

# 可回生式氣動馬達之設計與特性研究

學生：陳彥菘

指導教授：洪紹剛 博士

國立交通大學機械工程學系碩士班

## 摘 要

本論文設計一組節能省氣的往復活塞式氣動馬達，採用部分時間供氣法調節動力輸出。論文中以電子電路控制供氣時間比，設計並實際組立一套氣動馬達進行實驗，證實部分時間供氣法可以有效調節氣動馬達之動力輸出，並且與節流閥相較能夠明顯節省壓縮空氣使用量，進而減少能源之消耗。為了進一步節省能源，本論文之氣動馬達並具備回生之能力，可回收負載端之動能以產生壓縮空氣儲存於儲氣筒，並且回生的輸入扭矩亦可調整以利使用。

# The Design and Characteristic Research of a Regeneratable Air Motor

Student : Chen, Yan-Song

Advisor : Dr. Hung, Shao-Kang

Department of Mechanical Engineering  
National Chiao Tung University

## ABSTRACT

This thesis proposes a reciprocating piston air motor which is able to modify the air supplying duration in the operating cycle to adjust output torque. The air motor system is designed and built up, and the electric circuit is established to control the air motor system. In the experiment, modifying the air supplying duration successfully adjust output torque and significantly economize air consumption in comparison with throttle-based method. To increase energy efficiency, this air motor has regenerative braking mode which converts mechanical work into potential energy of compressed air. In addition, braking torque is adjustable to fulfill the requirement of vehicular applications.

## 誌謝

承蒙恩師 洪紹剛博士兩年來的提攜與指導，使學生於學術研究、機電知識與言語表達均獲重大進步，謹此致上最高的謝意。感謝恩師的環境意識，開拓節能低污染的論文精神，並以淵博學識、創新思維與實戰經驗悉心指導，引領研究工作之推展。感謝傅武雄、陳美勇、鄭壁瑩、秦繼華等諸位教授在研究上的真切指導與熱心協助，並提供寶貴的意見使得論文更加完善。



碩士兩年生涯倏忽即逝，感謝建宇、日韋、佑麒、王董、毛毛、阿錚以及學弟們的交流與討論，總在研究工作陷入困難時大方伸出援手；感謝絃睿、建聰、羿名、唯中、宋儒這些日子來分享的心得與建議，使得論文得以順利完成；感謝馬光鳳團隊創意協助，使得口試呈現更加流暢；感謝這些日子來所有關心研究工作的朋友們，謝謝你們。

感謝父母二十餘年的栽培與照顧，以及研究期間父親與舍弟的專業指引以及精神上的支持，有你們作為後盾，使我能夠專注投入研究。最後，謹以此文獻給我親愛的家人。

# 目錄

摘要 .....	i
ABSTRACT .....	ii
誌謝 .....	iii
目錄 .....	iv
圖目錄 .....	vi
表目錄 .....	viii
<b>第一章 緒論 .....</b>	<b>1</b>
1.1 前言 .....	1
1.2 文獻探討 .....	2
1.3 研究目標 .....	7
1.4 論文架構 .....	8
<b>第二章 組成元件及基本原理 .....</b>	<b>9</b>
2.1 移動邊界功 .....	9
2.2 機構分析 .....	13
2.2.1 位置分析 .....	13
2.2.2 速度分析 .....	15
2.2.3 加速度分析 .....	16
2.2.4 近似式 .....	16
2.2.5 扭矩對角度的關係 .....	17
2.3 氣壓缸 .....	20
2.4 閥 .....	21
2.5 管線 .....	22
2.6 角度感測器 .....	22
2.7 比較器電路 .....	23
2.8 調壓閥 .....	25
2.9 直流馬達與電子負載 .....	26

<b>第三章 氣動馬達設計 .....</b>	<b>27</b>
3.1 氣缸與機構 .....	27
3.2 氣缸內氣體體積與壓力控制 .....	29
3.3 閥的配置及控制 .....	36
<b>第四章 動能回生 .....</b>	<b>42</b>
4.1 基本需求 .....	42
4.2 氣缸內氣體體積與壓力控制 .....	43
4.2.1 傳統壓縮模式 .....	43
4.2.2 新型壓縮模式 .....	44
4.3 閥的配置與控制 .....	45
<b>第五章 實驗結果與討論 .....</b>	<b>46</b>
5.1 以供氣時間比調節氣動馬達之輸出扭矩 .....	46
5.2 耗氣率比較 .....	49
5.3 氣缸內壓力探討 .....	51
5.4 空轉阻力實驗 .....	53
5.5 以回生時間比調節氣動馬達之回生扭矩 .....	54
5.6 車輛應用 .....	56
5.6.1 高速 .....	56
5.6.2 低速 .....	58
<b>第六章 結論與未來展望 .....</b>	<b>59</b>
6.1 結論 .....	59
6.2 未來研究方向與展望 .....	59
<b>參考文獻 .....</b>	<b>61</b>



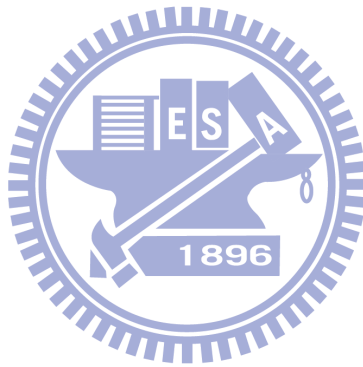
## 圖目錄

圖 1.1	輪葉式氣動馬達 .....	3
圖 1.2	活塞往復式氣動馬達 .....	3
圖 1.3	壓電材料快速閥 .....	4
圖 1.4	壓縮空氣動力機車 .....	5
圖 1.5	比例方向控制閥 .....	5
圖 1.6	滑動葉片旋轉式壓縮機 .....	6
圖 1.7	單一滑動葉片的旋轉式壓縮機 .....	7
圖 2.1	在 P-V 圖中，曲線下方的面積代表移動邊界功 .....	9
圖 2.2	等溫壓縮、多變壓縮、絕熱壓縮比較 .....	11
圖 2.3	以具備中間冷卻的多級壓縮 .....	12
圖 2.4	氣動馬達的四連桿機構 .....	13
圖 2.5	$\lambda r \sin\phi = r \sin\theta$ .....	13
圖 2.6	$\frac{x}{r}$ 對 $\theta$ 關係 .....	14
圖 2.7	$\frac{v}{r\omega}$ 對 $\theta$ 關係 .....	15
圖 2.8	$\frac{a}{\omega^2}$ 對 $\theta$ 關係 .....	16
圖 2.9	四連桿機構 .....	17
圖 2.10	Free body diagram .....	18
圖 2.11	$\frac{M}{Fr}$ 對 $\theta$ 關係 .....	19
圖 2.12	本研究採用的 Festo DNC-40-100-PPV 氣壓缸 .....	20
圖 2.13	本研究採用的 CPE18-M1H-5JS-1/4 電磁閥 .....	21
圖 2.14	閥的動作原理示意圖 .....	22
圖 2.15	360 度迴轉可變電阻 .....	23
圖 2.16	無回授的運算放大器 .....	24
圖 2.17	可控制一個線圈的比較器電路 .....	24
圖 2.18	未併連二極體時，電磁閥線圈兩端的電壓 .....	25
圖 2.19	併連二極體後，電磁閥線圈兩端的電壓 .....	25
圖 2.20	煞車裝置（以直流馬達與電子負載所構成） .....	26
圖 2.21	以直流馬達提供軸功 .....	26
圖 3.1	三氣缸氣動馬達 .....	27
圖 3.2	本研究採用的設計 .....	27

圖 3.3	實體模型 .....	28
圖 3.4	整體實驗平台之實體模型 .....	28
圖 3.5	氣缸內壓力 P 與體積 V 之關係 .....	29
圖 3.6	以節流閥調節氣動馬達之動力輸出 .....	30
圖 3.7	氣缸內壓力因節流閥降低 .....	30
圖 3.8	部分時間供氣法氣缸內 P-V 關係 .....	31
圖 3.9	消除殘壓的 P-V 關係 .....	32
圖 3.10	後半段行程之壓力低於大氣壓 .....	33
圖 3.11	增加「R→4」階段的氣缸內 P-V 關係 .....	34
圖 3.12	Sumadi Jien 等人開發的電磁閥 .....	37
圖 3.13	最簡單的閥配置方法 .....	37
圖 3.14	兩個二位閥串連並配合止逆閥的組合 .....	38
圖 3.15	部分時間供氣法之氣壓迴路圖 .....	41
圖 4.1	軸向活塞斜板式變排量泵 .....	42
圖 4.2	斜板傾斜角度越小，驅動軸的負荷越小 .....	42
圖 4.3	傳統模式 .....	43
圖 4.4	新型壓縮模式 .....	44
圖 4.5	氣壓迴路圖 .....	45
圖 5.1	實驗平台 .....	46
圖 5.2	供氣時間比 .....	47
圖 5.3	轉速 3rps 時扭矩與供氣時間比之關係 .....	47
圖 5.4	轉速 2rps 時扭矩與供氣時間比之關係 .....	48
圖 5.5	轉速 1rps 時扭矩與供氣時間比之關係 .....	48
圖 5.6	部分時間供氣法 .....	49
圖 5.7	以節流閥調節氣動馬達之扭矩 .....	49
圖 5.8	部分時間供氣法 .....	49
圖 5.9	部分時間供氣法之耗氣率比較 .....	50
圖 5.10	空轉阻力實驗 .....	53
圖 5.11	空轉阻力 .....	54
圖 5.12	回生時間比 .....	54
圖 5.13	回生時間比與回生扭矩之關係 (1rps、0.2MPa) .....	55
圖 5.14	轉速與回生扭矩之關係 (回生時間比 50%、0.2MPa) .....	55
圖 5.15	氣動馬達工作點 (25km/h 等速行駛) .....	57
圖 5.16	氣動馬達工作點 (8.33km/h 等速行駛) .....	58

