力：

$$F_{Rad} = \mu_d(G + N)$$

式中， G = 運動體的重量 (kg_f)

N = 垂直於導軌或支撐面的作用力 (kg_f)

μ_s = 靜摩擦係數 (與材料有關)

μ_d = 動摩擦係數 (與材料有關)

因管內都是流體所以不考慮靜摩擦，且因為打出去的 RC 是垂直於活塞缸，所以與管路的水平方向摩擦甚小，不予考慮。

則動摩擦為 $F_{Rad} = \mu_d(G + N) = 0.15 \times (3000 + 0) = 450N$

三、慣性負荷 F_{dyn}

慣性負荷是只運動物體啟動或煞車停止過程中的慣性力，有關慣性力的大小可用牛頓第二運動定律求得，即

$$F_{dyn} = ma = \frac{G}{g} \cdot \frac{v}{t} \quad (kg_f)$$

式中， m = 運動體的質量 (kg)

G = 運動體的重量 (kg_f)

g = 重力加速度 ($9.81 m/s^2$)

v = 運動體的速度 (m/s)

a = 運動體的加速度 ($9.81 m/s^2$)

t = 產生加減速所需時間(s)，一般機床 $t=0.1\sim 0.5s$ ，重量大的取大值。行走機械可取 $v/t = 0.5 \sim 1.5 m/s$ 。

$$F_{dyn} = ma = \frac{G}{g} \cdot \frac{v}{t} = \frac{3000}{9.81} \times \frac{0.219}{1} = 66.91N \quad (t \text{ 取 } 1sec, \text{ 由廠商指定})$$

除了以上討論的三種負荷之外，壓缸還要克服內部活塞體上密封件所產生的摩擦阻力，有關此摩擦阻力併入壓缸機械效率 η_m 中考慮。

壓缸在一工作循環中，一般情形要考慮如下四種負荷情況：

啓動時

$$F_R = \pm F_N + \mu_s(G + N) \quad (1)$$

$$F_R = 3000 + 0 \times (3000 + 0) = 3000(N)$$

加速時

$$F_R = \pm F_N + \mu_d(G + N) + \frac{Gv}{g t} \quad (2)$$

$$F_R = 3000 + 0.15(3000 + 0) + 66.97 = 3516.97(N)$$

等速時

$$F_R = \pm F_N + \mu_d(G + N) \quad (3)$$

$$F_R = 3000 + 0.15(3000 + 0) = 3450(N)$$

剎車時

$$F_R = \pm F_N + \mu_d(G + N) - \frac{Gv}{g t} \quad (4)$$

$$F_R = 3000 + 0.15(3000 + 0) - 66.97 = 3383.03(N)$$

將(1)(2)(3)(4)式計算所得各階段負荷與其相對應時間 t (或位移 s)，便可繪製液壓缸負荷循環圖，如圖 4-1：

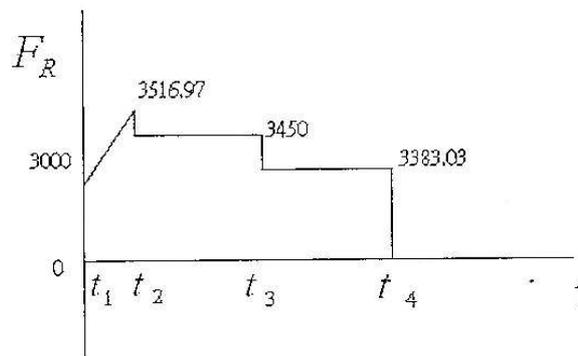


圖 4-1：液壓負荷循環圖

圖 4-1 中 $0 \sim t_1$ 為啓動過程， $t_1 \sim t_2$ 為加速過程， $t_2 \sim t_3$ 為等速過程， $t_3 \sim t_4$ 為減速過程，由負荷循環圖可得知系統的最大負荷，此為選擇液壓缸工作壓力和確定液壓缸尺寸的依據。

4-2 液壓缸的設計計算

計算缸筒的內徑大小，缸筒的厚度是否足夠，活塞再承受負荷時會否發生變形等。

一、缸筒內徑的選定

有關缸徑的計算，說明如下：

1. 加壓型壓缸

見圖 4-2，其壓缸受力平衡關係如下式：

$$pA_1 - p_g A_2 = \frac{F_R}{\eta_m} (kg_f)$$

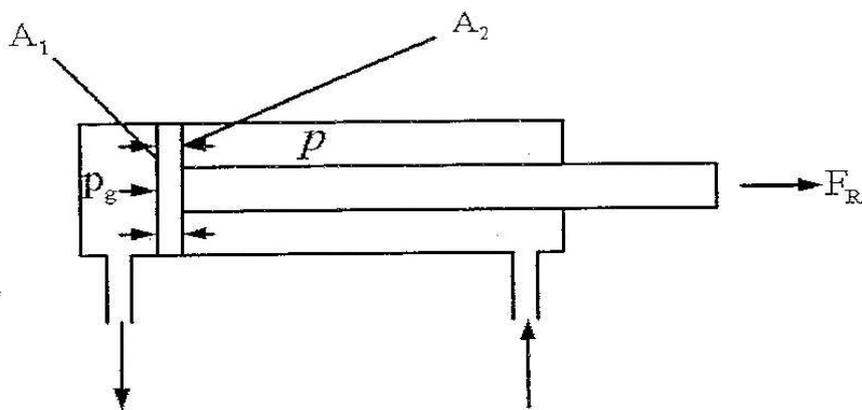


圖 4-2：加壓型液壓缸

2. 拉伸型壓缸

見圖 4-3，其壓缸受力平衡關係如下：

$$pA_2 - p_g A_1 = \frac{F_R}{\eta_m} (kg_f)$$

式中， p = 作用在活塞上的工作壓力 (kg_f/cm^2)

p_g = 回油背壓力 (kg_f/cm^2)

$$A_1 = \frac{1}{4} \pi D^2 (cm^2)$$

$$A_2 = \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2) (cm^2)$$

D = 缸筒內徑(cm)

d = 活塞桿桿徑(cm)

F_R = 液壓缸的最大外負荷(kg_f)

η_m = 液壓缸的機械效率，一般取 0.9~0.97

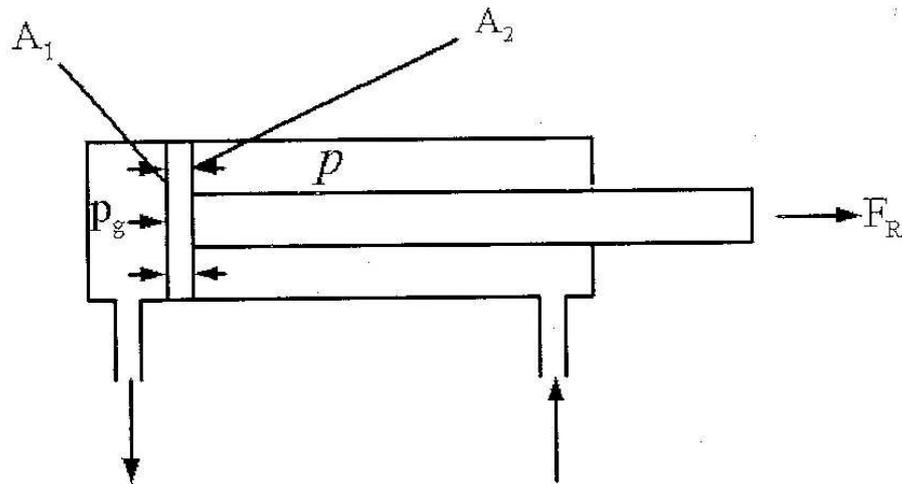


圖 4-3：拉伸型液壓缸

因液壓主要用來推 RC 所以選用加壓型液壓缸，則最大負載時的壓力為

$$p = \frac{F_R}{A} = \frac{3516.97}{\frac{\pi}{4} \times 10^2} = 44.77(\text{kg}_f / \text{cm}^2)$$

所以

$$pA_1 - p_g A_2 = \frac{F_R}{\eta_m} (\text{kg}_f) = 44.77 \times \frac{\pi}{4} \times D^2 - 10 \times (D^2 - 0.45D^2) = \frac{3516.97}{0.93}$$

$$\Rightarrow D = \sqrt{\frac{3781.7}{28.9}} = 11.43(\text{cm}) \text{ 查液壓缸的規格表，取 } D=12.5\text{cm}。$$

由上兩式計算缸筒內徑時，須先曉得工作壓力 p ，回由背壓阻力 p_g ，最大外負荷 F_R 及 d/D 之比值。工作壓力 p 可依據工作經驗選定，回由背壓阻力 p_g 可依據系統大小先行假設，最大外負荷前面已經算出。對於 d/D 之比值，有關選定原則如下：

A. 拉伸型壓缸，一般取 $d/D=0.3\sim 0.5$ 。工作壓力越高，取小值，工作壓力低，

取大值。在低壓系統缸筒內徑較小，比值取大值，避免活塞桿直徑太小。
 B. 加壓型壓缸，為保證活塞桿穩定性，不致產生變形，其 d/D 的比值應較大。對工程機械而言， $d/D=0.5\sim 0.7$ 為宜；對一般機械而言，可依據壓缸往返速比 ($i = \frac{v_R}{v_f}$)，選取適當的 d/D 比值，其中 v_R 為後退速度， v_f 為前進速度，速比 $i \leq 1.61$ 為宜。

對一標準型液壓缸而言， $A_1/A_2 = 1.25$ ， $v_R/v_f = 1.25$ ，故 $d=0.45D$ ；

對一強力型液壓缸而言， $A_1/A_2 = 1.45$ ， $v_R/v_f = 1.45$ ，故 $d=0.557D$ ；

在差動迴路，如要求往返速度一致時，應取 $A_2 = \frac{1}{2}A_1$ ，即 $d=0.7D$ 。

所以本機器決定採用標準型液壓缸，所以 $d=0.45D$ ，液壓缸效率取 $\eta_m = 0.93$ 。

二、缸筒厚度的選定

缸筒厚度 t 是由強度條件來決定的。因液壓缸的缸筒一般都用無縫鋼管製成，大多屬於薄壁結構，故可用下式計算缸筒厚度 t 。

$$t = \frac{p \cdot D}{200s}$$

式中， t = 缸筒厚度 (mm)

p = 最高使用壓力 (kg_f/cm^2)

D = 缸筒內徑 (mm)

s = $\sigma/5$ (kg_f/cm^2)

σ = 抗拉強度的最低值 (kg_f/mm^2)

因為本專題所需的壓力不大，打出的 RC 只有 3000N，所以採用一般的規格品即可。

三、活塞桿直徑的選定

活塞桿直徑，首先要滿足面積比(或往返速比)的要求，同時也要滿足結構的強度和穩定性的要求。前已經算過，對一標準型液壓缸而言 $d=0.45D$ ，對一強力型液壓缸而言 $d=0.557D$ 。

四、活塞桿的穩定性分析

一般液壓缸其細長比(液壓缸的最大安裝長度和活塞桿直徑之比) $L/d < 5$ ，它在軸向力作用下能保持原有直線狀態的平衡，故可視為單純的受壓或受拉的直桿。但若細長比 $L/d > 5$ 且活塞桿承受壓縮力作用時，則須考慮活塞桿穩定性問題。有關活塞桿穩定性分析以下圖解說明。

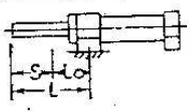
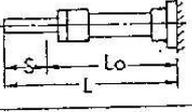
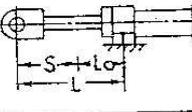
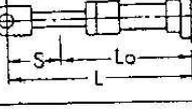
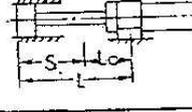
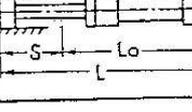
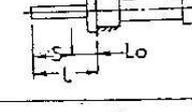
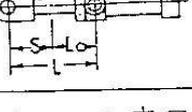
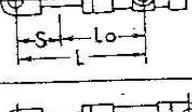
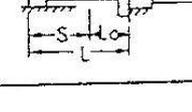
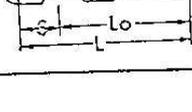
支持形式	使用條件	末端係數 n	支持形式	使用條件	末端係數 n
LA形		1/4	FB形		1/4
		2			2
LB形		4	FF形		4
		1/4			1/4
FA形		2	TC形		1
FC形		4	CA形		
FE形		4	CB形		

圖 4-4：活塞桿的穩定分析表

4-3 計算與選擇液壓元件

一、選擇液壓泵

1. 計算泵的最大工作壓力 P_p

泵的最大工作壓力 P_p 由下式計算：

$$P_p = P_1 + \Sigma \Delta P_i \text{ (kg}_f / \text{cm}^2)$$

式中， P_1 = 驅動器最大工作壓力(入口)，可由壓力時間圖選取最大值。

$\Sigma \Delta P_i$ = 由泵出口到驅動器入口之間的壓力損失之合。這些壓力損失只有在液壓元件選定之後，並繪出管路佈置圖才能算出。在元件未選定之前，可依經驗數據選取：管路簡單、流速不大取 $\Sigma \Delta P_i = 2 \sim 5 \text{ (kg}_f / \text{cm}^2)$ ；管路複雜、流速大時

取 $\Sigma \Delta P_i = 5 \sim 15 \text{ (kg}_f / \text{cm}^2)$ 。在此取 $\Sigma \Delta P_i = 5 \text{ (kg}_f / \text{cm}^2)$ 。

$$P_p = P_1 + \Sigma \Delta P_i \text{ (kg}_f / \text{cm}^2) = 44.77 + 5 = 49.77 \text{ (kg}_f / \text{cm}^2)$$

2. 計算泵的流量 Q_p

系統中有裝蓄壓器或沒有裝蓄壓器，泵的流量是不同的。

(1) 沒裝蓄壓器

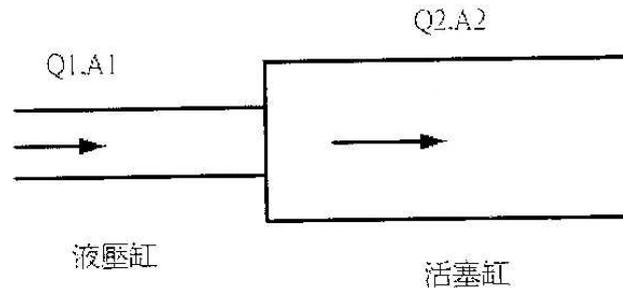
$$Q_p \geq K(\Sigma Q)_{\max} \text{ (l/min)}$$

式中， Q_p = 泵的流量 (l/min)

$(\Sigma Q)_{\max}$ = 同時工作的液壓缸或液壓馬達所需流量之和的最大值。

K = 系統洩漏係數， $K = 1.1 \sim 1.3$ 。(管路短取小值，管路長取大值)

廠商資料為每六分鐘必須打出 $1m^3$ 的 RC。但這是活塞打出的流量，如圖 4-5：計算排量示意圖



所以 $Q_2 = 1000/6(\ell/\text{min})$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \times 25^2 = 490.87(\text{cm}^2)$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \times 12.5^2 = 122.72(\text{cm}^2)$$

又因為 $Q_2 = A_2 \times V_2 = 1000/6 = 490.87 \times V_2 \Rightarrow V_2 = 0.3396(\text{m}/\text{min})$

且因為液壓缸的缸桿與活塞缸的桿相連，所以 $V_1 = V_2 = 0.3396(\text{m}/\text{min})$

則 $Q_1 = V_1 \times A_1 = 0.3396 \times 122.72 = 41.66(\ell/\text{min})$

取 $k=1.2$ ，則 $Q_p \geq K(\Sigma Q)_{\text{max}} \Rightarrow Q_p \geq 1.1 \times 41.66 = 45.826(\ell/\text{min})$