# 表目錄

表 2.1	360 度迴轉可變電阻規格 .....	23
表 3.1	部分時間供氣法之閥位整理 .....	35
表 3.2	兩種電磁閥之規格比較 .....	38
表 3.3	兩種閥配置的比較 .....	39
表 3.4	閥位確認清單 .....	40
表 5.1	氣動自行車相關基礎規格 .....	56





# 第一章 緒論

## 1.1 前言

近年來環保意識高漲，城市空氣汙染問題逐漸受到重視，機動車輛等移動性空氣汙染防制成為重要課題。全世界亦因經濟高度發展，石油消耗快速，漸有石油短缺之危機，降低對石油的依賴亦成為受到矚目的議題。


交通工具電氣化是一種兼顧城市空氣汙染問題與降低石油依賴的解決方案，並且可以達成交通工具零排放（zero emission）。目前電氣化的軌道交通工具已在世界各地普遍使用，非軌道車輛但行駛路線固定的市區公共汽車亦有超級電容於靠站時充電的解決方案[1]，並已進入實際應用階段，至於一般車輛電氣化則選擇車載蓄電池作為電力來源，需面對電池壽命、電池重量、充放電功率等問題。

西元 2000 年，法國 MDI（Motor Development International）公司於約翰尼斯堡發表以壓縮空氣作為動力來源的概念車，使得零排放車輛多了另一種發展途徑[2]。空氣動力車裝載高壓氣瓶，以氣體膨脹作功來推動車輛行駛，只排放使用過的空氣，是真正零排放的動力系統。空氣動力車可以避過電動車電池壽命與大電流充放電的技術門檻，車載複合材料氣瓶可以在數分鐘內充填完畢，並且可以具備回生煞車（regenerative braking）的能力，有潛力成為環保零排放車輛的新一代解決方案。

## 1.2 文獻探討

MDI 公司的小型車 Airpod 使用 4kW 的氣動馬達，裝載 35MPa、175 公升的氣瓶，極速 70km/h，市區續航力 220km；中型車 MiniFlowAIR 使用 18kW 的氣動馬達，裝載 30MPa、300 公升的氣瓶，極速 110km/h，市區續航力 180km，並且有汽油、空氣雙能源車型使得 MiniFlowAIR 具備更長的續航力[2]。

30MPa、300 公升的壓縮空氣，以四級絕熱（isentropic）膨脹過程可提供 11.71kWh 的機械能，若以四級多變（polytropic）膨脹過程則可提供更多的機械能[3]。



考慮入口壓力 10MPa 以上的氣動馬達不易製作，MDI Airpod 以及 Yu-Ta Shen 等人的氣動車輛均採初步減壓後再供應氣動馬達使用[2, 4]，並且再以比例閥進行節流以調整動力輸出。高壓空氣若經節流方式進行減壓將大幅降低氣體的可用功（actual useful work）[5]，賈光政等人提出以容積減壓技術對高壓空氣進行減壓，提高氣動汽車的能量利用率，增加氣動汽車的行駛距離[6]。

常見的氣動馬達有兩種型式：輪葉式（vane type）、活塞往復式（piston type）。輪葉式構造簡單（圖 1.1），藉由離心力使葉片與定子內壁保持接觸，但有較高的摩擦損失及洩漏損失。活塞往復式（圖 1.2）構造較複雜，但較輪葉式省氣，能源效率高[7]。

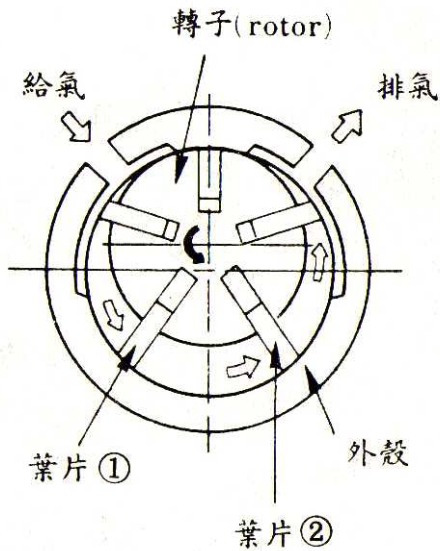


圖 1.1 輪葉式氣動馬達[7]

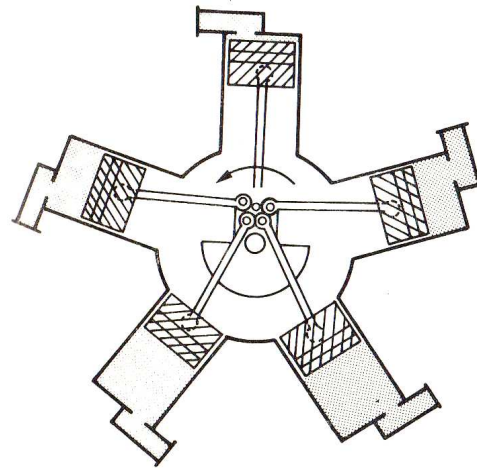


圖 1.2 活塞往復式氣動馬達[8]

K. David Huang , Sheng-Chung Tzeng , Wei-Ping Ma , Wei-Chuan Chang 以氣壓系統代替電動系統，開發一種串聯式混合動力系統，使內燃機在最佳操作點運轉以提升能源效率並減少污染物排放[9, 10]。該系統以內燃機帶動螺旋式壓縮機以產生壓縮空氣，再以壓縮空氣推動輪葉式氣動馬達（GAST 6AM）以驅動車輛。該系統並將內燃機廢氣與壓縮空氣混合，藉以回收內燃機廢熱提高能源效率。

除了氣壓系統可用在混合動力，油壓系統亦可。Bin Wu, Chan-chiao Lin, Zoran Filipi, Hwei Peng, Dennis Assanis 等人以 Simulink 模擬包括油壓系統與內燃機的並聯式混合動力系統應用於市區貨車，最佳化的結果該系統可以節省 28% ~ 47% 的燃油[11]。

S. R. Pandian, F. Takemura 等人討論輪葉式氣動馬達的特性，並與電動馬達比

較。在搭配轉速控制後可以應用在機器人與工業用途[12]。

Sumadi Jien, Shinichi Hirai 等人以以壓電材料為基礎發展一種小型快速電磁閥（圖 1.3），一鋼製小球（poppet）置於孔口，因入口端與出口端的壓力差使得小球與孔口密合[13]。當壓電材料震動時，球與孔之間出現空隙，空氣因此而能流過。該研究將多組閥合併使用，組成三口三位方向控制閥，其具備進氣、封閉、排氣三種能力，與本論文之需求相似，並且亦可應用於人工肌肉（McKibben artificial muscle）的控制[14]。

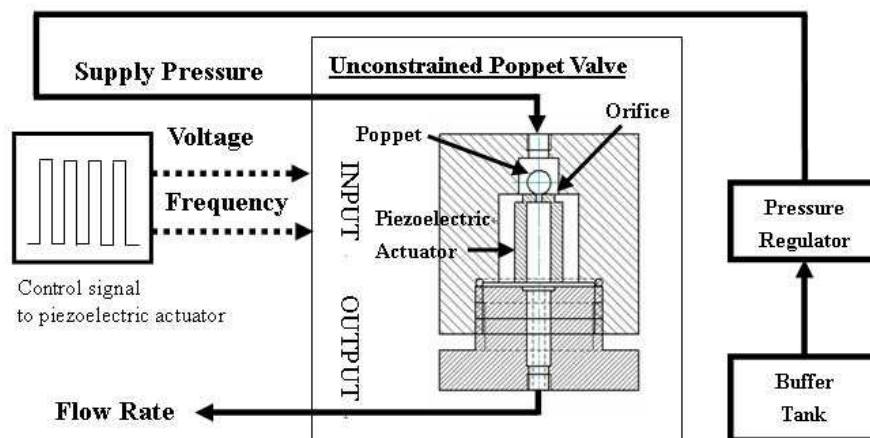
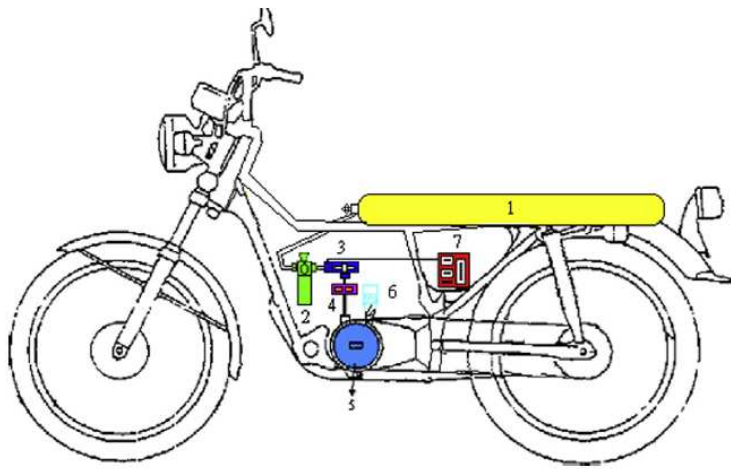


圖 1.3 壓電材料快速閥[13]

Yu-Ta Shen, Yean-Ren Hwang 等人開發一輛壓縮空氣動力機車（圖 1.4）[9]，車上裝載 10MPa、10 公升的氣瓶。高壓空氣先經過氣瓶節流閥降壓以利使用，然後推動輪葉式氣動馬達（GAST 6AM）以驅動車輛，氣動馬達前端串連了比例方向控制閥（圖 1.5）對空氣進行節流以調整動力輸出。該車輛使用 DSP (digital signal processor) 控制比例方向控制閥（Festo MPYE），使得車速誤差在 $\pm 1\text{km/h}$  以內。

以 30km/h 等速行駛時的續航力為 2km。



1. 帶閥氣瓶
2. 空氣過濾器
3. 比例方向控制閥
4. 流量計
5. 氣動馬達
6. 排氣口壓力計
7. DSP

圖 1.4 壓縮空氣動力機車[9]

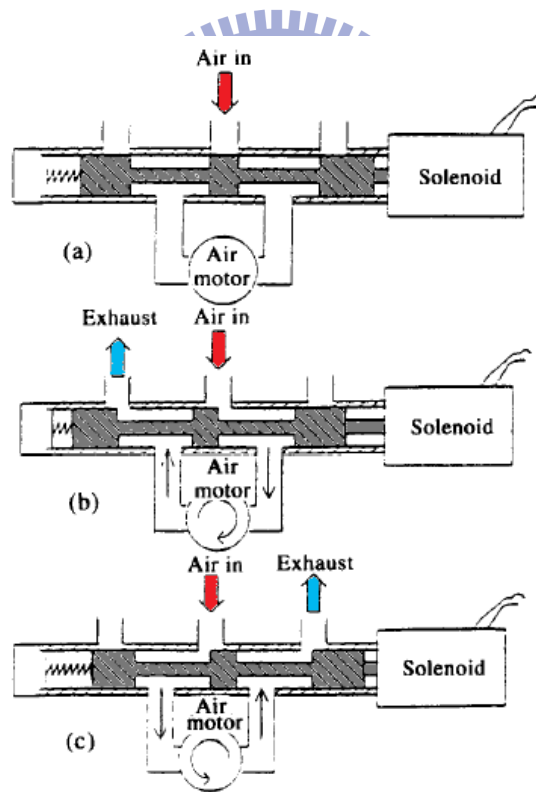


圖 1.5 比例方向控制閥[15]

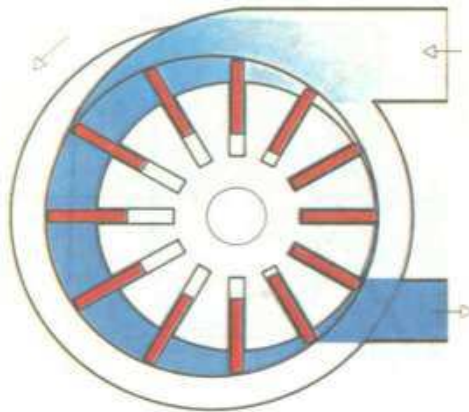


圖 1.6 滑動葉片旋轉式壓縮機[16]

滑動葉片旋轉式壓縮機（圖 1.6）的構造簡單，藉由離心力使葉片與定子內壁保持接觸。為了減少流體經由滑動葉片頂端與定子內壁之間的空隙而洩漏，滑動葉片必需壓緊於壓縮機之定子內壁。高轉速時由於離心力較大，葉片與定子內壁之間的摩擦力、摩擦損耗功率也會增大，對於壓縮機之機械效率不利；低轉速時離心力較小，流體較易於滑動葉片頂端與定子內壁之間的空隙洩漏，亦是降低效率的原因之一。黃元茂、鍾震聲提出一種單一滑動葉片的旋轉式壓縮機（圖 1.7）[17, 18]，該壓縮機透過特殊的定子內壁輪廓，使得葉片端點不需依賴離心力即可與定子內壁保持接觸，減輕葉片頂端與定子內壁之摩擦力，改善壓縮機之機械效率，並增長壓縮機與其零件之壽命。

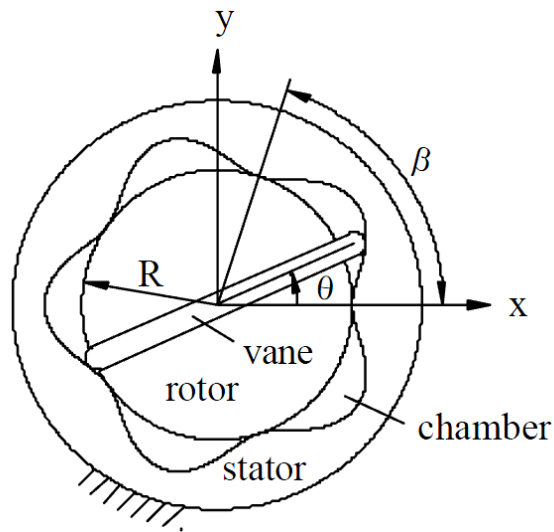


圖 1.7 單一滑動葉片的旋轉式壓縮機[17, 18]

### 1.3 研究目標

設計一個節能省氣的往復活塞式氣動馬達，因應不同氣源壓力及不同扭矩需求，利用電子電路控制電磁閥以靈活地調整供氣時間，達成提高能源效率的目標。

沿用氣動馬達的硬體，以另一套氣閥切換法則使氣動馬達變成空氣壓縮機，產生壓縮空氣儲存於儲氣筒以達成動能回生的功能。馬達的平均輸出扭矩以及動能回生的平均輸入扭矩必須能夠無段調整，有利於車輛領域的應用。

## 1.4 論文架構

### 第一章 緒論

本章先由研究的動機與預期的目的著手，蒐集國內外相關文獻研究，並進一步構思研究的主體，最後說明本論文之架構。

### 第二章 組成元件與基本原理

活塞的推力經過四連桿機構後，輸出的扭矩會隨曲軸角而變化，故在此釐清機構的特性；此外亦敘述氣體的基本性質，並說明實驗平台各元件的特性。

### 第三章 氣動馬達設計

介紹本論文的氣動馬達，並敘述體積與壓力控制理念、閥的控制順序。



### 第四章 動力回生

介紹本論文的動力回生方式，並敘述體積與壓力控制理念、閥的控制順序。

### 第五章 實驗結果與討論

整理實驗結果並呈現之，討論壓縮空氣動力於車輛之應用。

### 第六章 結論與未來展望

整理本論文的結論，並提出未來可能研究方向的建議。



## 第二章 組成元件及基本原理

### 2.1 移動邊界功

圖 2.1，氣體自狀態 1 至狀態 2 整個過程所作的功，可表示為：

$$W = \int_{V_1}^{V_2} P dV$$

氣體所鄰接的氣缸內表面，以及活塞與氣體的接觸面，稱為氣體的邊界。其中有一部分邊界（即活塞內表面）屬於移動中的邊界，所以膨脹或壓縮功也稱為移動邊界功（moving boundary work），或簡稱邊界功[19, 20]。

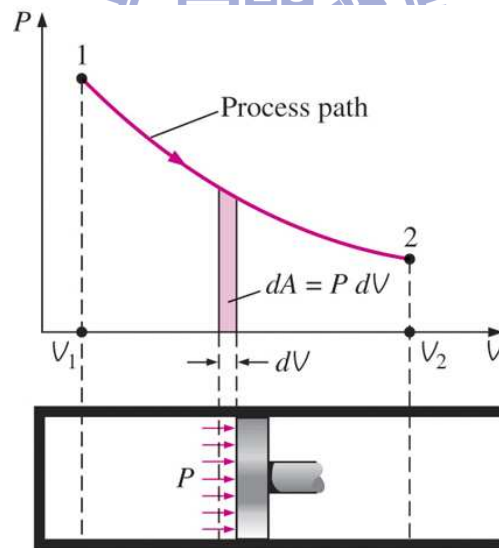


圖 2.1 在 P-V 圖中，曲線下方的面積代表移動邊界功[20]

考慮一理想氣體在氣缸內進行等溫膨脹，因  $PV=nRT$ ，而有  $P_1V_1 = P_2V_2$

$= nRT = \text{常數}$ ，氣體在過程中所作的功

$$\begin{aligned}
 W &= \int_{V_1}^{V_2} PdV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{nRT}{V} dV = nRT \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{V} dV = nRT[\ln V_2 - \ln V_1] \\
 &= nRT[\ln \frac{V_2}{V_1}] = nRT[\ln \frac{P_1}{P_2}] = P_1 V_1 [\ln \frac{P_1}{P_2}] = P_2 V_2 [\ln \frac{P_1}{P_2}]
 \end{aligned}$$

但氣體在氣動馬達中快速膨脹，這過程並非等溫膨脹，一般以多變過程（ $PV^\gamma =$ 常數， $\gamma = 1.0 \sim 1.4$ ）來模擬， $P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma = nRT_1 = C =$ 常數，