(2) 裝設蓄壓器

系統中如裝有蓄壓器，則泵的流量按一般工作循環中的平均流量選取，即

$$Q_p \geq \frac{K}{T} \sum_{i=1}^n Q_i \Delta t_i$$

式中， Q_i = 第 i 階段所需的流量。

Δt_i = 第 i 階段持續時間。

n = 循環中的階段數。

T = 工作循環週期。

K = 代表的意義同前。

因為經費的考量，本專題 RC 泵不裝設蓄壓器。

3. 選擇液壓泵規格

依據泵的最大工作壓力 P_p 和泵的流量 Q_p ，參考廠商資料即可選擇適當的液壓泵。但泵的額定壓力必須比 P_p 大 25~60%，使液壓有一定的壓力儲備。若系統為高壓系統，此壓力儲備取小值；若系統為中、低壓系統，此壓力儲備取大值。若系統最高壓力初始時間很短，壓力儲備值可取小些，反之則大些。至於泵流量則和上式計算結果相同即可。

4. 驅動液壓泵功率計算

馬達的大小可以由下式求得，即

$$N_i = \frac{p \times Q_r}{612 \times \eta}$$

或
$$N_i = \frac{p_s \times Q_r}{612 \times \eta}$$

式中， p = 泵的工作壓力 (kg_f/cm^2)

p_s = 系統溢流閥之設定壓力 (kg_f/cm^2)

Q_r = 泵輸出額定流量 (l/min)

η = 泵之安全效率，齒輪泵取 0.60~0.70，輪葉泵取 0.60~0.75，活塞泵取 0.80~0.85，泵規格大，取大值，規格小時取小值；可變排量泵取小值，定排量泵取大值。而泵的工作壓力只有額定壓力的 10~15% 時，泵的全效率將顯著下降，只有達 50% 或更低；而可變排量泵的流量為額定流量的 1/4 或 1/3 以下時，全效率下降很多。

將計算值代入得
$$N_i = \frac{p_s \times Q_r}{612 \times \eta} = \frac{49.77 \times 45.826}{612 \times 0.7} = 5.323(KW).$$

所需馬力
$$Hp = 5.323/0.75 = 7.09(Hp)$$

本專題採用廠商指定用的齒輪泵，並選擇安全效率為 0.7。

5. 馬達轉速與極數之關係如下：

液壓系統常用之電動馬達為三相感應馬達，其極數有二、四、六、八……等多種，但液壓系統中一般採四極或六極。

公式如下：

$$N = 120 \times \frac{f}{p}$$

式中，
 N = 馬達轉數 (rpm)
 f = 周波數 (60Hz)
 p = 馬達極數

由上式可知，如馬達極數太少，則轉速高，泵磨耗大，且噪音也大；然極數太大，則轉速低，造成吸力、流量不足等。

4-4 選擇液壓系統所需的閥件

控制閥的選用一般的原則是控制閥額定壓力和額定流量大於系統最大工作壓力和通過該閥的最大流量。通過流量可略大於該閥的額定流量，但一般不超過 20%。選擇溢流閥時按泵的最大流量選取；選用流量控制閥時，要考慮其最小穩定流量能滿足機器最低速度要求。

4-4-1 考慮裝設節流閥或流量調節閥

節流閥

一、節流閥的特性

如圖 a 之液壓系統未裝置節流閥，當活塞前進時，壓力表指示的壓力為 10 kgf/cm^2 ，此壓力乃是推動活塞前進所須知最低動作壓力；圖 b 裝了節流閥控制活塞前進的速度，當活塞前進時節流閥入口的壓力會上升高到溢流閥所設定的壓力。

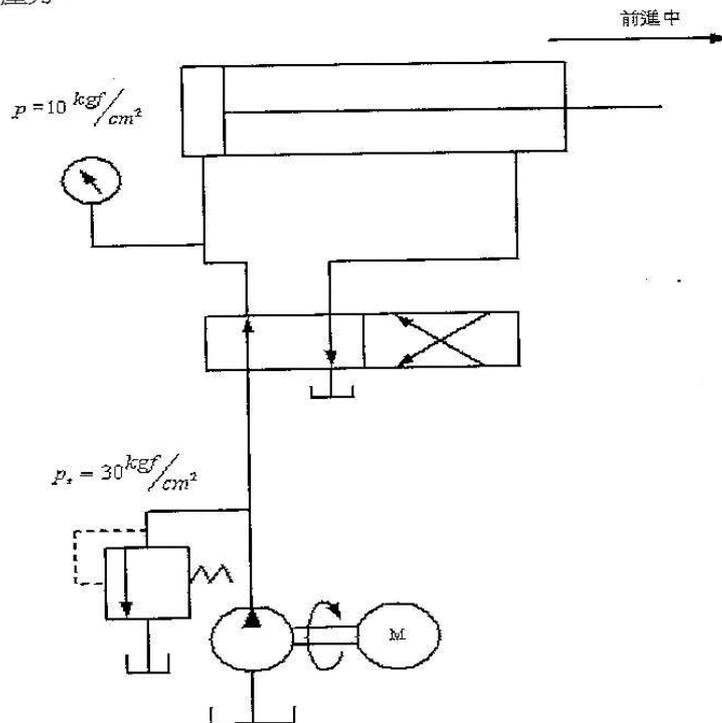


圖 4-6：節流閥的壓力特性 a

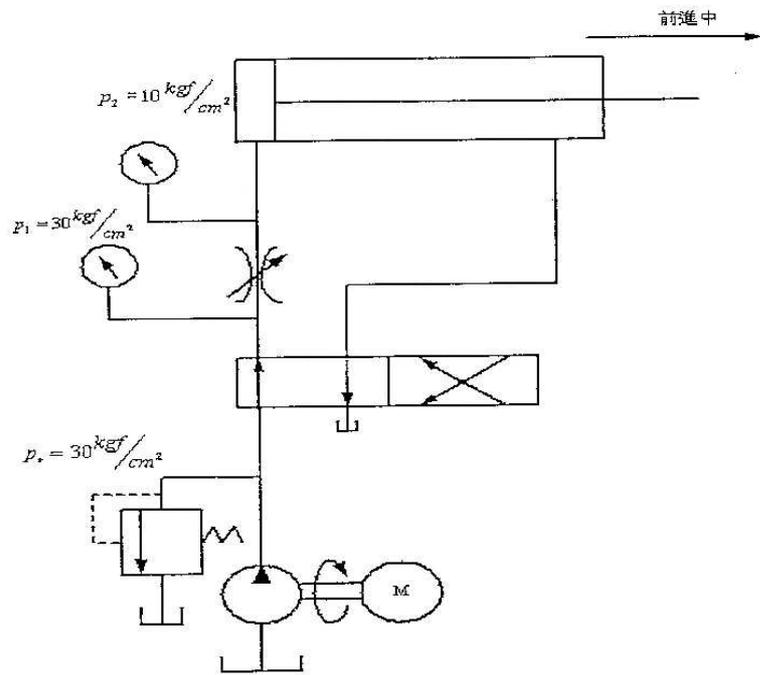


圖 4-7：節流閥的壓力特性 b

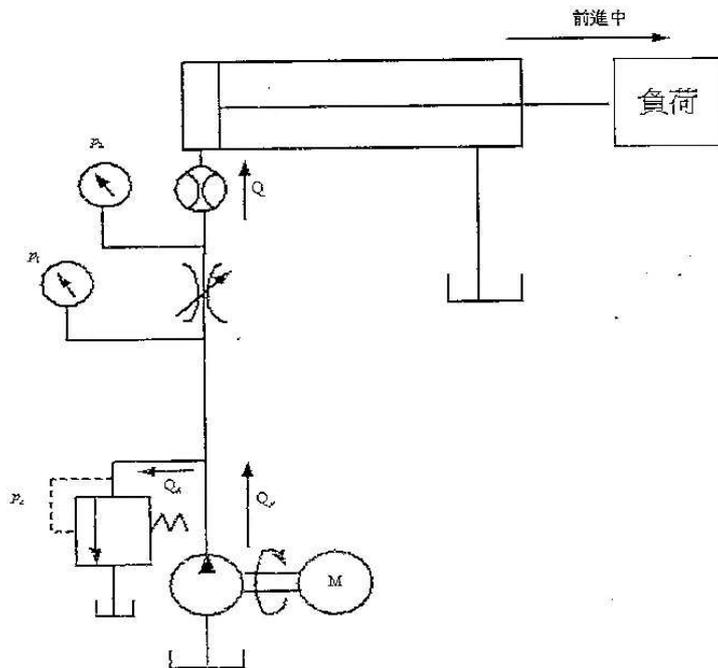


圖 4-8：節流閥的壓差和流量的測試

二、節流閥前後兩端壓差和流量的關係

壓油通過節流部(孔口或阻流管)，其壓差 Δp 和流量 Q 成某種關係，其關係亦可由實驗得到驗證，如圖所示。

1. 節流閥之節流面積固定，改變負荷

- ：負荷 $W=0$ ，則 $p_2 \approx 0$ (不考慮活塞之摩擦阻力)， $p_1 = p_s$ ， $\Delta p = p_1 - p_2 = p_s - 0 = p_s$ ，此即為溢流閥所設定壓力 p_s 全部用來使壓油通過孔口。
- ：負荷改變 ($W \neq 0$)，則負荷越大， p_2 越大，但 p_1 不變，故壓差 Δp 越來越小，流到壓缸的流量 Q 隨著壓差的變小而減少。

2. 節流閥出入口兩端壓差 Δp 固定，改變節流面積大小

- ：螺栓轉數由 0(節流部全閉)往上開始遞增，當螺栓轉速為 1 時，未見壓油流到壓缸。
- ：螺栓轉速增加到 2.5 圈時，稍見微量壓油流到壓缸。
- ：隨著節流的面積的增大，流到壓缸的流量也增大。

由以上兩點得之開度與流量的關係，如圖，並歸納幾點討論

- (1) 節流閥兩端壓差 Δp 改變時，通過它的流量也會發生變化，活塞的移動速度也會發生變化。
- (2) 當節流的面積很小時，通過節流閥的流量會出現時大時小的週期性脈動現象，這種現象稱為節流閥的堵塞。根據研究，節流的面積越大(或水力直徑越大)越不容易堵塞。
- (3) 如想使活塞移動的速度不因負荷的變化而變化或溫度的變化而變化，宜採用流量調整閥。

流量調整閥

一、流量調整閥特性

壓油通過節流閥只要節流閥前後端壓差有變化，其通過的流量就會起變化，因此為使通過的流量保持固定，必須要有一個能使壓力差常保固定的機構。流量調整閥內部具有一活塞和彈簧來使主節流口前後壓差保持固定，所以流量調整閥的入口及出口的壓力縱然發生變化，通過的流量仍可保持不變。

二、流量調整閥的作動原理(壓力補正)

流量調整閥的動作原理見圖。壓力為 p_s 的壓油經補正節流口後壓力降至 p_1 ，然後經主節流口流出，壓力降為 p_2 。 p_1 壓力的壓油被引導作用在補

正活塞小直徑面積 A_f 及環狀面積 A_e 上， p_2 壓力之壓油被引導作用在補正活
 塞大直徑面積 A 上。當補正活塞受彈簧力、壓油壓力 p_1 及 p_2 的作用下處於
 某一平衡位置時(忽略摩擦力)，補正活塞之平衡式表示如下：

$$A(p_1 - p_2) + \rho Q v \cos \theta = k(x_0 - x) \quad (1)$$

由上式可得

$$p_1 - p_2 = \frac{k(x_0 - x) - \rho Q v \cos \theta}{A} \quad (2)$$

因為 $x \ll x_0$ 且補正活塞 A 面積較大，故(2)式可簡化，即

$$p_1 - p_2 \approx \frac{kx_0}{A} \quad (3)$$

式中，
 x_0 = 補正節流閉合時彈簧的壓縮量
 x = 補正節流之開度
 $x_0 - x$ = 開度 x 時彈簧之壓縮量

由(3)式可知，壓油流經主節流口其前後壓差為定值，這就保證通過主節流
 口時流量保持穩定。且 kx_0 / A 為彈簧壓力之設定值。

又流量調整閥出入口之壓力變動時，主節流口兩端壓差何以能維持一定
 呢？。如將(1)式中第二項及 x 忽略，則(1)式之原始式子可表示為：

$$p_1(A_e + A_f) = p_2 A + kx_0 \Rightarrow (p_1 - p_2) = \frac{kx_0}{A}$$

1. 補正活塞在平衡狀態時， $p_1 - p_2 = kx_0 / A$ 。
2. 入口壓力 p_s 升高 p_1 壓力加大，出口壓力 p_2 不變，於是 $p_1 - p_2 > kx_0 / A$ ，
 如此作用在補正活塞之平衡關係被破壞，補正活塞左移，使補正節流口
 變小，流入之流量變小， p_1 亦再變小，直至 $p_1 - p_2$ 又等於 kx_0 / A ，補正
 活塞停止移動。
3. 入口壓力 p_s 下降， p_1 壓力亦再變小，出口壓力 p_2 不變，於是
 $p_1 - p_2 < kx_0 / A$ ，因此補正活塞右移，使補正節流口變大，流入之流量
 增加， p_1 亦再變大，直至 $p_1 - p_2$ 又等於 kx_0 / A ，補正活塞停止移動。
4. 出口壓力 p_2 升高(負荷變大)，但入口壓力 p_s 不變，則 $p_1 - p_2 < kx_0 / A$ 補
 正活塞右移，使補正節流口變大，流入之流量增加， p_1 亦再變大，直至

- $p_1 - p_2$ 又等於 kx_0 / A 。
5. 出口壓力 p_2 下降(負荷變小), 但入口壓力 p_1 不變, 則 $p_1 - p_2 > kx_0 / A$, 補正活塞左移, 補正節流口變小, 流入之流體量變小, p_1 亦再變小, 直至 $p_1 - p_2$ 又等於 kx_0 / A 。

圖 4-9 表示節流閥和流量調整閥其流量和入口、出口壓差之關係。由圖中可知, 節流閥之流量隨出入口壓差之變化而變大, 但流量調整閥其壓差必須大於一定值(圖中 ΔP_{min}) 後, 通過之流量才不會隨出入口之壓差變大而變大。流量調整閥的出入口壓差在較小的區域內 ($< \Delta P_{min}$), 壓差不足以克服補正彈簧力及內部通路阻抗, 此時補正活塞位於右端, 補正節流口保持最大開度, 故這一段的流量特性與節流閥相同。

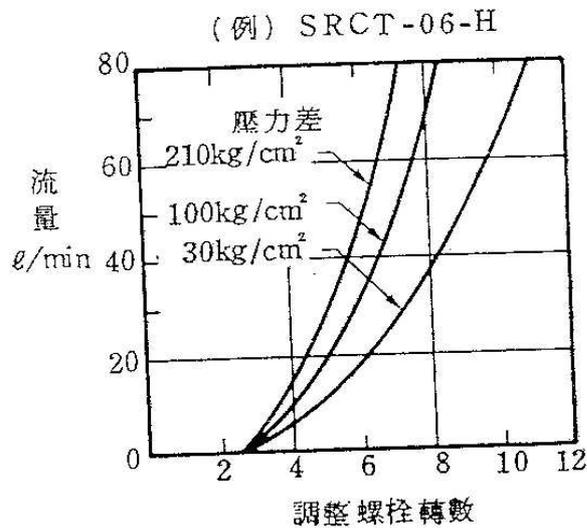


圖 4-9：螺栓轉速與流量的關係

因此再使用流量調整閥時, 為使流量調整閥發生作用, 入口和出口之間必須保持 $7kg_f / cm^2$ 以上的壓差(廠商建議在 $10kg_f / cm^2$ 以上), 此壓差是由 kx_0 / A 及閥內部通路阻抗所決定的值, 此稱為流量調整閥之最小作動壓力差。

最小動作壓力差依閥的種類、大小而異, 即使同一種閥其設定流量不同, 其值也不同。

4-4-2 裝設溢流閥設定迴路

採用溢流閥的壓力設定迴路

在液壓系統中，一般用溢流閥來調定泵的工作壓力。圖為壓力控制中最基本的調壓迴路，溢流閥的調定壓力必須大於驅動器的最大工作壓力和管路上各種壓力損失之總合。當系統壓力超過溢流閥所設定的壓力，壓油即通過溢流閥流回油箱。唯壓油通過溢流閥時產生熱量，使油溫上升，動力損失較大。