氣體在過程中所作的功

$$\begin{aligned}
 W &= \int_{V_1}^{V_2} PdV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{C}{V^\gamma} dV = C \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{V^\gamma} dV = \frac{C}{1-\gamma} \left[ \frac{1}{V_2^{\gamma-1}} - \frac{1}{V_1^{\gamma-1}} \right] \\
 &= \frac{P_1 V_1^\gamma}{1-\gamma} \left[ \frac{1}{V_2^{\gamma-1}} - \frac{1}{V_1^{\gamma-1}} \right] = \frac{P_1 V_1^\gamma}{\gamma-1} \left[ \left( \frac{1}{V_1^{\gamma-1}} \right) \left[ 1 - \frac{1}{\left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right] \right] \\
 &= \frac{P_1 V_1}{\gamma-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right]
 \end{aligned}$$

若周遭環境的氣壓為  $P_2$ ，則活塞背面亦受到  $P_2$  的壓力，上述過程中周遭環境的氣壓對活塞背面所作的功稱為環境功（surroundings work）：

$$W_{\text{surr}} = \int_{V_1}^{V_2} P_2 dV = P_2 (V_2 - V_1) = P_2 V_1 \left[ \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right]$$

因此過程中的實際可用功（actual useful work）：

$$W_u = W - W_{\text{surr}} = \frac{P_1 V_1}{\gamma-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right] - P_2 V_1 \left[ \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right]$$

氣體膨脹作功比較：等溫過程（充分吸熱） $>$ 多變過程（部分吸熱） $>$ 絕熱過程（不吸熱），因此氣動馬達之氣缸熱傳良好與否也是需注意的課題。

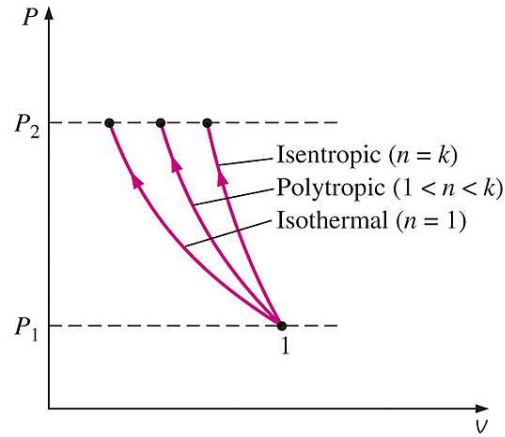


圖 2.2 等溫壓縮 (isothermal compression)、多變壓縮 (polytropic compression)、絕熱壓縮 (isentropic compression) 比較[20]

至於壓縮氣體所需的功亦與過程有關，等溫壓縮所需的功最少，多變壓縮所需的功居中，絕熱壓縮所需的功最多(如圖 2.2)。

考慮一理想氣體在氣缸內以多變過程由  $(P_1, V_1)$  壓縮至  $(P_2, V_2)$ ，

$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma = nRT_1 = C = \text{常數}$ ，過程中所需作的功

$$\begin{aligned}
 W &= \int_{V_1}^{V_2} P dV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{C}{V^\gamma} dV = C \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{V^\gamma} dV = \frac{C}{1-\gamma} \left[ \frac{1}{V_2^{\gamma-1}} - \frac{1}{V_1^{\gamma-1}} \right] \\
 &= \frac{P_1 V_1^\gamma}{1-\gamma} \left[ \frac{1}{V_2^{\gamma-1}} - \frac{1}{V_1^{\gamma-1}} \right] = \frac{P_1 V_1^\gamma}{\gamma-1} \left( \frac{1}{V_1^{\gamma-1}} \right) \left[ 1 - \frac{1}{\left( \frac{P_1}{P_2} \right)^\gamma} \right] \\
 &= \frac{P_1 V_1}{\gamma-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right]
 \end{aligned}$$

若周遭環境的氣壓為  $P_1$ ，上述過程中周遭環境的氣壓  $P_1$  所作的環境功：

$$W_{\text{surr}} = \int_{V_1}^{V_2} P_1 dV = P_1 (V_1 - V_2) = P_1 V_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right]$$

因此實際上外力在過程中所需作的功：

$$W = \frac{P_1 V_1}{\gamma - 1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \right] - P_1 V_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right]$$

若欲以動能產生壓縮空氣來達成動能回生的功效，便需注意氣體壓縮時氣缸之散熱是否良好。另有一種增進壓縮效率的設計是具備中間冷却的多級壓縮 (multistage compression with intercooling)，常用於壓縮比較高的場合。氣體分成多次壓縮，在各次壓縮之間讓氣體通過熱交換器冷卻。理想的冷卻過程是壓力恆定的，且每次冷卻都能回到壓縮前的溫度，如圖 2.3。

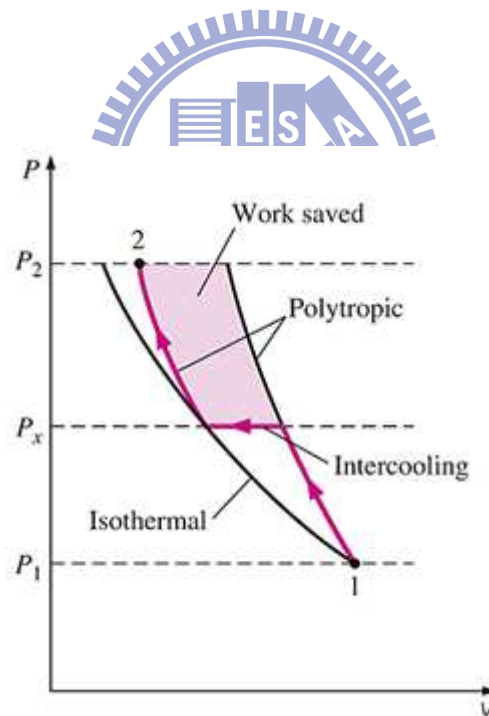


圖 2.3 以具備中間冷却的多級壓縮 (multistage compression with intercooling) 將壓力由 P1 提高至 P2，相較於單級壓縮省下了套色面積的功[20]

## 2.2 機構分析

氣缸的活塞是直線運動，而氣動馬達最終以旋轉運動輸出；本論文的氣動馬達採用滑塊一曲柄（slider-crank）四連桿機構將活塞的直線運動轉換為旋轉運動（圖 2.4）。因為氣動馬達的輸出性質（扭矩、活塞速率...等）與曲柄當時的相位角有關，因此在這個小節分析活塞位置  $x$  與曲柄相位角  $\theta$  之間的關係，以及活塞速度  $v$ 、活塞加速度  $a$ 、輸出扭矩  $M$  等對於曲柄相位角  $\theta$  的關係，並且討論耦桿（coupler）長度對於上述性質的影響。

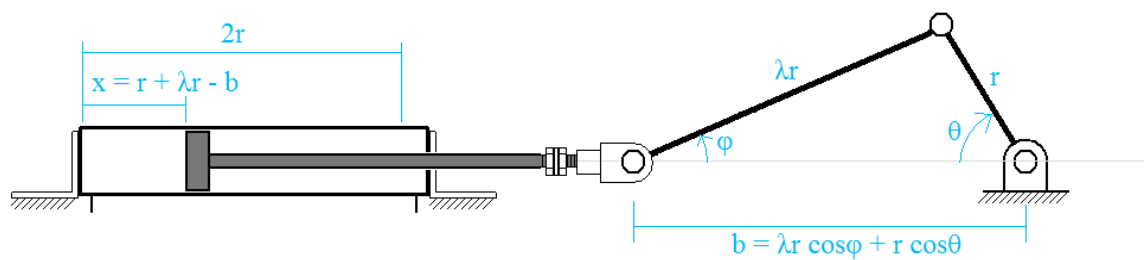


圖 2.4 氣動馬達的四連桿機構

### 2.2.1 位置分析

令曲柄（crank）長度為  $r$ ，則活塞行程為  $2r$ （圖 2.4）。再令耦桿（coupler）長度為  $\lambda r$ ，則可看出  $b = \lambda r \cos\phi + r \cos\theta$ ，活塞位置  $x$  可表示為

$$\begin{aligned} x &= r + \lambda r - b \\ &= r + \lambda r - \lambda r \cos\phi - r \cos\theta \end{aligned}$$

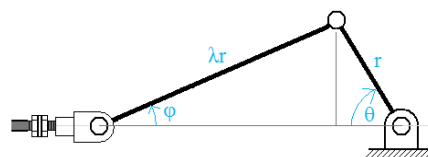


圖 2.5  $\lambda r \sin\phi = r \sin\theta$

現在有  $\varphi$ 、 $\theta$  兩種角度參數，這裡選擇將  $\cos\varphi$  換掉。觀察圖 2.5 可以發現

$$\lambda r \sin\varphi = r \sin\theta, \text{ 即 } \lambda \sin\varphi = \sin\theta, \text{ 所以 } \cos\varphi = \sqrt{1 - \sin^2\varphi} = \sqrt{1 - \left(\frac{\sin\theta}{\lambda}\right)^2},$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow x &= r + \lambda r - b \\ &= r + \lambda r - \lambda r \cos\varphi - r \cos\theta \\ &= r + \lambda r - \lambda r \sqrt{1 - \left(\frac{\sin\theta}{\lambda}\right)^2} - r \cos\theta \\ &= r \left[ 1 + \lambda - \cos\theta - \lambda \sqrt{1 - \left(\frac{\sin\theta}{\lambda}\right)^2} \right] \end{aligned}$$

此即活塞位移  $x$  對曲柄相位角  $\theta$  的關係。

分別令  $\lambda = 2, 4, 8, 100$ ，繪出  $\frac{x}{r}$  對  $\theta$  關係圖如下：

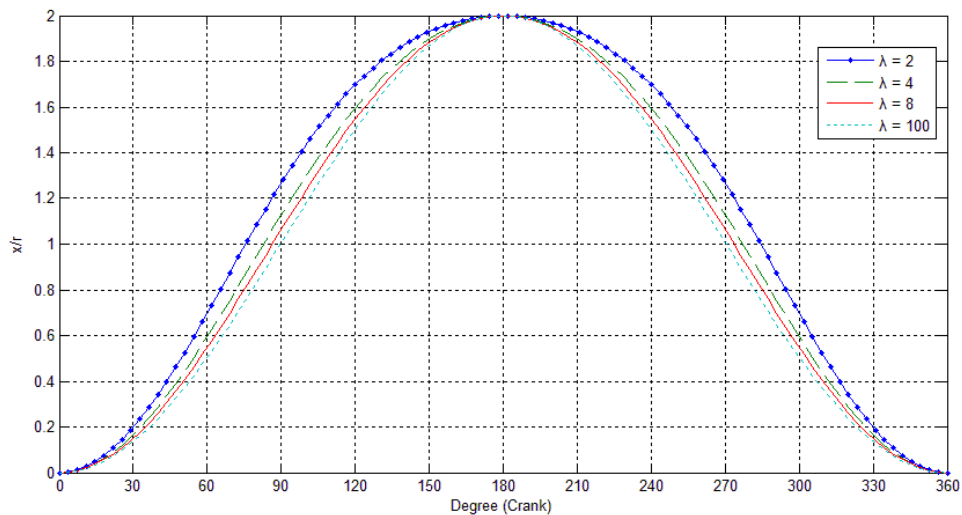


圖 2.6  $\frac{x}{r}$  對  $\theta$  關係

因此耦桿 (coupler) 愈長則  $\lambda$  愈大，使  $x/r$  趨近於  $1 - \cos\theta$ 。

### 2.2.2 速度分析

活塞速度  $v = \frac{dx}{dt} = \frac{d\theta}{dt} \frac{dx}{d\theta} = \omega \frac{dx}{d\theta}$ ，微分：

$$\frac{dx}{d\theta} = r \left[ \sin \theta + \frac{\sin \theta \cos \theta}{\lambda \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^2}} \right]$$

$$\text{因此 } v = r\omega \left[ \sin \theta + \frac{\sin \theta \cos \theta}{\lambda \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^2}} \right]$$

分別令  $\lambda = 2, 4, 8, 100$ ，繪出  $\frac{v}{r\omega}$  對  $\theta$  關係圖如下：

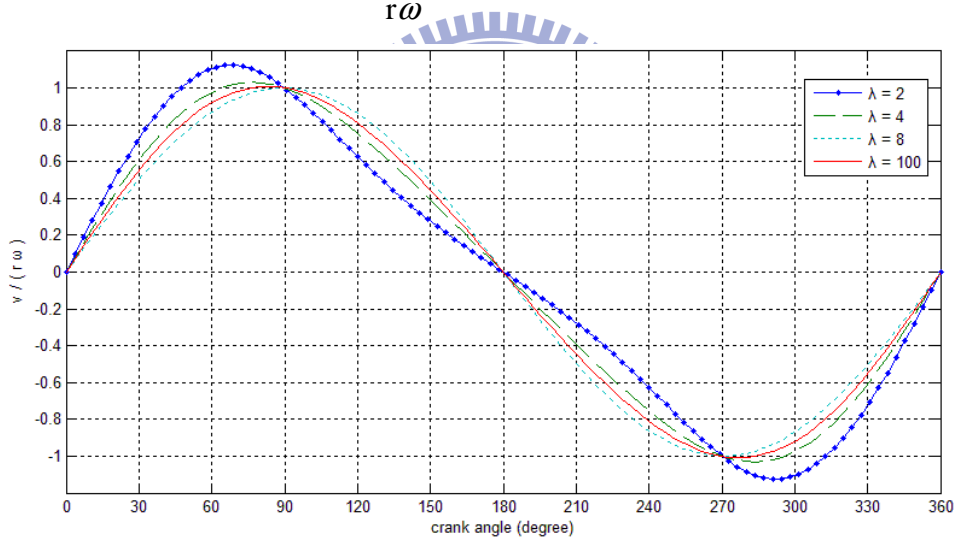


圖 2.7  $\frac{v}{r\omega}$  對  $\theta$  關係

coupler 越長 ( $\lambda$  越大)，則  $v$  越趨近於  $r\omega \sin \theta$ ，且 coupler 越短 ( $\lambda$  越小)，活塞速率的極值越大。

### 2.2.3 加速度分析

活塞加速度  $a = \frac{d}{dt} v = \frac{d}{dt} \left( \omega \frac{dx}{d\theta} \right) = \alpha \frac{dx}{d\theta} + \omega \frac{d\theta}{dt} \frac{d^2x}{d\theta^2} = \alpha \frac{dx}{d\theta} + \omega^2 \frac{d^2x}{d\theta^2}$ ，微分：

$$\frac{d^2x}{d\theta^2} = r \left[ \cos \theta + \frac{1}{\lambda \sqrt{1 - \left( \frac{\sin \theta}{\lambda} \right)^2}} \left( \cos^2 \theta - \sin^2 \theta + \frac{\cos^2 \theta \sin^2 \theta}{\lambda^2 \left( 1 - \left( \frac{\sin \theta}{\lambda} \right)^2 \right)} \right) \right]$$

設主軸角加速度  $\alpha = 0$ ，分別令  $\lambda = 2, 4, 8, 100$ ，繪出  $\frac{a}{\omega^2}$  對  $\theta$  關係圖如下：

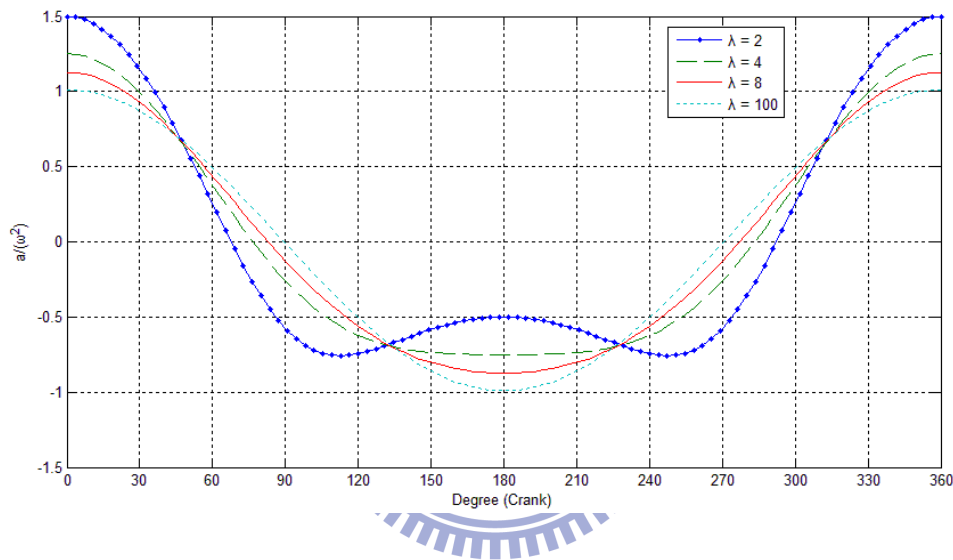


圖 2.8  $\frac{a}{\omega^2}$  對  $\theta$  關係

### 2.2.4 近似式

二項式展開： $(1+a)^{\frac{1}{2}} = \sum_{n=0}^{\infty} C_n^{\frac{1}{2}} a^n$ ，以二項式展開  $\sqrt{1 - \left( \frac{\sin \theta}{\lambda} \right)^2}$  可知

$$\sqrt{1 - \left( \frac{\sin \theta}{\lambda} \right)^2} = (1) \left( - \left( \frac{\sin \theta}{\lambda} \right)^2 \right)^0 + \frac{1}{2} \left( - \left( \frac{\sin \theta}{\lambda} \right)^2 \right)^1 + \frac{-1}{8} \left( - \left( \frac{\sin \theta}{\lambda} \right)^2 \right)^2$$



$$\begin{aligned}
& + \frac{1}{16} \left( -\left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^2 \right)^3 + \frac{-5}{128} \left( -\left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^2 \right)^4 + \dots \\
& = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^4 - \frac{1}{16} \left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^6 - \frac{5}{128} \left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^8 - \dots
\end{aligned}$$

當  $\lambda = 4$  時 (coupler 長度 =  $4r$ )，四次方項以下約在萬分之五以下，忽略不計，則

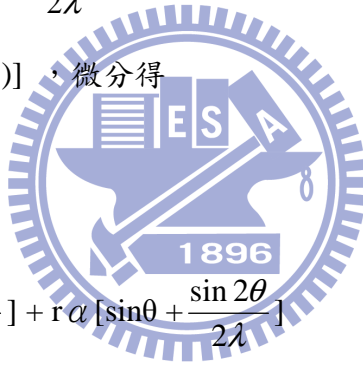
定義  $\sqrt{1 - \left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^2}$  的近似式為  $1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^2 = 1 - \frac{\sin^2 \theta}{2\lambda^2}$ ， $x$  的近似式

$$\begin{aligned}
x &= r \left[ 1 + \lambda - \cos \theta - \lambda \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^2} \right] \\
&= r \left[ 1 + \lambda - \cos \theta - \lambda \left( 1 - \frac{\sin^2 \theta}{2\lambda^2} \right) \right]
\end{aligned}$$

$$= r \left[ 1 - \cos \theta + \frac{\sin^2 \theta}{2\lambda} \right] \quad \text{，微分得}$$

$$v = r \omega \left[ \sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right]$$

$$a = r \omega^2 \left[ \cos \theta + \frac{\cos 2\theta}{\lambda} \right] + r \alpha \left[ \sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right]$$