溢流閥設定迴路圖示：

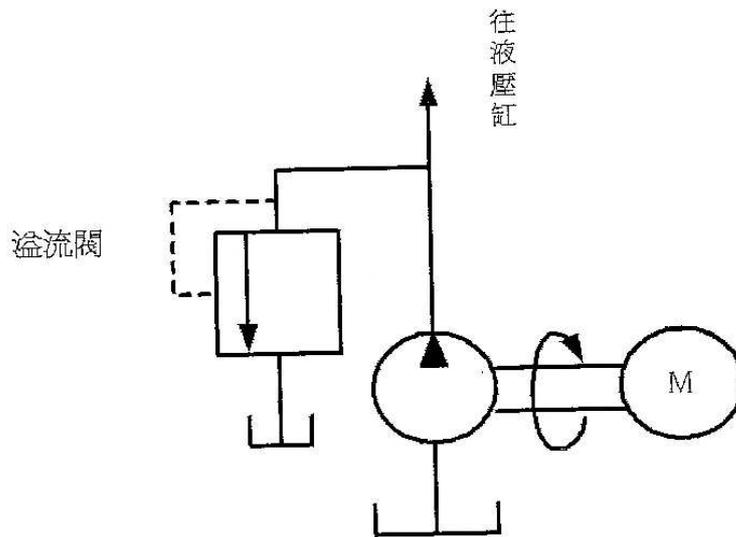


圖 4-10：溢流閥設定迴路圖示

4-4-3 選擇方向控制迴路

利用各種方向閥來控制壓油的通斷和流動方向，以實現液壓系統中驅動器的啓動、停止、鎖定或換向的功能，具有此功能的迴路稱為方向控制迴路。方向控制迴路通常包含換向迴路及鎖定迴路。本專題採用電磁操作換向閥換向迴路。

爲使液壓缸產生往復運動，常將電磁閥和微動開關作適當的配合以產生所需要的動作。如圖所示，利用微動開關 LS1 及 LS2 來限制壓缸的行程。

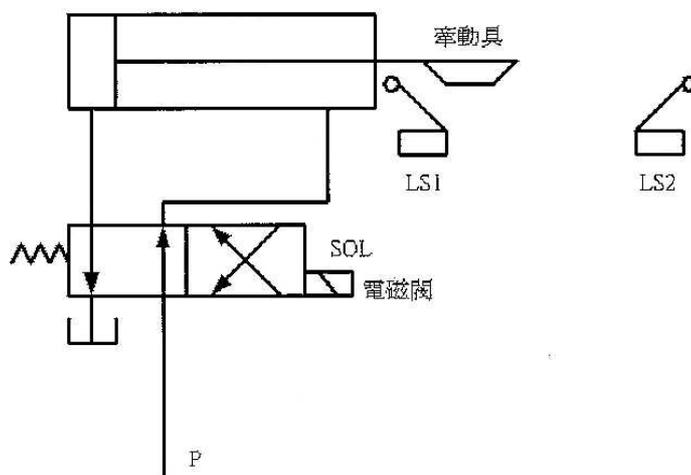


圖 4-11：液壓換向迴路

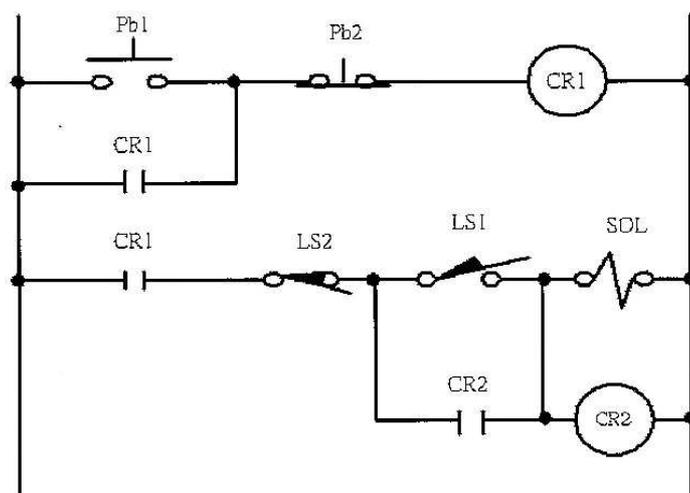


圖 4-12：液壓換向迴路之控制電路

鎖定迴路

如欲使液壓缸停止在前後端點間之任一位置或剛好停在前後端點位置，常常會面臨到因負荷太大或壓力不足，而使壓缸無法鎖住而產生不必要的移動。當然要防止壓缸活塞之移動有許多方法，底下將介紹。

一、採用三位換向閥的鎖定迴路

如圖 4-13 所示，當閥位於中立位置時，通常壓缸兩端的壓力接口(A 口、B 口)都被遮斷，活塞停止移動，泵呈卸載狀態。但因滑軸式的換向閥會產生漏油的現象，故要完全鎖定是不太可能，此種方式僅適用於要求停止時間很短的場所使用。

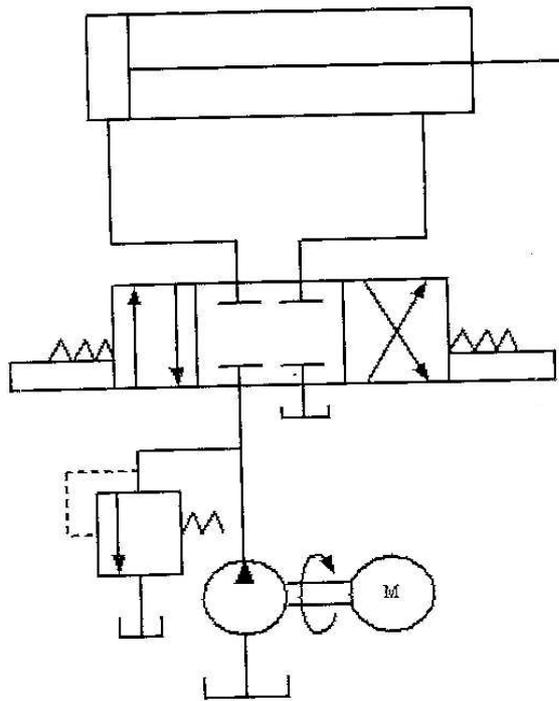


圖 4-13：利用四口三位閥的鎖定迴路

二、採用止回閥的鎖定迴路

如圖 4-14 所示係採用止回閥的鎖定迴路。如圖所示狀況，活塞只能向左移動，向右則由止回閥鎖定；當電磁閥動作後，活塞可向右移動，向左則被鎖定。當活塞移到前端點或後端點時則能雙向鎖定。利用此種方式鎖定，只要換向閥有若干量的漏油，活塞會產生些微的移動。注意此迴路的止回閥除可當鎖定作用外，亦可在泵停止運轉時防止空氣滲入液壓系統。

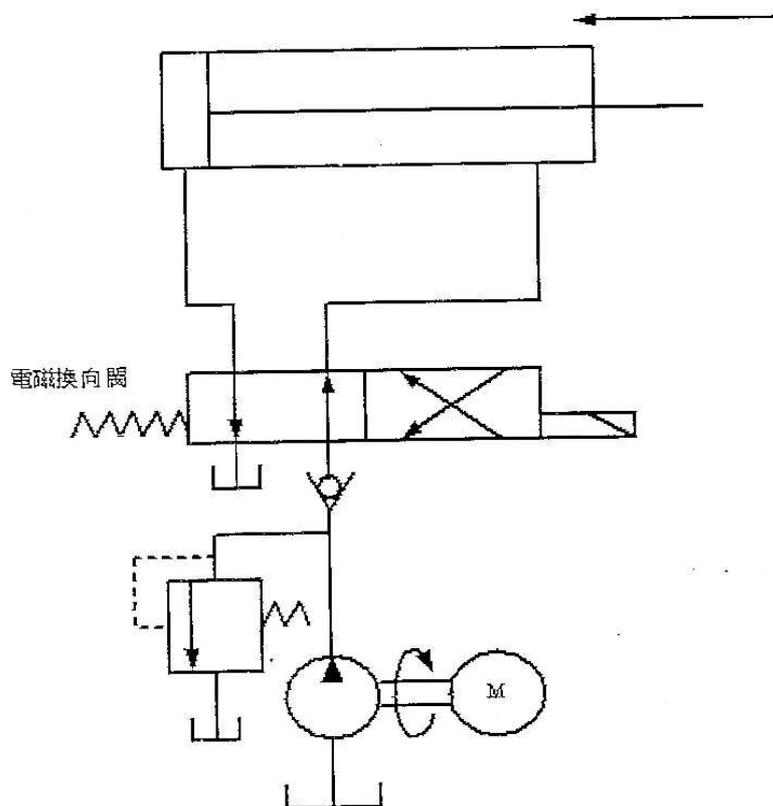


圖 4-14：採用止回閥的鎖定迴路

三、採用引導止回閥的鎖定迴路

如圖 4-15 所示，將兩個引導止回閥裝在壓缸與換向閥之間，當四口三位換向閥處於中立位置或泵停止供油時，因止回閥具有良好的密封性，即使在外力的作用下，此一迴路也能使壓缸長時所定。為了保證閥在中立位置時壓缸鎖定，換向閥宜用中位開路型或中位入口型。

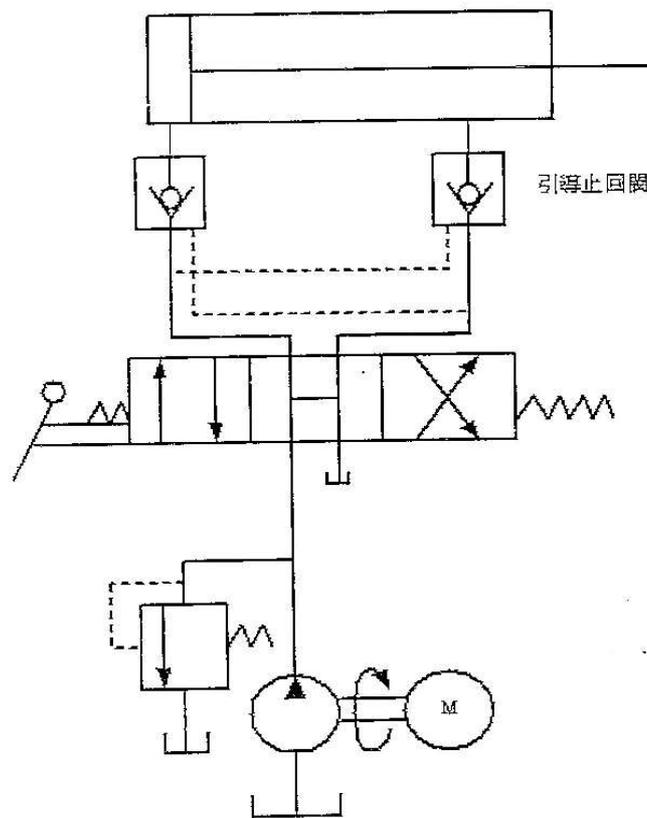


圖 4-15：裝設兩個引導止迴閥的鎖定迴路

在此選擇第一種方法，因為當泵需要停止時，有可能原料已經達到我們所需要的量，選擇第一種方法是爲了要讓原料不要造成不必要的浪費。

4-4-4 裝設微動開關

微動開關是一種利用機械式的接觸來使接點開（斷路）或閉（通路），以產生信號使另一個裝置知道機器已經運動到達該微動開關所設定的位置。微動開關在自動化機器上被廣泛採用，依其用途，有各種不同種類被製造。

微動開關非其形狀微小而被命名，乃是因其具有微小接點間隔與彈簧作用機構開關。微動開關具有 1 個 a 接點 1 個 b 接點，內部構造見圖 7-10。在微動開關底部上有三個端子，分別標有 COM、NO、NC。在壓缸活塞桿未碰觸到其致動器（槓桿）或銷時，COM 和 NC 兩個端子是通路，COM 和 NO 兩個端子是斷路；當致動器或銷被碰觸到，接點狀態改變，COM 和 NO 兩端子通路，而 COM 和 NC 兩端子變成斷路。

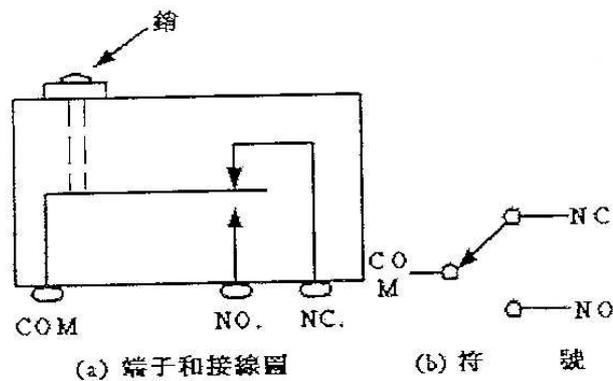


圖 4-16：微動開關

當微動開關為雙向致動性質，當活塞桿由左向右或由右向左碰到微動開關之軛輪皆會使其內部接點產生轉換，然有時為簡化電器迴路亦有採用單向致動的微動開關，如圖 7-11，當活塞桿由左向右壓到軛輪，則內部接點產生轉換；當活塞桿由右向左碰到軛輪，內部接點不產生轉換作用。

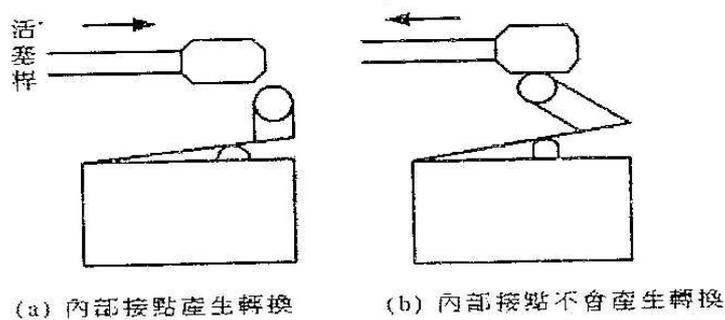


圖 4-17：單向致動微動開關

如欲使用板形凸輪碰壓微動開關，其傾角依微動開關之種類、操作方法、操作方向而定，在一般情形下，以 30° 左右為佳。

4-5 設計液壓控制迴路：依據上述所選擇的元件設計液壓缸迴路

本專題採用雙極雙投限動開關
(相關的閥件符號與功能參閱附錄)