### 2.2.5 扭矩對角度的關係

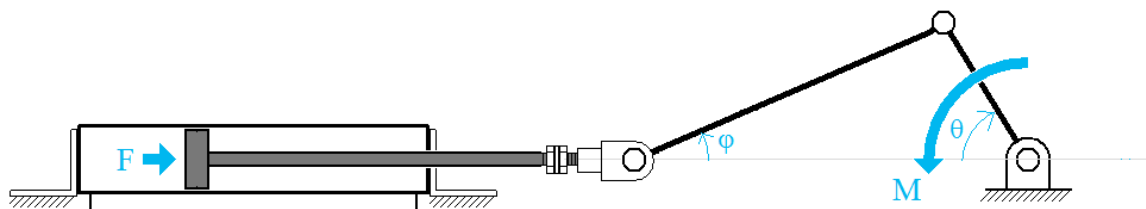
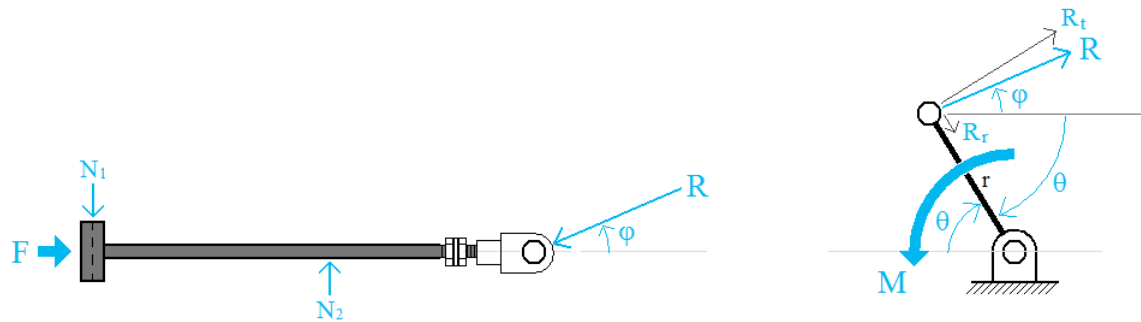


圖 2.9 四連桿機構

來自活塞的推力經過四連桿機構轉換後就更複雜（圖 2.9），本段將分析輸出  
 扭矩隨曲軸角度的變化情形。



(a) 活塞的 free body diagram

(b) 曲軸的 free body diagram

圖 2.10 Free body diagram

由圖 2.10：

$$(a) R \cos \varphi = F \Rightarrow R = \frac{F}{\cos \varphi}$$

$$(b) M = (R_t) (r), \text{ 且 } R_t = R \cos(90^\circ - \varphi - \theta) = R \sin(\varphi + \theta)$$

$$\Rightarrow M = R \sin(\varphi + \theta)r$$

$$= F \frac{\sin(\varphi + \theta)}{\cos \varphi} r$$

$$= F \frac{\sin \varphi \cos \theta + \cos \varphi \sin \theta}{\cos \varphi} r$$

$$= F(\tan \varphi \cos \theta + \sin \theta)r \quad \left( \text{註：} \tan \varphi = \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} = \frac{\frac{1}{\lambda} \sin \theta}{\sqrt{1 - \left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^2}} \right)$$

$$= F \left( \frac{\sin \theta \cos \theta}{\lambda \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^2}} + \sin \theta \right) r$$

$$= Fr \sin \theta \left( 1 + \frac{\cos \theta}{\lambda \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^2}} \right) \frac{M}{Fr} = \sin \theta \left( 1 + \frac{\cos \theta}{\lambda \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^2}} \right)$$

此即輸出扭矩 M 對曲柄相位角  $\theta$  的關係。

分別令  $\lambda = 2, 4, 8, 100$ ，繪出  $\frac{M}{Fr}$  對  $\theta$  關係圖如下：

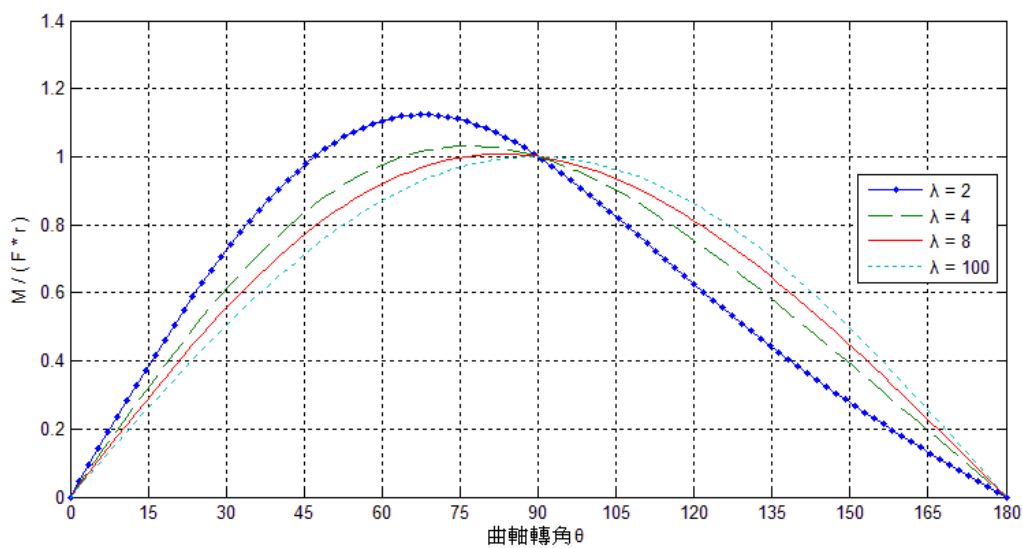


圖 2.11  $\frac{M}{Fr}$  對  $\theta$  關係

若 coupler 越短 ( $\lambda$  越小)，則扭矩輸出越不平均，coupler 越長 ( $\lambda$  越大)，則輸出扭矩越趨近於  $Fr \sin\theta$ ，但桿件重量亦會增加；本研究設定  $\lambda = 4$  使得扭矩輸出平均且兼顧機構之重量。

## 2.3 氣壓缸

本研究使用標準化的氣壓缸作為氣體運作的腔室，內直徑 40mm，活塞桿直徑 16mm，行程 100mm，型號為 Festo DNC-40-100-PPV，如圖 2.12

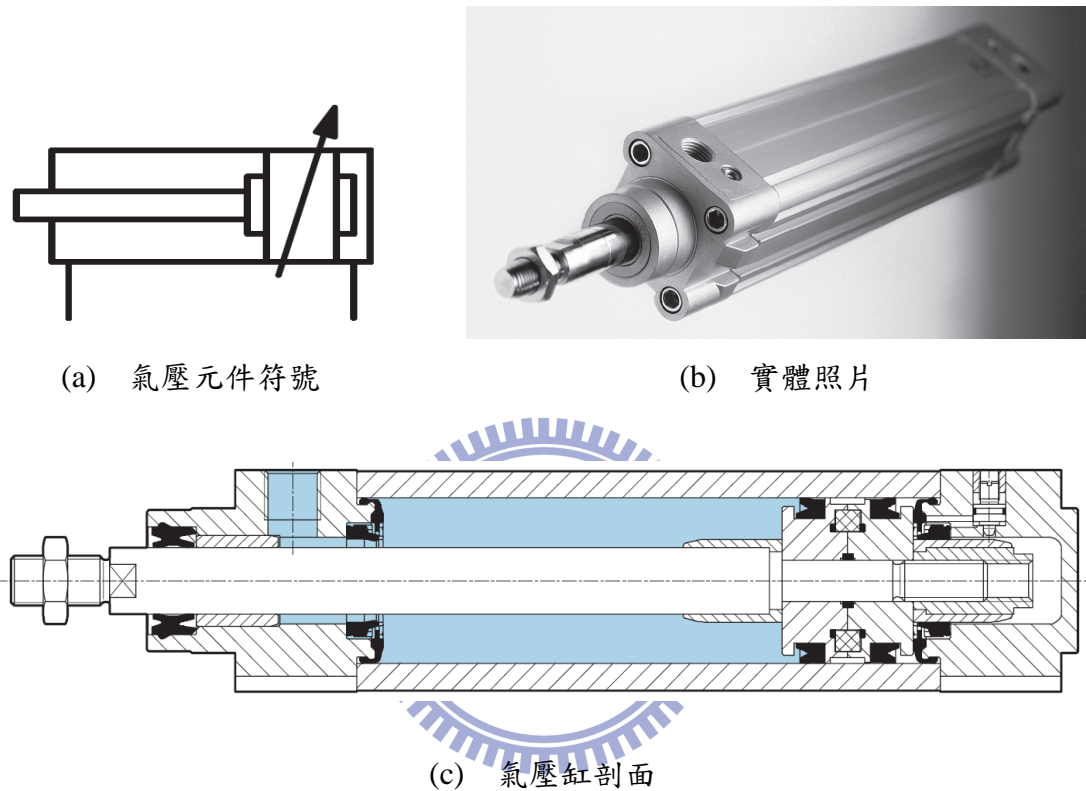


圖 2.12 本研究採用的 Festo DNC-40-100-PPV 氣壓缸[21]