迴路設計圖如下：

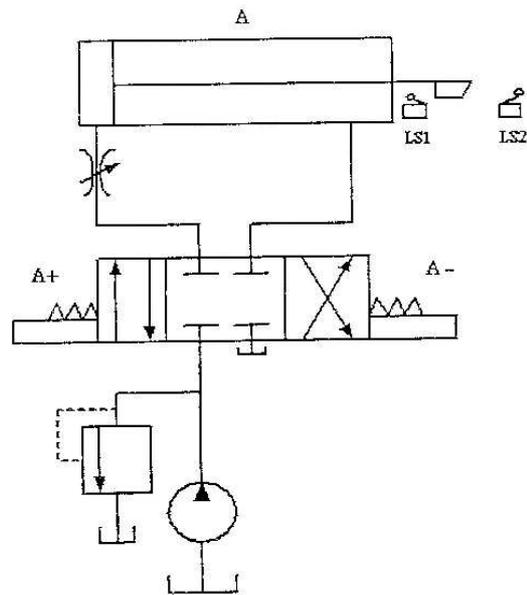


圖 4-18：液壓設計迴路圖

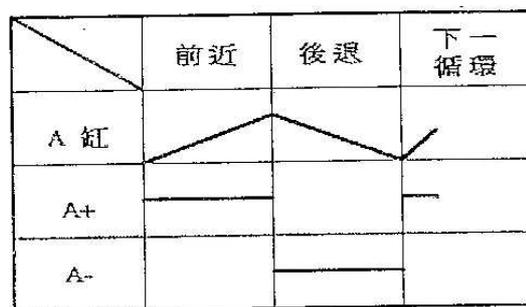


圖 4-19：控制時序圖

控制電路圖：

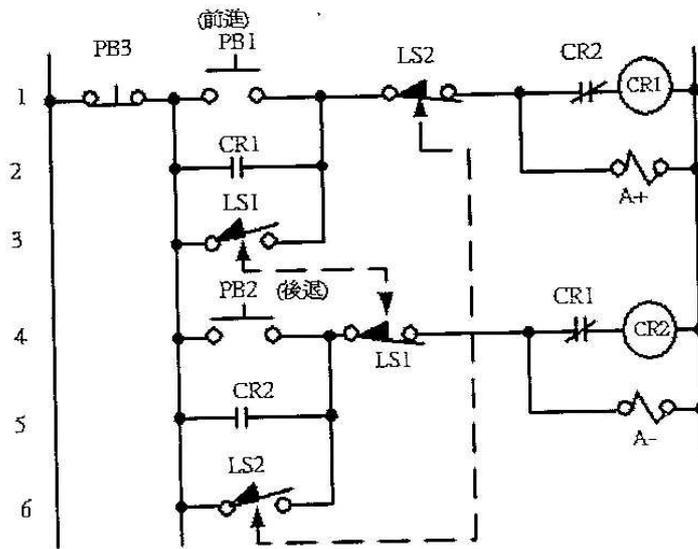


圖 4-20：自動連續往復運動電路圖

動作程序方塊圖：

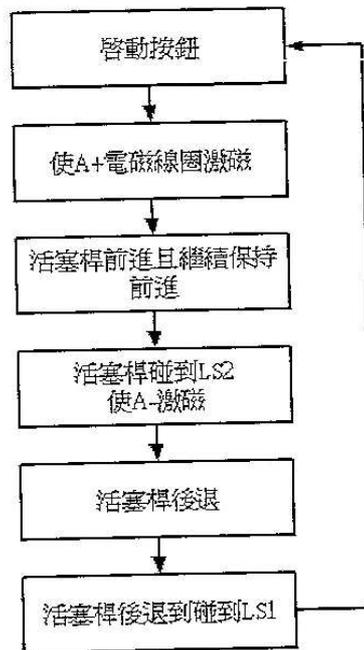
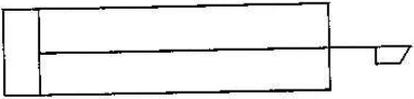
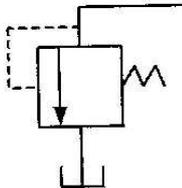
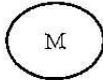
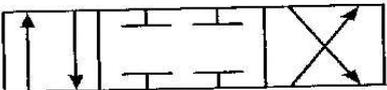


圖 4-21：動作程序方塊圖

控制迴路所採用零件：

名	稱	符	號	個數
液壓缸				1
微動開關				2
溢流閥				1
節流閥				1
馬達				1
中閉型彈簧中位式四口三位閥				1

迴路動作說明：

1. 前進按鈕 PB1 按下，CR1 線圈激磁，NO.2 上 CR1 之 a 接點閉合形成自保電路，A+線圈激磁，A 缸前進。
2. A 缸前進當凸輪板壓到 LS2，NO.1 上之 LS2 OFF，NO.6 上 LS2 ON，故 NO.1 上自保電路消失，A+線圈消磁；同時 CR2 線圈激磁，NO.5 上 CR2 接點閉合形成自保電路，A- 線圈激磁，A 缸後退。
3. A 缸後退壓到 LS1，NO.4 上 LS1 OFF，NO.3 上 LS1 ON，故 NO.4 上自保電路消失，A- 線圈消磁；同時 CR1 線圈激磁，NO.2 上 CR1 之 a 接點閉合，自保電路形成，A+線圈激磁，A 缸又前進，第二循環開始。
4. 如先按後退鈕 PB2，壓缸先後退再前進以進行連續往復運動。
5. 若要即時關閉，按 PB3。

第五章 活塞缸的內部處理

因考慮到活塞缸裡的運動物乃是混凝土，而混凝土內含有許多細沙及小石子，活塞桿在做往復運動的同時會因為這些細沙、小石子而產生磨耗，而會使活塞缸的壽命大大的降低。所以廠商考慮電鍍處理。

考慮因素：

一、活塞缸內部的磨耗

磨耗的定義為「摩擦所致物體表面部分的逐步減量現象」為了減輕造成磨耗的摩擦，通常採用潤滑油，不過，為減少機械或裝置的能量損失，首先必須要減低潤滑油的黏度、減低滑動面積，而再者會對零件材料苛求低摩擦性、耐磨耗性。

磨耗為非常複雜之現象，發生的方式不一，以下先介紹摩擦現象的性質，再談磨耗表面的需要處理的方法。

(1) 磨耗

磨耗前，先形成觸面，材料常有表面粗造度，兩表面接觸時，支持荷重的是微小突起間接觸點的集合(真空接觸面積)使接觸點產生變形。開始滑動時，接觸點發生塑性變形，接觸面積增加，然後，與對方凝著、剪斷、疲勞等，在接觸點附近生成龜裂，發生磨耗粉，造成磨耗。

(2) 磨耗型態

檢討磨耗對策時，需判斷問題磨耗的型態，發生磨耗的接觸樣式有滑動、滾動、衝擊等，磨耗機構的型態大致可分類如下：

1. 凝著磨耗：真空接觸部凝著所致的破斷。
這是磨耗的最基本的現象，常在滑動磨耗時發生，依磨耗條件的苛刻化，而有正常磨耗(規模對應於運轉條件的凝著磨耗)、曳行(scuffing)磨耗或融著磨耗(固相融著所致的大局部損傷)、膠質(在潤滑下，接觸面因摩擦熱而融著)磨耗等，兩面不是完全剛體，滾動接觸時也會發生滑動。
2. 磨料磨耗：應面的突起或硬粒子所致的切削。
從外觀稱為粗澀磨耗，屬於潤滑無法解決的磨耗，依主要對象材而有粉體磨耗、研磨耗、砂土磨耗、應力刮傷磨耗、擗潰磨耗、掘起(gouging)磨耗等。
3. 疲勞磨耗：表面疲勞所致的剝離。
從外觀稱為斑雜磨耗，主要的接觸為滾動磨耗，常見於齒

輪等，充分潤滑的滑動面也會因荷重的變動而發生。

4. 腐蝕磨耗：磨耗與腐蝕同時進行。

在大氣中稱為氧化磨耗，因氣體、潤滑劑所致的腐蝕與磨耗，彼此同時進行。

磨耗機制大致分為四種，軸承、齒輪、缸襯、活塞、活塞環、模具、工具等，實際上磨耗其實很複雜，常有多種機制同時作用。

(3) 磨耗對策

不論改變材質、包覆硬質，藉表面處理的改善耐磨耗性的主要原理有二：

1. 增大表面的硬度。

磨料磨耗係宜用比磨耗粉及其他粉塵硬的表面。硬表面也可降低凝著磨耗係數(凝著強度)。對於疲勞磨耗，硬度可阻止變形，解除疲勞的原因，此時，基地材料也要求高硬度和強韌性。

2. 在表面形成潤滑性或凝著阻止性覆膜。

為降低摩擦力，必須防止凝著磨耗。軸承合金的鉛層潤滑鍍膜軟而剪斷力小，在初期適應階段，可增大摩擦面的接觸面積，增加耐荷重性，即使發生凝著，也會在鉛層破斷。

硬質耐磨耗電鍍常用的有工業用鍍鉻、加熱硬化處理的無電解 Ni-P, Ni-B 鍍膜，硬度為 1000~1100Hv，這些鍍膜退火處理會減低硬度，可比最高硬度狀態時有更良好的耐磨耗性，這是由於在最硬狀態的伸縮度小而易脆，不太能承受磨耗過程中微小衝擊或變形、疲勞等。

二、活塞缸內部的摩擦

材料組織破損的原因有摩擦、磨耗、疲勞、腐蝕等。表面處理過後，表面摩擦所致的磨耗與機械性運動有密切關聯。與其將材料本身的成分材質改變，不如施行表面處理，比較來的經濟。

摩擦的特性

兩個物體表面接觸時在其面方向發生相對運動時，欲違逆其運動而作用於接觸面的力稱為摩擦力，其現象稱為摩擦。依相對的種類分為滑動摩擦與滾動摩擦。摩擦係數未必為兩物體間的物質常數，取決於物體間的種類、表面的加工度、接觸面積、垂直力、滑動速度、溫度、溼度、潤滑劑、形狀、物質的化學性質即物理性質、介面污染、摩擦試驗測定裝置的種類等，

因為摩擦考慮的因素甚多，加上本專題採用的料材為混泥土，且混泥土的種

類甚多，每個種類的摩擦係數皆不一致，所以採用廠商所指定的摩擦係數 $\mu=0.15$

由於以上兩點判斷，活塞缸內壁必須要有堅硬的耐磨耗膜，以抵抗缸壁與混泥土的相互摩擦，宜採用鍍鉻處理。

鍍鉻：近年，因機械零件或裝置的使用條件愈苛刻，機械性磨耗、腐蝕所致金屬材料的消耗的問題，電鍍法古來用為耐磨耗性皮膜的製作法，目前廣用於大部份工業分野，耐磨耗性皮膜的代表有鍍鉻(工業用鍍鉻)、無電解鍍鎳。鍍鉻發展於 1930 年代，電鍍鉻具有極高的硬度且耐蝕性能良好。在工業上的應用，如軸承等則需甚厚的鍍鉻層，以增加耐摩性，同時，鍍鉻層具低摩擦係數亦適用於經常摩擦的部分以作為保護之用。在此我們依廠商的需要，鍍鉻的厚度必須高達 $50\mu\text{m}$ 。並斟酌成本問題，考慮只鍍活塞缸，因為活塞缸的磨耗較大。

以下圖示為需要鍍鉻的地方



圖 5-1：RC 泵的正視圖，紅色部分為鍍硬鉻的地方

第六章 結論

這次的專題讓我們學到了不少實務的經驗，從此次的專題經驗讓我們學到了開發新產品的必須注意的細膩度，因為開發時所用的材料若買來不適用於此機器的話，這項的材料便無效了，會增加開發的成本，所以當我們開始設計時，問了廠商許多的問題，我們了解到真正開發時必須注意許多問題，如：設計時所需要用到的零件，必須先從廠商現有的零件中取得，想盡辦法去取得但仍不能得到時，最後才考慮花錢買，可能是因為經濟的不景氣，尤其營造業的業績一落千丈，任何的花費都必須節省。

對於本專題之設計原理已經確定能夠使用，因為廠商經費的不足，加上學校的補助也微乎其微，因為粗略估計大約得花上 10 萬元以上，所以沒辦法將實體組裝完成，只有買到整體的部分零件，再者，專題有部分的設計因為牽涉到我們有和廠商有契約上的約定，不能公開。

這次的專題我們也有些地方需要改進，以下列出數點：

1. 因為活塞缸內推出的原料是 RC，RC 包含細沙與小石子，所以會對活塞缸的內壁造成磨損，我們與廠商決定要度硬鉻，且鍍到 50 條左右，花費許多經費，且鍍硬鉻也會有一定的壽命，當鍍硬鉻的薄膜被磨完時又必須再鍍硬鉻一次，所以有待考量是要換活塞筒或是要再鍍一層硬鉻。
2. 活塞的潤滑問題，我們與廠商有想出一種新的潤滑方式，是利用高壓空氣加上油封來達到潤滑的效果，因為有細沙在缸內活動，所以這部分的問題有待實驗證實，因為若有細沙卡在缸壁與活塞之間，會造成缸壁磨損嚴重，且會讓效率低落，浪費功率。
3. 本次的 RC 泵設計所用到來推動 RC 的是活塞缸進行往復運動來達到進料、出料的動作，我們有想到如果將活塞缸的活塞改成採用壓力旋桿來推動的話，會否會減少缸壁的磨耗損失，但也會否會造成送出料的速度減慢，有待裝配完成時的實驗來證實。

第七章 建議

本次的專題研究，我們開發出新的 RC 泵，希望下次有做類似專題的同學能開發出將更好用的潤滑系統，或將推動原料的動力部分改為採用壓力旋轉，進行兩者的比較，而採用較有效率或優點較多的方式改善這部機器。

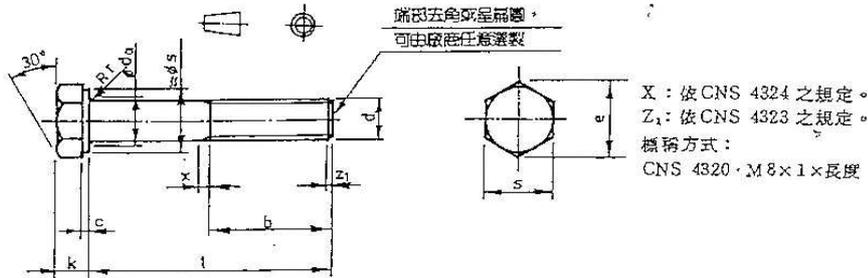
有關於 RC 泵的設計中，關於動作時會遇到的問題，如閘筒下壓，還未將出料口完全閘斷時會造成將已打出的原料吸回部分，會將效率嚴重的降低，但廠商與我們以想出了一套新的系統，可將這部分的問題完全解決，但有鑒於我們與廠商有契約上的約定，且有關於廠商的智慧財產權，所以我們無法將這部分內容公佈，也希望下次有學生作類似的專題時，能想出另一套的系統，能將這部機器完成。

參考文獻

1. 實用機械製圖-CNS 機械製圖理論與實際復冊-
陳烏土編著 全華科技圖書股份有限公司 民國 78 年 8 月出版
2. 機械製圖(4)
吳清炎編著 華興書局 民國 85 年 1 月出版
3. 機械製圖(5)
吳清炎編著 華興書局 民國 85 年 8 月出版
4. 機械製圖(6)
吳清炎編著 華興書局 民國 86 年 1 月出版
5. 混凝土性質與行爲
黃兆龍編著 詹式書局 民國 88 年 3 月出版
6. 油壓之應用
阿武郎芳編著 五洲出版社 民國 67 年 6 月出版
7. 流體力學概論
邱勤山，古祥光校訂 張庭端編著 WILLIAM S. JANNA 原著
文京圖書有限公司 總經銷大揚出版社 民國 81 年 1 月 10 日出版
8. 氣液壓學
郭興家校閱 呂淮勳、黃勝銘編著 高立圖書有限公司
民國 81 年 1 月 10 日出版
9. 機能薄膜鍍著及物性
賴耿陽編譯 復漢出版社 民國 70 年 5 月 10 日出版
10. 表面處理
張裕祺編著 李清祈、杜讚發校閱 高立圖書有限公司
總經銷新科技書局 民國 82 年 12 月 20 日出版
11. 液壓工程學
郭興家校閱 呂淮勳編著 高立圖書有限公司 民國 81 年 2 月 10 日出版
12. 液壓學
劉履新、歐奉初校訂 張銘崑編著 大揚出版社 民國 84 年 5 月 3 日出版

附錄 1 六角螺栓規格表 a

(精製及半精製·公制細螺紋) (CNS 4320 B2196)



單位: mm

d	M8×1	M10×1.25 (M10×1)	M12×1.5 (M12×1.25)	(M14×1.5)	(M16×1.5)	(M18×2) (M18×1.5)	M20×2 M20×1.5	(M22×2) (M22×1.5)	M24×2 M24×1.5
b	(1)	22	26	30	34	38	42	46	50
	(2)	28	32	36	40	44	48	52	56
	(3)	—	45	49	53	57	61	65	69
c	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5
da (最大)	9.2	11.2	14.2	16.2	18.2	20.2	22.4	24.4	26.4
e	精製	14.38	18.90	21.10	24.49	26.75	30.14	33.53	35.72
	(最小) 半精製	—	—	20.88	23.91	26.17	29.56	32.95	35.03
k	5.5	7	8	9	10	12	13	14	15
r (最小)	0.4	0.4	0.6	0.6	0.6	0.6	0.8	0.8	0.8
s	13	17	19	22	24	27	30	32	35
長度 L (4)	35	40	45	50	55	60	65	70	75
	110	160	180	200	220	220	220	220	220

d	(M27×2)	M30×2	(M33×2)	M36×3	(M39×3)	M42×3	(M45×3)	M48×3	(M52×3)
b	(1)	60	66	72	78	84	90	96	102
	(2)	66	72	78	84	90	96	102	108
	(3)	79	85	91	97	103	109	115	121
c	0.5	0.5	0.5	0.5	0.6	0.6	0.6	0.6	—
da (最大)	30.4	33.4	36.4	39.4	42.4	45.6	48.6	52.6	56.6
e	精製	45.63	51.28	55.80	61.31	66.96	72.61	78.26	83.91
	(最小) 半精製	45.20	50.85	55.37	60.79	66.44	72.09	77.74	83.39
k	17	19	21	23	25	26	28	30	33
r (最小)	1	1	1	1	1	1.2	1.2	1.6	1.6
s	41	46	50	55	60	65	70	75	80
長度 L (4)	80	90	100	110	120	120	120	130	150
	220	240	240	240	240	240	240	250	260

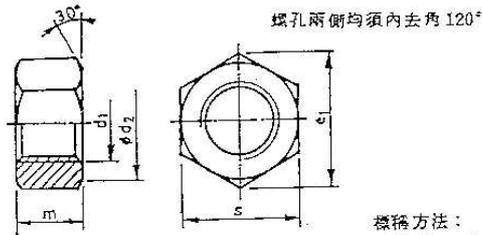
附錄 1 六角螺栓規格表 b

d		M56×4	(M60×4)	M64×4	(M68×4)	M72×4	(M76×4)	M80×4	M90×4	M100×4
b	(1)	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	(2)	124	132	140	148	156	164	172	—	—
	(3)	137	145	153	161	169	177	185	205	225
c		—	—	—	—	—	—	—	—	—
da (最大値)		63	67	71	75	79	83	87	97	107
e (最小値)	精製	95.07	100.72	106.37	112.02	117.67	123.32	128.97	145.77	162.72
	半精製	94.47	100.12	105.77	111.42	117.07	122.72	128.37	145.09	162.04
k		35	38	40	43	45	48	50	57	63
r (最小値)		2	2	2	2	2	2	2	2.5	2.5
s		85	90	95	100	105	110	115	130	145
長度 L (4)		110	110	110	120	120	120	130	140	150
		?	?	?	?	?	?	?	?	?
		300	300	360	360	400	400	460	460	460

- 註 1：適用於螺釘長度小於 125 mm 者。
 註 2：適用於螺釘長度超過 125 mm 至小於 200 mm 者。
 註 3：適用於螺釘長度超過 200 mm 者。
 註 4：螺釘長度之中間長度應儘量避免採用，若超過 460 mm 者，以每 20 mm 分級。
 註 5：括弧內之尺寸應儘量避免採用。
 註 6：階梯粗（虛）線上方之數值，均為全螺紋螺釘，其 $b \approx L - a$ （ a 值依照 CNS 4324 規定）。
 註 7：螺釘若有其他製造式樣 B, K, KOL, S, Sb, Sk, Sz 或 To 型等，或螺紋標稱在 M12×1.5 以上於訂製時指定特定式樣，則依照 CNS 4326 螺釘帽之其他製造式樣之規定。
 註 8：若買賣雙方協議之，車製螺釘可不具整圓面。

附錄 2 螺帽規格表 a

六角螺帽 (精製及半精製) (CNS 3128 B 2126)



標稱方法：
 (1) CNS 3128 - M10
 (2) 六角螺帽 - 精製 - M10

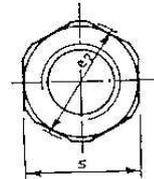
單位：公厘

d ₁			d ₂	e ₁		m	s	重量 (7.85 kg/dm ³) kg/1000 個 - 近似值		
1 欄	2 欄	3 欄		最小	小			1 欄	2 欄	3 欄
M1*	—	—	2.25	2.72	—	0.8	2.5	0.030	—	—
M1.2*	—	—	2.7	3.29	—	1	3	0.054	—	—
M1.4*	—	—	2.7	3.29	—	1.2	3	0.063	—	—
M1.6	—	—	2.88	3.48	—	1.3	3.2	0.076	—	—
M1.7*	—	—	3.15	3.82	—	1.4	3.5	0.097	—	—
M2	—	—	3.6	4.38	—	1.6	4	0.142	—	—
M2.3*	—	—	4.05	4.95	—	1.8	4.5	0.200	—	—
M2.5	—	—	4.5	5.51	—	2	5	0.280	—	—
M2.6*	—	—	4.5	5.51	—	2	5	0.272	—	—
M3	—	—	4.95	6.08	—	2.4	5.5	0.384	—	—
M3.5	—	—	5.4	6.64	—	2.8	6	0.514	—	—
M4	—	—	6.3	7.74	—	3.2	7	0.812	—	—
M5	—	—	7.2	8.87	8.63	4	8	1.23	—	—
M6	—	—	9	11.05	10.89	5	10	2.50	—	—
M7	—	—	9.9	12.12	11.94	5.5	11	3.12	—	—
M8	M 8×1	—	11.7	14.38	14.20	6.5	13	5.50	5.30	—
M10	M10×1.25	(M10×1)	15.3	18.90	18.72	8	17	11.6	11.4	11.5
M12	M12×1.5	(M12×1.25)	17.1	21.10	20.88	10	19	17.3	17.2	17.0
M14	M14×1.5	—	19.8	24.49	23.91	11	22	25.0	24.5	—
M16	M16×1.5	—	21.6	26.75	26.17	13	24	33.3	32.6	—
M18	M18×2	M18×1.5	24.3	30.14	29.56	15	27	49.4	48.2	47.2

附錄 2 螺帽規格表 b

d ₁			d ₂	e ₁		e ₂	m	s	重量 (7.85kg/dm ³) kg/1000 個, 近似值		
1 欄	2 欄	3 欄		最小	精製				半精製	1 欄	2 欄
M 20	M 20×2	M 20×1.5	27	33.53	32.95	—	16	30	64.4	62.8	62.3
M 22	M 22×2	M 22×1.5	28.8	35.72	35.03	—	18	32	79.0	77.2	75.7
M 24	M 24×2	M 24×1.5	32.4	39.98	49.55	—	19	36	110	106	105
—	—	(M 26×1.5)	36.9	45.63	45.20	—	22	41	—	—	165
M 27	M 27×2	M 27×1.5	36.9	45.63	45.20	—	22	41	165	161	158
—	—	(M 28×1.5)	36.9	45.63	45.20	—	22	41	—	—	150
M 30	M 30×2	M 30×1.5	41.4	51.28	50.85	—	24	46	223	221	219
—	—	(M 32×1.5)	45	55.80	55.37	—	26	50	—	—	235
M 33	M 33×2	M 33×1.5	45	55.80	55.37	—	26	50	258	279	276
—	—	(M 35×1.5)	49.5	61.31	60.79	—	29	55	—	—	387
M 36	M 36×3	M 36×1.5	49.5	61.31	60.79	—	29	55	393	387	374
—	—	(M 38×1.5)	54	66.96	66.44	—	31	60	—	—	492
M 39	M 39×3	M 39×1.5	54	66.96	66.44	—	31	60	502	492	478
—	—	(M 40×1.5)	54	66.96	66.44	—	31	60	—	—	464
M 43	M 42×3	M 42×1.5	62	72.61	72.09	—	34	65	652	636	620
M 45	M 45×3	M 45×1.5	66	78.26	77.74	—	36	70	800	780	742
M 48	M 48×3	M 48×1.5	71	83.91	83.39	—	38	75	977	949	927
—	—	(M 50×1.5)	71	83.91	83.39	—	38	75	—	—	883
M 52	M 52×3	M 52×1.5	76	89.56	89.04	—	42	80	1,220	1,180	1,160
M 56	M 56×4	M 56×2	81	95.07	94.47	—	45	85	1,420	1,410	1,370
—	—	(M 58×2)	85	100.72	100.12	—	48	90	—	—	1,680
M 60	M 60×4	M 60×2	85	100.72	100.12	—	48	90	1,690	1,650	1,610
M 64	M 64×4	M 64×2	90	106.37	105.77	—	51	95	1,980	1,930	1,880
M 68	M 68×4	M 68×2	95	112.02	111.42	—	54	100	2,300	2,250	2,230
M 72×6	M 72×4	M 72×2	100	117.67	117.07	—	58	105	2,670	2,610	2,550
M 76×6	M 76×4	M 76×2	105	123.32	122.72	—	61	110	3,040	2,970	2,900
M 80×6	M 80×4	M 80×2	110	128.97	128.37	—	64	115	3,440	3,370	3,290
M 85×6	M 85×4	M 85×2	115	134.62	134.02	—	68	120	3,930	3,780	3,690
M 90×6	M 90×4	M 90×2	125	145.77	145.09	—	72	130	4,930	4,830	4,680
M 95×6	M 95×4	M 95×2	130	151.42	150.74	—	76	135	5,570	5,380	5,270
M100×6	M100×4	M100×2	140	162.72	162.04	—	80	145	6,820	6,700	6,580
M105×6	M105×4	M105×2	145	168.37	167.69	165	84	150	7,600	7,400	7,350
M110×6	M110×4	M110×2	150	174.02	173.34	170	88	155	8,200	8,100	8,000
M115×6	M115×4	M115×2	160	185.32	184.64	180	92	165	10,100	10,000	9,900
M120×6*	M120×4	M120×2	165	190.97	190.29	186	96	170	11,700	11,600	11,400
M125×6	M125×4	M125×2	175	202.27	201.59	196	100	180	13,000	12,700	12,500
M130×6	—	M130×3	180	207.75	206.96	200	104	185	13,800	—	13,500
M135×6*	—	M135×3	185	213.40	212.61	206	108	190	15,200	—	14,700
M140×6	—	M140×3	195	224.70	223.91	218	112	200	17,500	—	17,200
M145×6*	—	M145×3	205	236.00	235.21	230	116	210	20,700	—	20,000
M150×6	—	M150×3	205	236.00	235.21	230	120	210	20,000	—	19,600

註 1 : d₁ 尺度加括弧者應儘量避免使用。
 註 2 : *) 這些尺度並無列在 CNS 4244 六角頭螺釘之頭高及六角螺帽厚度之規定內。
 註 3 : 1) 標稱直徑在 42 mm 以上者, d₂ 值為近似值。
 註 4 : 2) 為 e₂。



附錄 3 油壓缸規格表

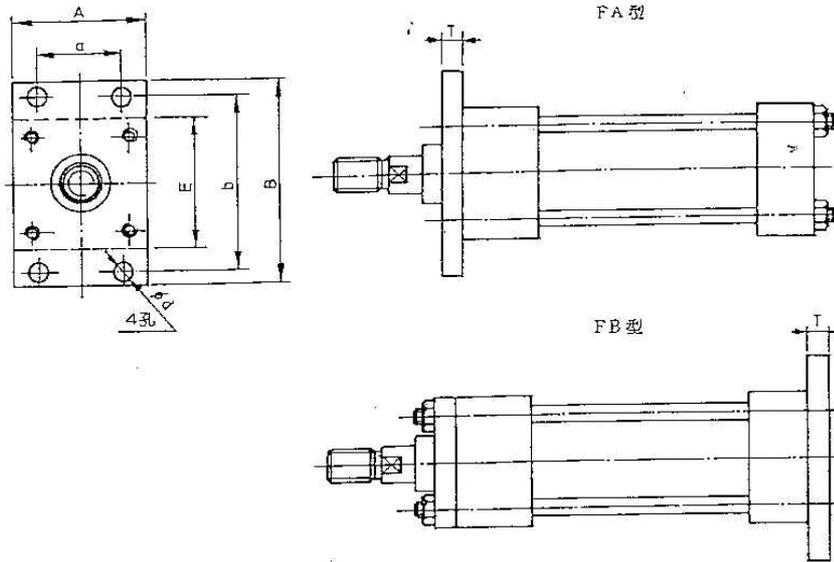


表 19 凸緣型壓缸

單位：mm

缸 管 內 徑	b		a		d		T (最小)		B (最大)		A (最大)		E (參考)	
	140	210	140	210	140	210	140	210	140	210	140	210	140	210
	kgf/cm ² (bar) 以下	kgf/cm ² (bar)												
31.5	88	88	40	40	11	11	11	11	109	109	63	63	63	63
35.5	90	93	42	45	11	11	11	11	112	115	65	67	65	67
40	95	98	46	50	11	11	11	11	118	122	69	73	69	73
45	106	112	53	56	14	14	13	13	132	140	78	83	78	83
50	115	118	58	60	14	14	13	13	145	145	85	88	85	88
56	122	132	65	67	14	18	13	15	150	165	90	98	90	98
63	132	140	65	73	18	18	15	15	165	175	98	106	98	106
71	145	160	78	83	18	18	15	18	180	195	109	118	109	118
80	155	175	87	90	18	22	18	20	190	210	118	130	118	130
90	170	190	98	106	18	22	18	22	206	230	132	145	132	145
100	190	215	109	115	22	26	20	24	230	260	150	165	150	165
112	206	230	118	128	22	26	22	26	250	280	160	175	160	175
125	224	270	130	145	26	33	24	31	272	330	175	205	175	205
140	250	280	145	160	26	33	26	33	300	335	195	218	195	218
150	270	290	155	165	30	33	28	33	320	345	210	224	210	224
160	285	315	170	180	33	36	31	35	345	375	225	243	225	243
170	307	325	175	185	33	36	33	36	365	387	236	250	236	250
180	315	345	185	200	33	39	33	39	375	412	243	265	243	265
190	335	365	195	206	36	42	36	41	400	437	258	280	258	280
200	355	412	206	230	36	48	36	49	425	500	272	315	272	315
224	395	425	230	250	42	48	41	49	475	515	310	335	310	335
250	425	480	250	275	45	56	46	54	515	585	335	375	335	375

- 註：1. 凸緣裝配用螺栓之抗拉強度如下：70 kgf/cm² (bar) 以下用：40 kgf/mm² 以上；140 kgf/cm² (bar) 用：70 kgf/mm² 以上；210 kgf/cm² (bar) 用：100 kgf/mm² 以上。
2. 螺栓孔 (d) 應依 CNS 4245 (穿通孔徑) 中級之規定。

附錄 4 各種液壓泵的性能表

項 目	輪 葉 式 泵	齒 輪 式 泵	活 塞 式 泵
最高使用壓力 (常 用)	一段式 70kg/cm ² 二段式 140kg/cm ²	175kg/cm ²	250kg/cm ²
最 大 流 量	300~400 l/min	200~300 l/min	400~500 l/min
可 變 排 量	可	否	可
排出壓的脈動	小	小	大
轉 數 範 圍	600~1200 rpm	300~2700 rpm	600~1800 rpm
許可吸入壓力	-150 mmHg	-250 mmHg	-150 mmHg
使用黏度範圍	20~400 cst	4~430 cst	15~200 cst
容 積 效 率	75~90 %	75~90 %	85~95 %
形狀大小/軸馬力	小	中	大
對工作油中污染粒 子的抗力	弱	強	弱
壽命 (額定使用)	長	稍長	短
維 護 管 理	中	易	難
噪 音 (一般的)	小	中	大
主要使用機械 (適應性)	(1) 工具機的控制裝置 (2) 鋼鐵, 鍛壓機械 補機的控制裝置 (低壓部分) (3) 增壓用	(1) 建設、土木產 業機械 (2) 運搬、車輛機 械	(1) 鋼鐵、鍛壓機 械 (高壓部分) (2) 壓床機械