當輸入氣壓 0.5MPa，活塞背面壓力 0.1MPa，則活塞兩邊的壓力差為 0.4MPa，伸出 (advancing) 的推力理論值為 502.7N：

$$\begin{aligned}\text{推力 } F &= \text{壓力差 } \Delta P \times \text{活塞面積 } A \\ &= 0.4 \times 10^6 \times 0.02^2 \pi \\ &= 502.7(\text{N})\end{aligned}$$

此氣壓缸是雙動的，伸縮皆可出力，縮回 (retracting) 因為活塞桿佔用空間，使得活塞有效受力面積較小，面積減少比例：

$$\frac{\text{活塞桿截面積}}{\text{活塞截面積}} = \frac{8^2 \pi}{20^2 \pi} = \frac{64}{400} = 16\%$$

因此縮回 (retracting) 理論推力為  $502.7 \times (100\% - 16\%) = 422.2(\text{N})$

氣壓缸本體使用鋁合金材質而非鋼鐵材料，可減輕氣動馬達重量。

此氣壓缸兩端皆附有可調整的氣體緩衝功能，可避免活塞撞擊內部造成損傷，但活塞運動範圍在本研究中已受到連桿機構拘束，因此氣體緩衝是不需要的，反而緩衝機構會增加餘隙容積。在本研究中，所有氣體緩衝的節流閥已調至全開。

## 2.4 閥

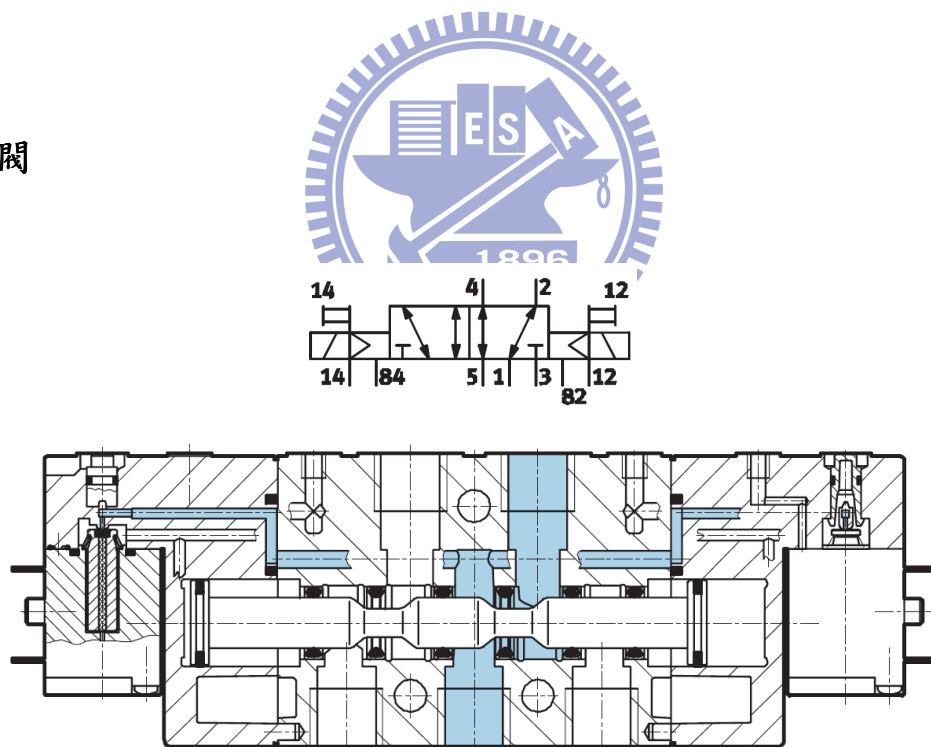


圖 2.13 本研究採用的 CPE18-M1H-5JS-1/4 電磁閥[21]

本研究的氣動馬達以電磁閥控制空氣進出，使用的閥為 Festo CPE18-M1H-5JS-1/4，屬於五口二位閥（圖 2.13），以直流 24V 的電磁線圈觸動嚮導氣源來推

動，切換時間 13 ms，依切換原理歸類為滑柱閥(piston slide valve)。滑柱閥的結構示意圖如圖 2.14 (a)，其切換速率會受滑柱質量的限制；另一種常用的閥結構是提動閥(poppet valve)，通常閥瓣輕且移動快，如圖 2.14 (b)，但氣體壓力直接施力於閥瓣使得動作較費力，因此使用壓力受限，且通常用在開口面積較小的小型閥[7]。

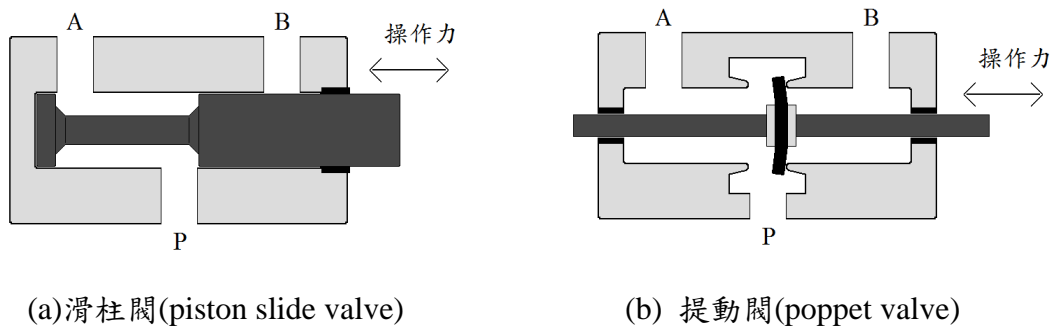


圖 2.14 閥的動作原理示意圖

## 2.5 管線

氣動馬達之管線統一使用外徑 10mm、內徑 7mm 的 PU 軟管 (Festo PUN-10x1,5)。

## 2.6 角度感測器

本研究將 360 度迴轉可變電阻 (圖 2.15、表 2.1) 連接氣動馬達主軸作為角度感測器，可變電阻兩端給予 5V 的電位差，如此可由電壓  $V_a$  換算主軸目前轉角。

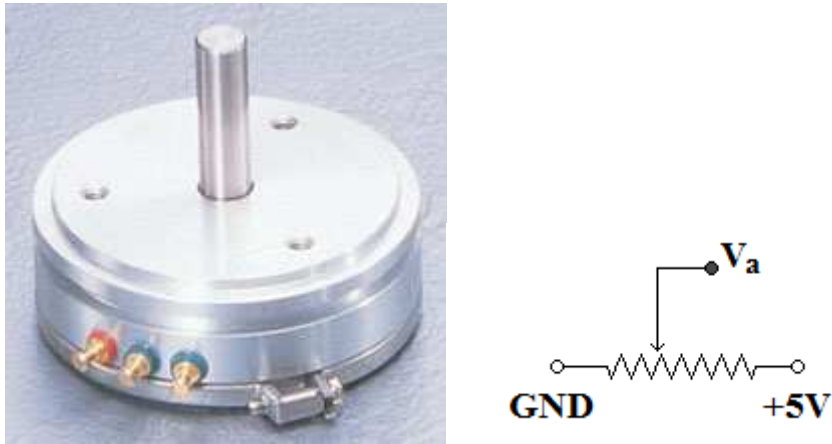


圖 2.15 360 度迴轉可變電阻

表 2.1 360 度迴轉可變電阻規格

廠牌	Copal electronics
型號	J50S 10k
迴轉扭矩	小於 0.69mN·m
有效電氣轉角	$355^{\circ} \pm 1.5^{\circ}$
有效機械轉角	$360^{\circ}$ (endless)
線性度	$\pm 0.15\%$
公稱電阻值	10k $\Omega$

$V_a$  反映主軸當前的轉角，於本研究中是氣動馬達的重要資訊，經過電壓隨耦器 (buffer，以 TL084 組成) 處理以避免負載效應，然後供其它電路使用。

## 2.7 比較器電路

運算放大器 (operational amplifier, op-amp) 若除去回授，其開回路增益非常

大，只要 op-amp 的兩個輸入端有微小電壓差存在，就會使 op-amp 的輸出飽和。若輸入端電壓差為正，則輸出電壓為正飽和；若輸入端電壓差為負，則輸出電壓為負飽和。利用這個特性可以製作比較器，如圖 2.16。

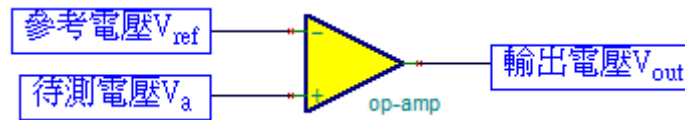


圖 2.16 無回授的運算放大器

當  $V_a > V_{ref}$ ， $V_{out}$  = 正飽和電壓；當  $V_a < V_{ref}$ ， $V_{out}$  = 負飽和電壓。

利用這個性質，可組成比較器電路，使得  $V_a$  在特定範圍時， $V_{out}$  輸出正飽和電壓，以正飽和電壓觸動電晶體讓電磁閥的線圈在指定的曲柄角度作動，如圖 2.17。