附錄 5 液壓缸及液壓馬達的應用實例表

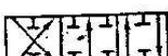
驅動器類型		適用工作	應用實例
液 壓 缸	雙桿型	雙向運動速度相等的往復運動	磨床工作枱
	單桿型	單向或雙向工作運動、雙向運動速度不等	工作母機、壓力機、工程機械等
	衝柱式	長行程、單向工作運動。成對使用時可用於雙向工作運動	壓力機、龍門刨床、導軌磨床
	擺動馬達	小於 280° 的往復擺動	機械手、轉位機構、料斗
液 壓 馬 達	齒輪式	負載力矩不大，速度平穩性要求不高的旋轉運動。適用於塵埃多、環境差等場所	礦山機械、研磨機、攻絲機等
	輪葉式	負載力矩不大，速度剛度低，但要求噪音較低的場合	磨床的頭架及回轉工作台
	活塞式	負載力矩大，速度剛度大，排量可變	工程機械、行走機械等
	低速大扭矩 (活塞式)	負載力矩大，低轉速（可省略減速箱）	行走機械車輪、塑膠成形機、起重機械等

附錄 6 液壓缸直徑規格對照表

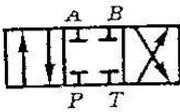
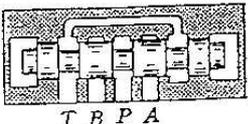
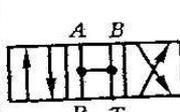
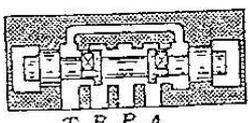
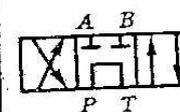
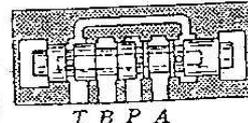
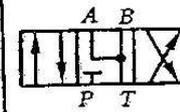
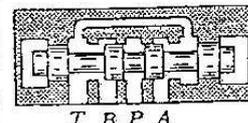
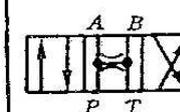
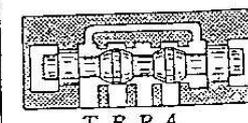
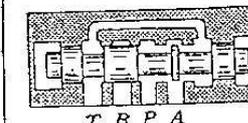
活塞桿符號 缸筒內徑	選擇順位 1						選擇順位 2		
	A	B	C	D	X	Y	Z		
32(31.5)	22(22.4)	18	14	10(11.2)	20	16	12(12.5)		
40	28	22(22.4)	18	14	25	20	16		
50	36(35.5)	28	22(22.4)	18	32(31.5)	25	20		
63	45	36(35.5)	28	22(22.4)	40	32(31.5)	25		
80	56	45	36(35.5)	28	50	40	32(31.5)		
100	70(71)	56	45	36(35.5)	63	50	40		
125	90	70(71)	56	45	80	63	50		
140	100	80	63	50	90	70(71)	56		
160	110(112)	90	70(71)	56	100	80	63		
180	125	100	80	63	110(112)	90	70(71)		
200	140	110(112)	90	70(71)	125	100	80		
220(224)	160	125	100	80	140	110(112)	90		
250	180	140	110(112)	90	160	125	100		

註：括弧內的數值盡量不要使用

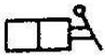
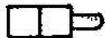
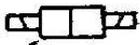
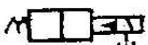
附錄 7 方向控制閥一覽表 a

分類		符號	說明
接口數目	2 口		有 2 個接口 壓油流路是閉或開
	3 口		有 3 個接口 壓油由 P 口流到 A 口或 B 口
	4 口		有 4 個接口，廣泛的使用在 控制驅動器前進、後退等動作
	多 口		接口超過 4 個，使用在特殊 用途上
切換位置數目	2 位置		切換位置有 2 個
	3 位置		切換位置有 3 個
	多位置		切換位置超過 3 個，使用在 特殊用途上

附錄 7 方向控制閥 b

液壓符號	滑軸關係圖(中立位置)	名稱、機能、用途
		<p>中位閉路型：壓缸及壓源皆因通口全斷而保持。壓缸充滿油，活塞由靜止到起動平穩；剎車時運動慣性引起液壓衝擊大；換向位置精度高。如當二位閥使用時，因換向途中有瞬時全斷，易生震動。</p>
		<p>中位開路型：壓源卸載，壓缸浮動。壓缸兩腔接油箱，活塞由靜止到起動無壓油起緩衝作用故不能保證平穩啟動。剎車時液壓衝擊小，不易迅速剎車。換向精度低。當二位閥使用，因換向途中有瞬間全通，震動小。</p>
		<p>中位串聯型 (PT 型)：壓源卸載，壓缸保持。壓缸兩腔充滿壓油，活塞由靜止到啟動平穩剎車性能同中位閉路型。必要時可串聯使用。</p>
		<p>中位入口閉路型：壓源保持，壓缸浮動。壓缸兩腔接油箱，啟動和剎車性能和中位開路型同。二位閥使用時，換向途中，壓源得以保持，震動稍小於中位閉路型。</p>
		<p>半中位開路型：各接口半開啓接通，P口保持一定壓力，換向性能介於中位閉路型和中位開路型之間。主要用於二位閥使用時，減少換向途中之震動。</p>
		<p>中位油口閉路型：壓源卸載，且使停止狀態之壓缸一接口保持送油狀態。兩個方向性能不同。</p>

附錄 8 換向控制閥操作方式及彈簧型式分類表

分 類	符 號	說 明
操作 方法	手 動 式 	用手操作
	機 械 式 	用凸輪等方式操作
	引 導 壓 式 	用壓油或氣體的引導壓力操作
	電 磁 式 	用電磁線圈的吸引力操作
	電磁控制 引導操作 	引導閥由電磁線圈操作，主閥 由引導壓操作
彈簧 形式	彈簧偏位移 	外力使滑軸移位，外力消失， 藉彈簧力回位
	彈簧中立式 	滑軸左移或右移，外力消失時 ，藉兩邊彈簧之力使滑軸回到 中立位置
	沒有彈簧 	滑軸被移動之後，當外力消失 滑軸就保持在變換的位置

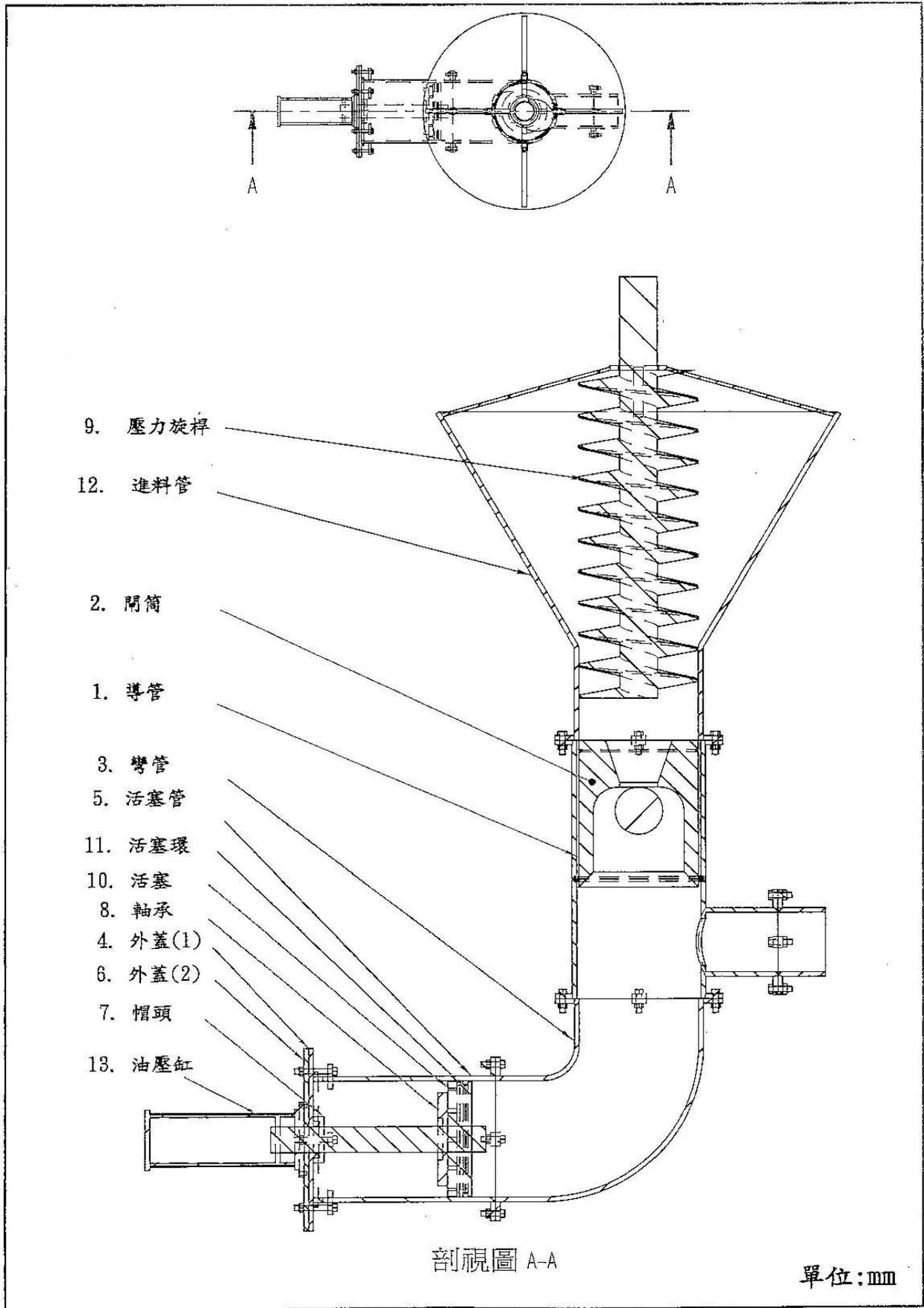
附錄 9 電磁操作換向閥型式分類一覽表

閥位數	電磁線圈數	JIS符號	口數	流路數	中立閥位	回到正常位置的方法
2 閥位	單線圈		2 □	1 路	閉閉型	彈簧偏位式
			3 □	2 路	中位閉路型	
	雙線圈		4 □	4 路	"	
			4 □	4 路	"	
3 閥位	雙線圈		4 □	4 路	中位串聯型	彈簧中立式
					中位閉路型	
					中位閉路型	
					中位入口閉路型	

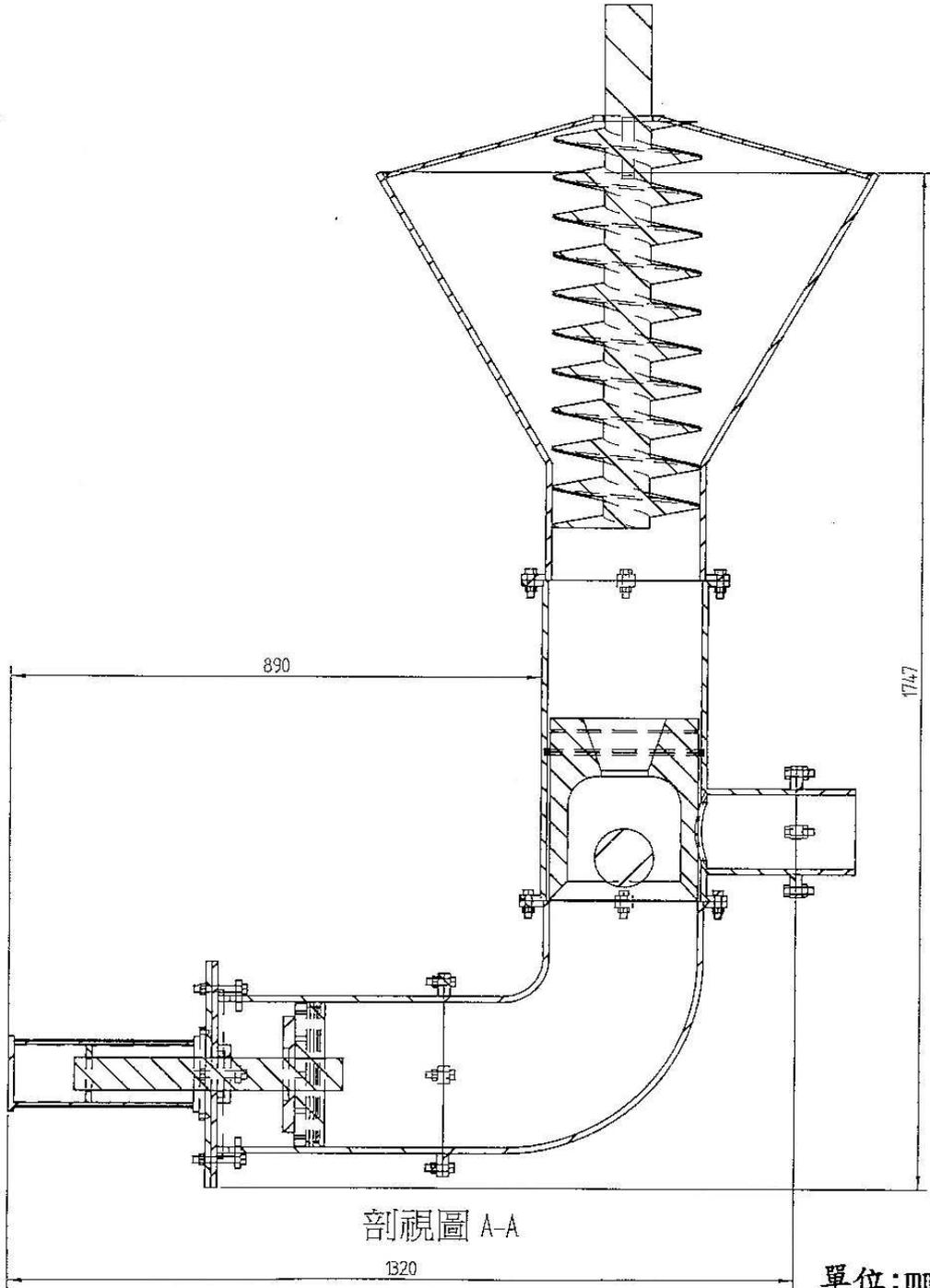
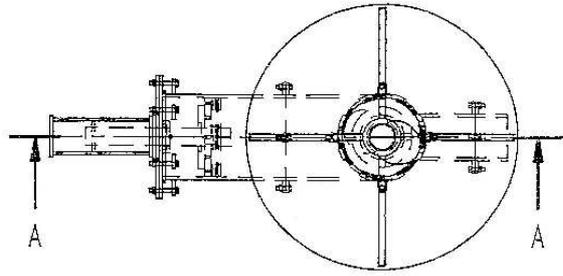
※表示該 2 位閥在切換閥位時應該注意其在中立閥位時的過渡狀態

附錄 10 零件表

件號	名稱	件數	材質	備註
1	導管	1	SS41	
2	閘筒	1	S45C	
3	彎管	1	SS41	
4	外蓋(1)	1	S45C	
5	活塞管	1	SS41	
6	外蓋(2)	1	S45C	
7	帽頭	1	SS41	
8	軸承	1	S40C	
9	壓力旋桿	1	S30C	
10	活塞	1	FC20	
11	活塞環	1	SS34	
12	進料管	1	FC25	
13	油壓缸	1		



全視圖

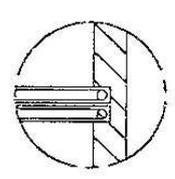
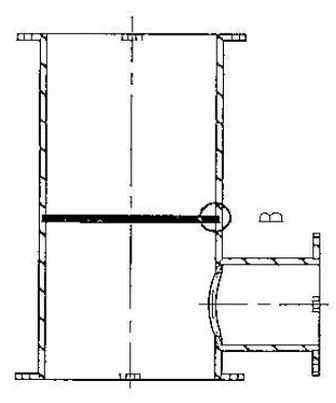
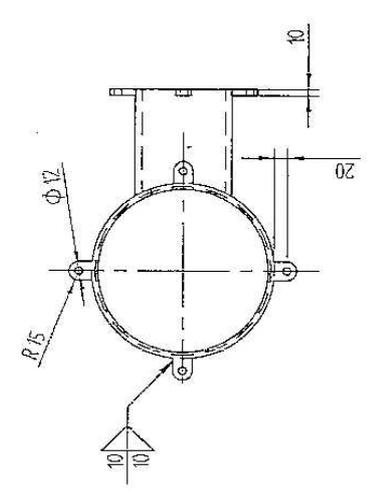
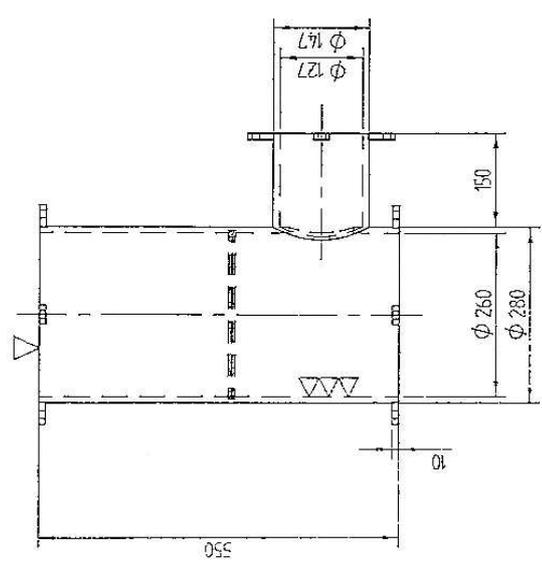


剖視圖 A-A

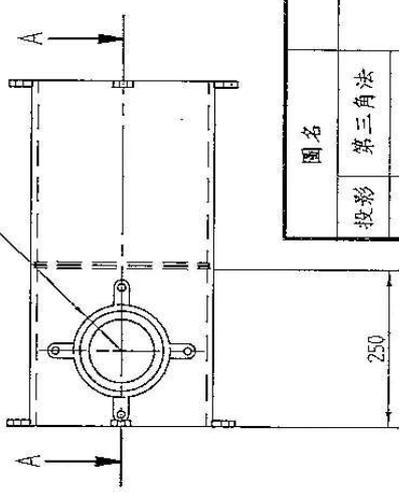
1320

單位: mm

1. ▽ (▽ ▽ ▽)



剖視圖 A-A

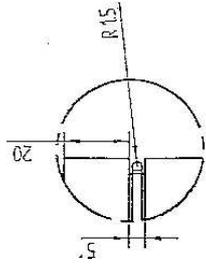
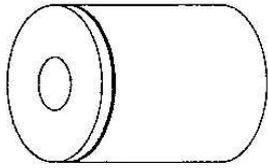
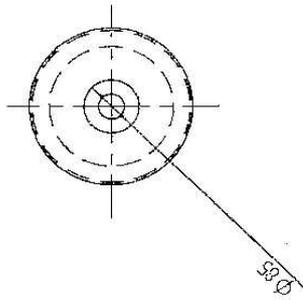


局部詳圖 B

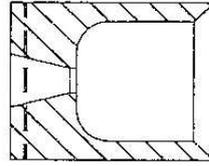
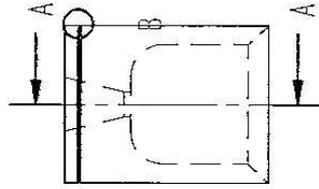
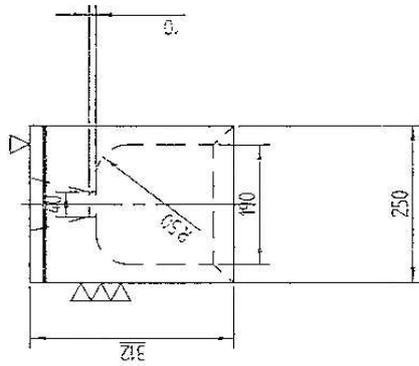
一般公差 (mm)		公差
公稱尺寸		
0.5-3		±0.1
3-6		
6-30		±0.2
30-120		±0.3
120-315		±0.5
315-1000		±0.8
1000-2000		±1.2

圖名		導管	
投影	第三角法	日期	
比例	1:10	審核者	
單位	mm	繪圖者	
		RC PUMP	

2. ▽ (▽ ▽ ▽ ▽)



局部詳圖 B

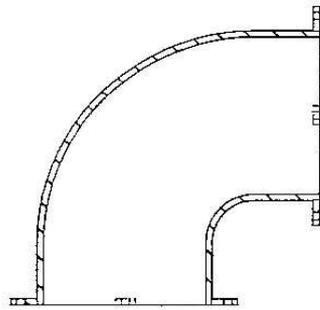
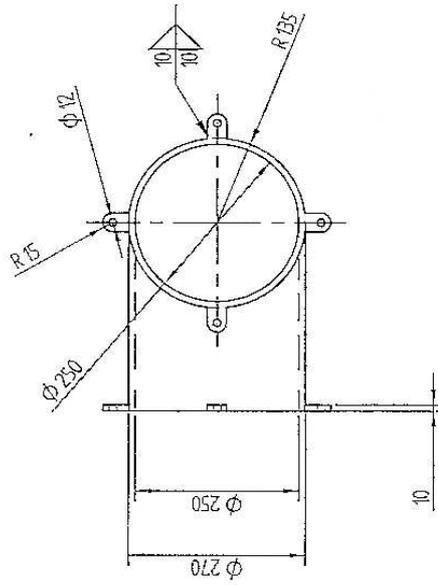
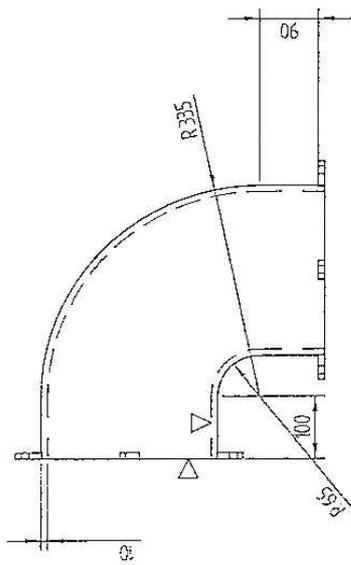


剖視圖 A-A

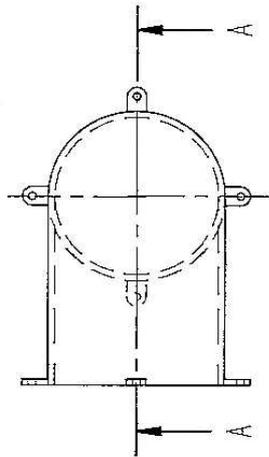
一般公差 (mm)	
公稱尺寸	公差
0.5~3	±0.1
3~6	
6~30	±0.2
30~120	±0.3
120~315	±0.5
315~1000	±0.8
1000~2000	±1.2

圖名		閘 筒	
投影	第三角法	日期	
比例	1:5	審核者	
單位	mm	繪圖者	
RC PUMP			

3. ▽



剖視圖 A-A



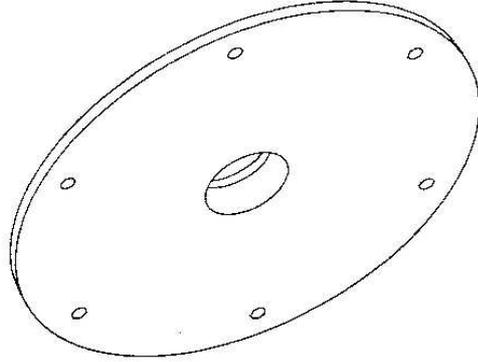
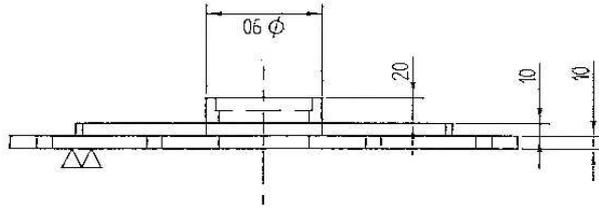
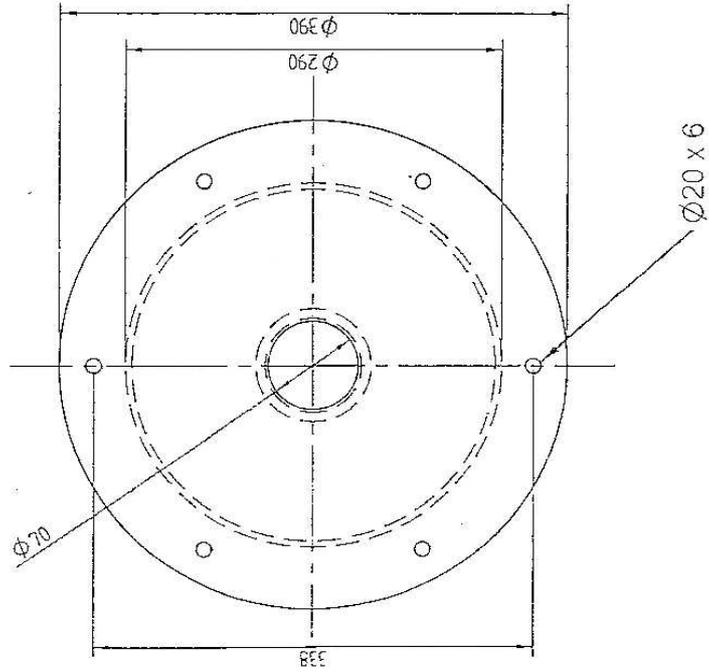
一般公差 (mm)

公稱尺寸	公差
0.5~3	± 0.1
3~6	
6~30	± 0.2
30~120	± 0.3
120~315	± 0.5
315~1000	± 0.8
1000~2000	± 1.2

彎管

圖名	RC PUMP		
投影	第三角法	日期	
比例	1:10	審核者	
單位	mm	繪圖者	

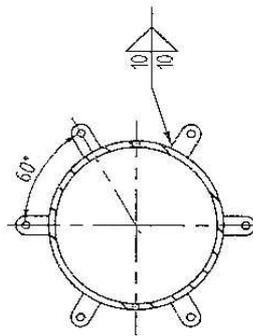
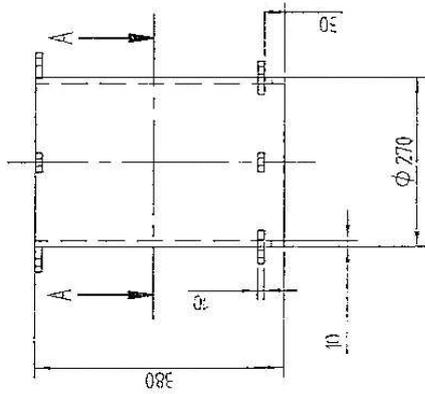
4. ▽ (▽▽)



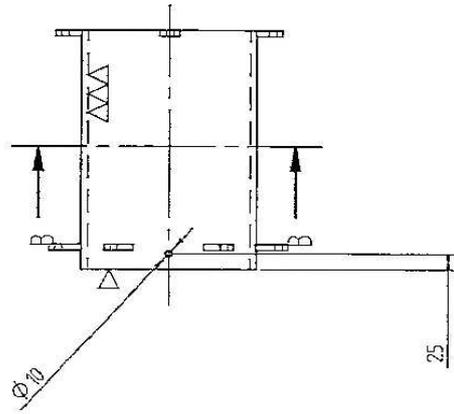
一般公差 (mm)		公差
公稱尺寸		
0.5-3		± 0.1
3-6		
6-30		± 0.2
30-120		± 0.3
120-315		± 0.5
315-1000		± 0.8
1000-2000		± 1.2

圖名		外蓋 (1)	
投影	第三角法	日期	
比例	1:5	審核者	
單位	mm	繪圖者	
RC PUMP			

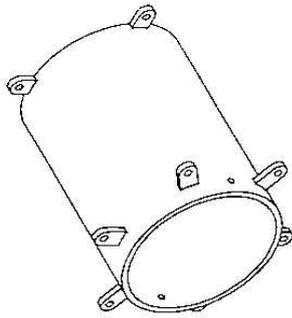
5. ▽ (▽▽▽)



剖視圖 A-A



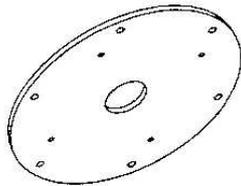
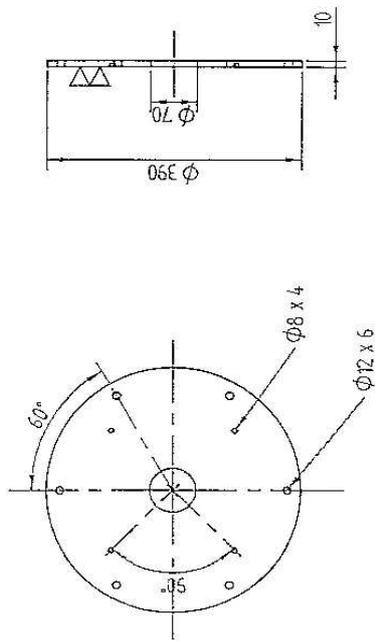
剖視圖 B-B



一般公差 (mm)	
公稱尺寸	公差
0.5-3	±0.1
3-6	
6-30	±0.2
30-120	±0.3
120-315	±0.5
315-1000	±0.8
1000-2000	±1.2

圖名		活 塞 管	
投影	第三角法	日期	
比例	1:5	審核者	
單位	mm	繪圖者	
		RC PUMP	

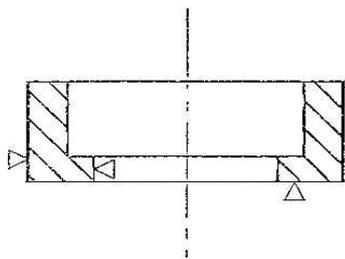
6. ▽ (▽▽)



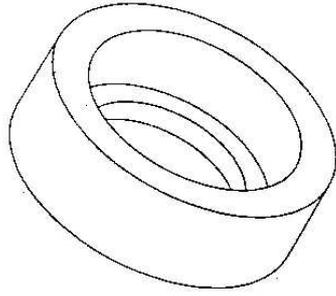
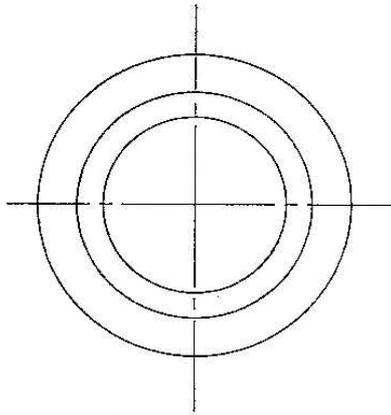
一般公差 (mm)		公差
公称尺寸	0.5~3	±0.1
	3~6	
6~30	±0.2	
30~120	±0.3	
120~315	±0.5	
315~1000	±0.8	
1000~2000	±1.2	

圖名		外蓋 (2)	
投影	第三角法	日期	
比例	1:5	審核者	
單位	mm	繪圖者	
		RC PUMP	

7. ▽

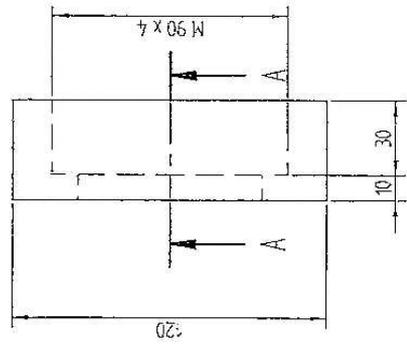


剖視圖 A-A

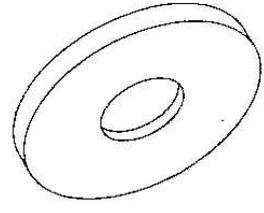


一般公差 (mm)	
公稱尺寸	公差
0.5-3	±0.1
3-6	
6-30	±0.2
30-120	±0.3
120-315	±0.5
315-1000	±0.8
1000-2000	±1.2

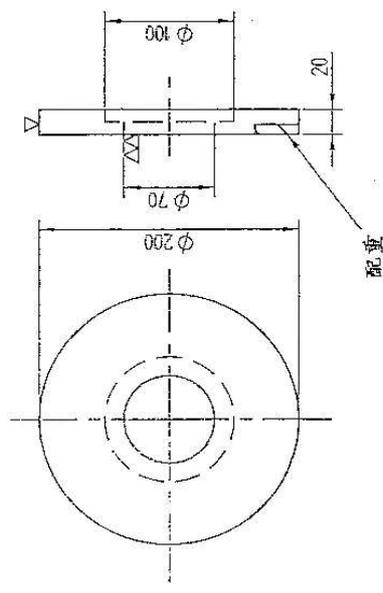
圖名		帽 頭	
投影	第三角法	日期	
比例	1:2	審核者	
單位	mm	繪圖者	
RC PUMP			



一般公差 (mm)	
公稱尺寸	公差
0.5~3	±0.1
3~6	
6~30	±0.2
30~120	±0.3
120~315	±0.5
315~1000	±0.8
1000~2000	±1.2

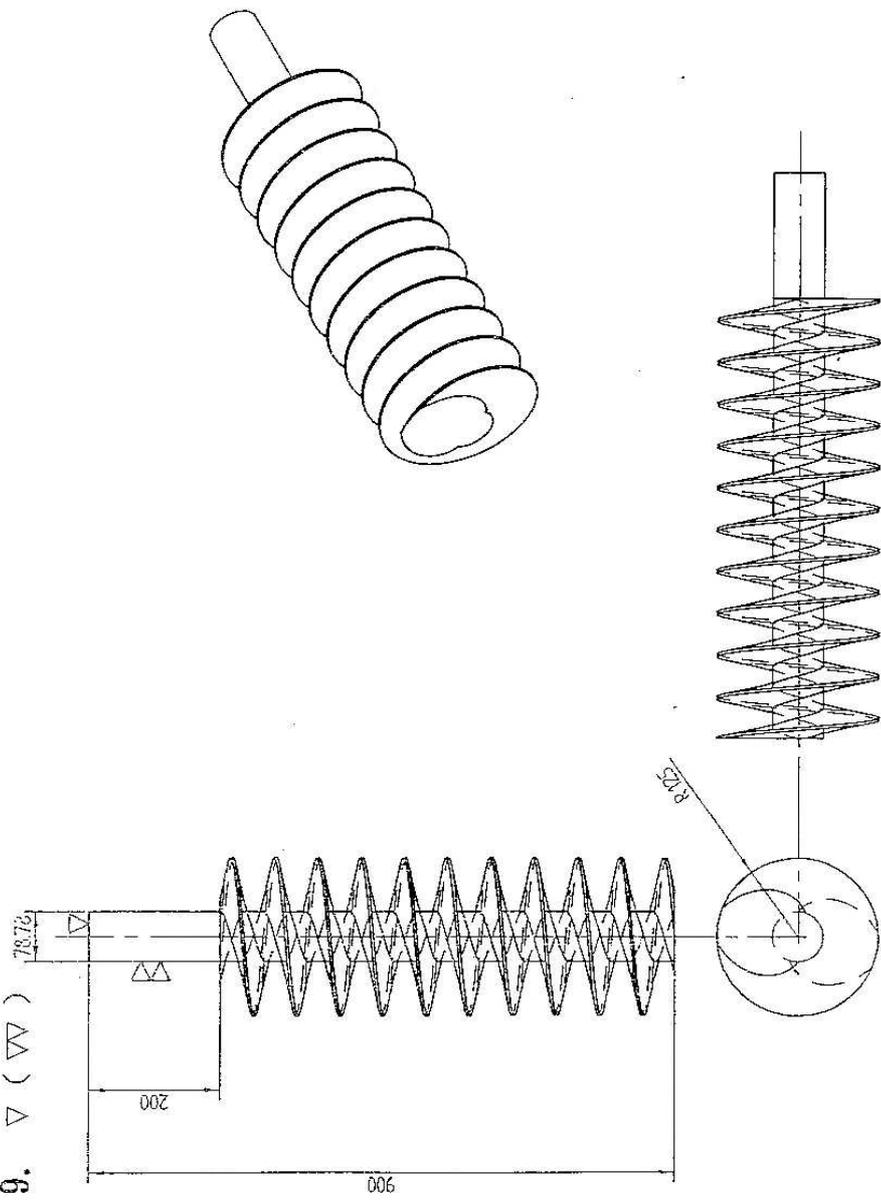


8. ▽ (▽▽)



圖名		軸承	
投影	第三角法	RC PUMP	
比例	1:5		
單位	mm		
		日期	
		審核者	
		繪圖者	

9. ▽ (▽▽)

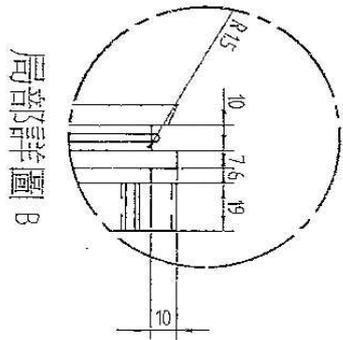
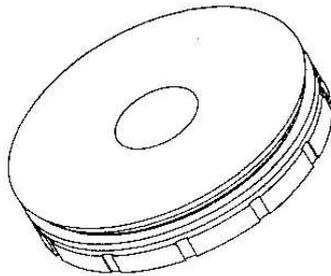
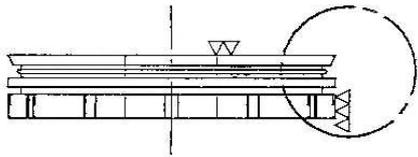
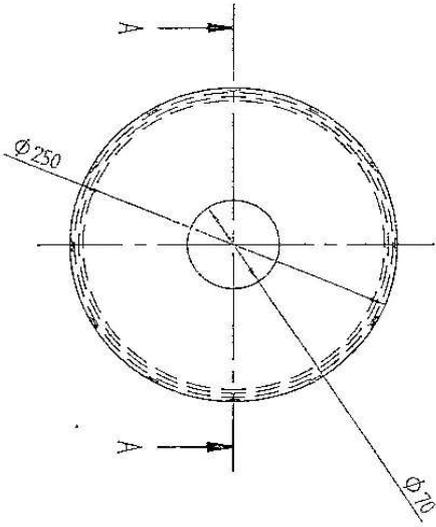
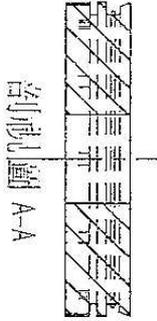


一般公差 (mm)	
公稱尺寸	公差
0.5~3	±0.1
3~6	
6~30	±0.2
30~120	±0.3
120~315	±0.5
315~1000	±0.8
1000~2000	±1.2

壓力旋桿

圖名	RC PUMP		
投影	第三角法	日期	
比例	1:10	審核者	
單位	mm	繪圖者	

10. ▽ (▽▽▽▽)

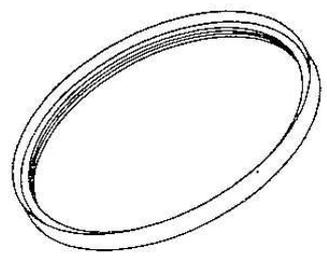
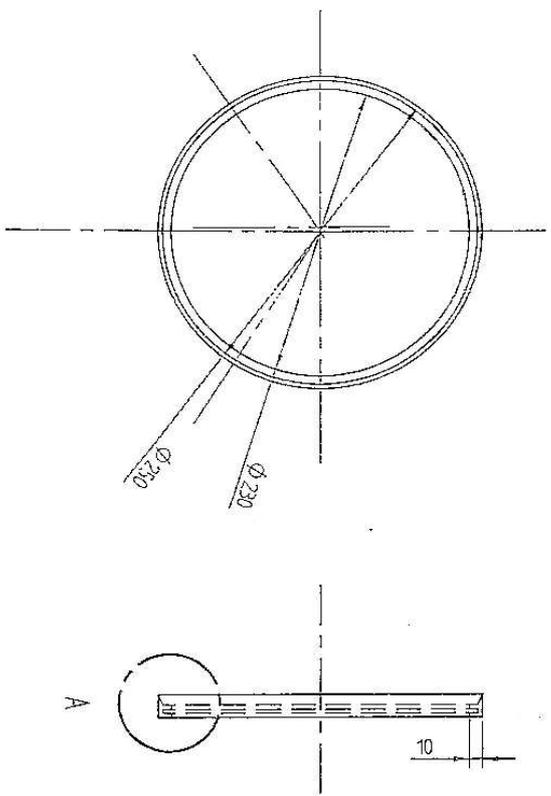


局部詳圖 B

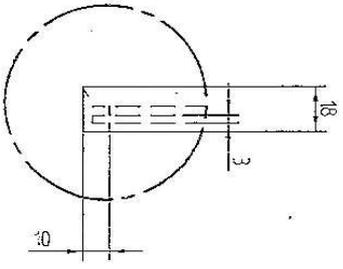
一般公差 (mm)	
公稱尺寸	公差
0.5-3	±0.1
3-6	
6-30	±0.2
30-120	±0.3
120-315	±0.5
315-1000	±0.8
1000-2000	±1.2

圖名		活塞	
投影	第三角法	日期	
比例	1:5	審核者	
單位	mm	繪圖者	
RC PUMP			

11. ▽



活塞環

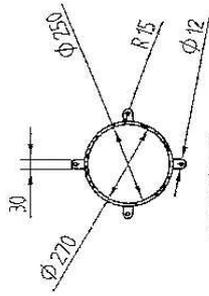
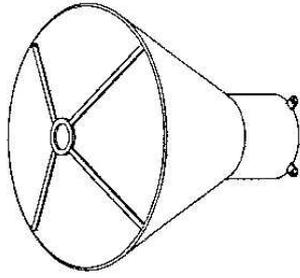
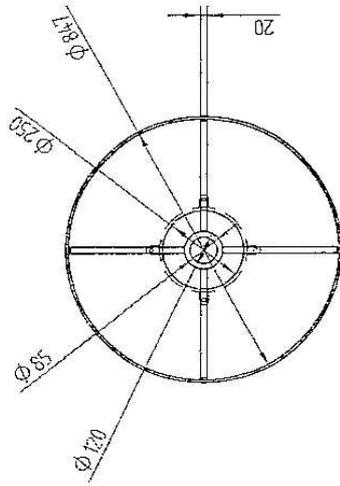


局部詳圖 A

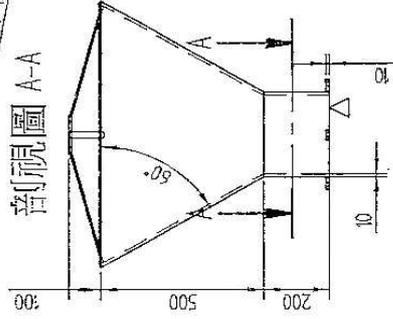
一般公差 (mm)	
公稱尺寸	公差
0.5~3	±0.1
3~6	
6~30	±0.2
30~120	±0.3
120~315	±0.5
315~1000	±0.8
1000~2000	±1.2

圖名		活 塞 環	
投影	第三角法	日期	
比例	1:5	審核者	
單位	mm	繪圖者	
RC PUMP			

12. ▽



剖视图 A-A

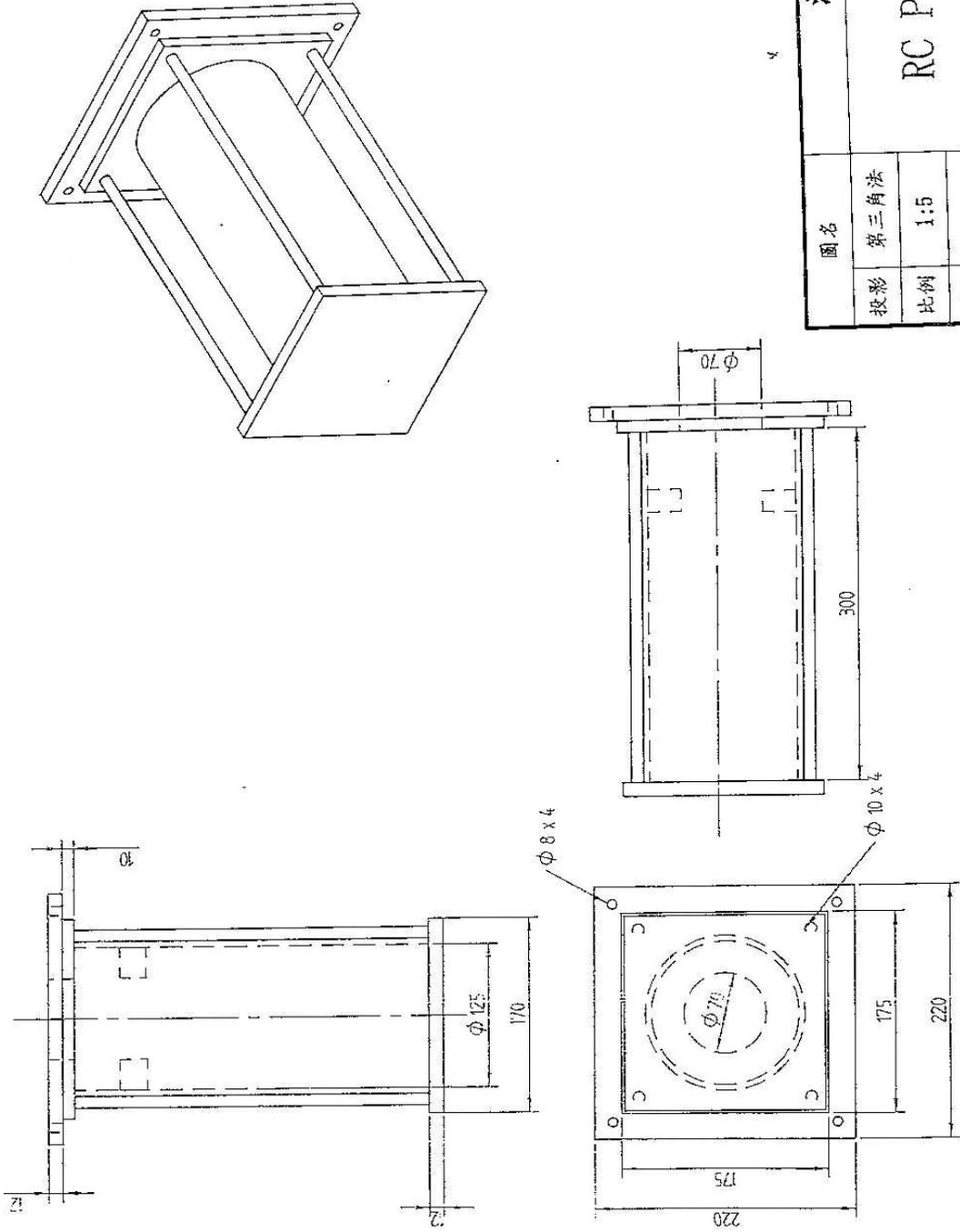


一般公差(mm)	
公称尺寸	公差
0.5-3	±0.1
3-6	
6-30	±0.2
30-120	±0.3
120-315	±0.5
315-1000	±0.8
1000-2000	±1.2

進料管

圖名	RC PUMP		
投影	第三角法	日期	
比例	1:20	審核者	
單位	mm	繪圖者	

13. ▽



一般公差 (mm)	
公称尺寸	公差
0.5~3	± 0.1
3~6	
6~30	± 0.2
30~120	± 0.3
120~315	± 0.5
315~1000	± 0.8
1000~2000	± 1.2

油 壓 缸

圖名	油 壓 缸		
投影	第三角法	日期	
比例	1:5	審核者	
單位	mm	繪圖者	
RC PUMP			