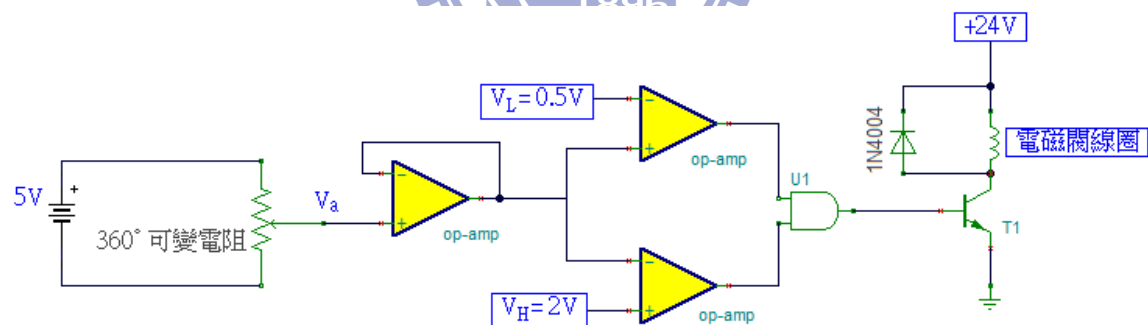


圖 2.17 可控制一個線圈的比較器電路（當  $V_L < V_a < V_H$ ，電磁閥線圈導通）

因為  $V_a$  直接對應於主軸角度，調整  $V_H$  與  $V_L$  便可改變電磁閥線圈導通的時機。 $V_H$  與  $V_L$  的產生方式有很多，例如由可變電阻分壓產生，或由資料擷取卡供應，使得電磁閥切換時機受電腦控制，電腦可依據氣源壓力以及當時所需扭矩來



決定電磁閥切換時機。

電磁閥之線圈斷電瞬間會產生 40 伏特左右的反向電壓，因此在線圈旁並聯二極體 1N4004 以避免傷害其他零件（圖 2.17-19）。

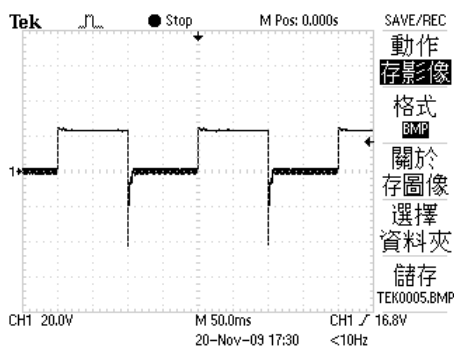


圖 2.18 未併連二極體時，  
電磁閥線圈兩端的電壓

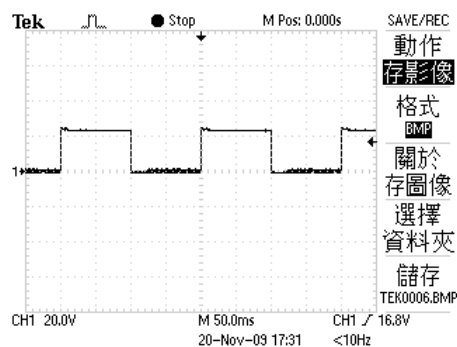


圖 2.19 併連二極體後，  
電磁閥線圈兩端的電壓



## 2.8 調壓閥

空壓機儲氣筒的壓力會隨氣體耗用而逐漸下降，本論文實驗期間希望使用固定壓力的氣源以減少實驗中的不確定性。為了獲得壓力穩定的空氣來源，使用一具 Festo LRP-1/4-10 精密調壓閥，雖然氣源（一次側）壓力會變動，但調壓閥能使輸出端（二次側）的壓力維持在使用者指定值。不過調壓閥的一次側壓力必須超過使用者指定值，否則將無法正常運作（例如使用者希望二次側輸出 0.3MPa，則一次側壓力宜在 0.35MPa 以上）。

## 2.9 直流馬達與電子負載

本研究以電子負載（GW PEL-300）與直流馬達組成一組煞車裝置，以便研究氣動馬達在不同轉速、扭矩下的性能表現，如圖 2.20。

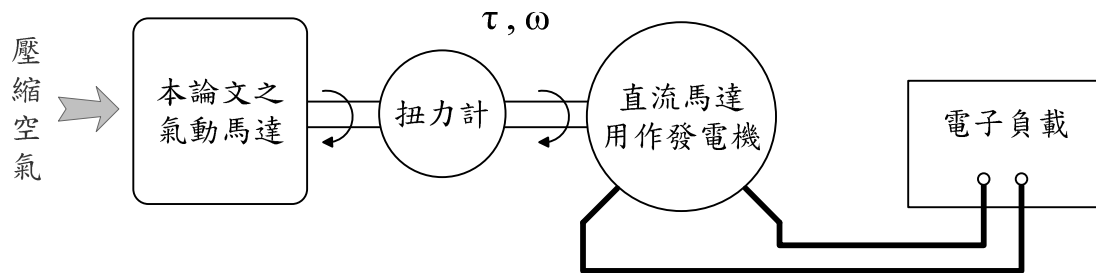


圖 2.20 煞車裝置（以直流馬達與電子負載所構成）

在回生實驗中，則以直流馬達帶動氣動馬達運轉，如圖 2.21。

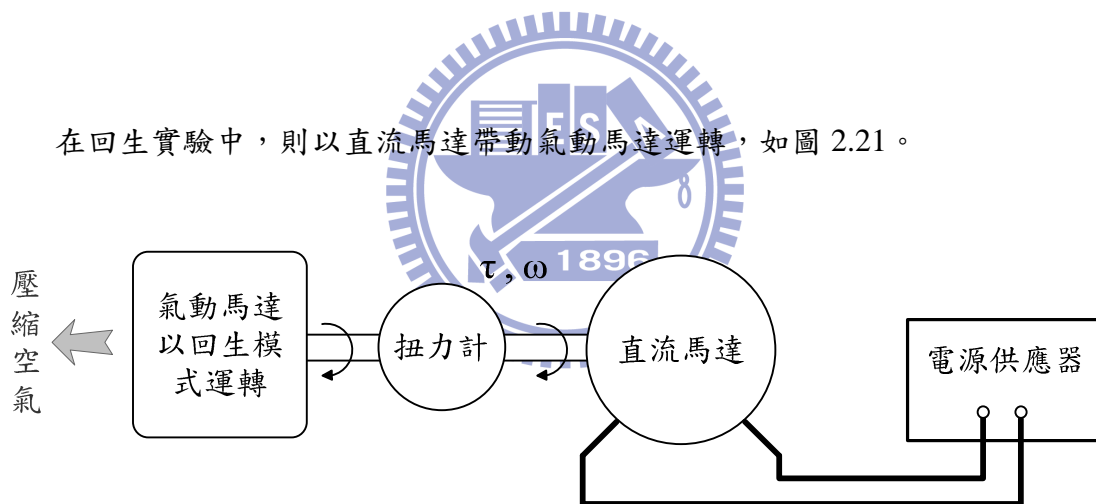


圖 2.21 以直流馬達提供軸功

## 第三章 氣動馬達設計

### 3.1 氣缸與機構

單缸氣動馬達只有一個氣缸出力，運轉時輸出的扭矩並不平均，並且氣動馬達啟動時可能因機構的死點（dead center）而難以啟動，除非另外搭配一個起動馬達，否則一般氣動馬達的處理方式是安排多個氣缸環狀排列，例如圖 3.1 是三個氣缸組成的氣動馬達。

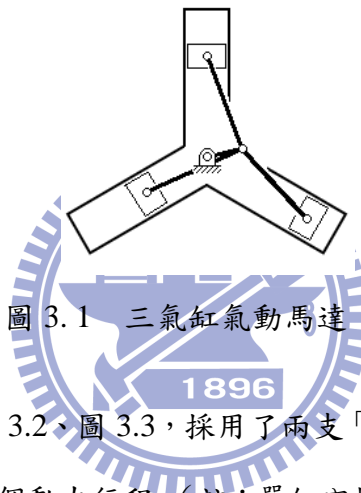


圖 3.1 三氣缸氣動馬達

本研究採用的設計如圖 3.2、圖 3.3，採用了兩支「雙動氣壓缸」，所以相當於有四個氣缸，使得每轉有四個動力行程。（註：單缸內燃機引擎每兩轉有一個動力行程）

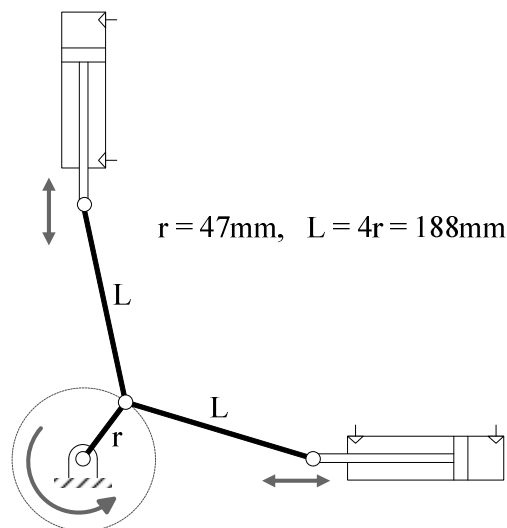


圖 3.2 本研究採用的設計

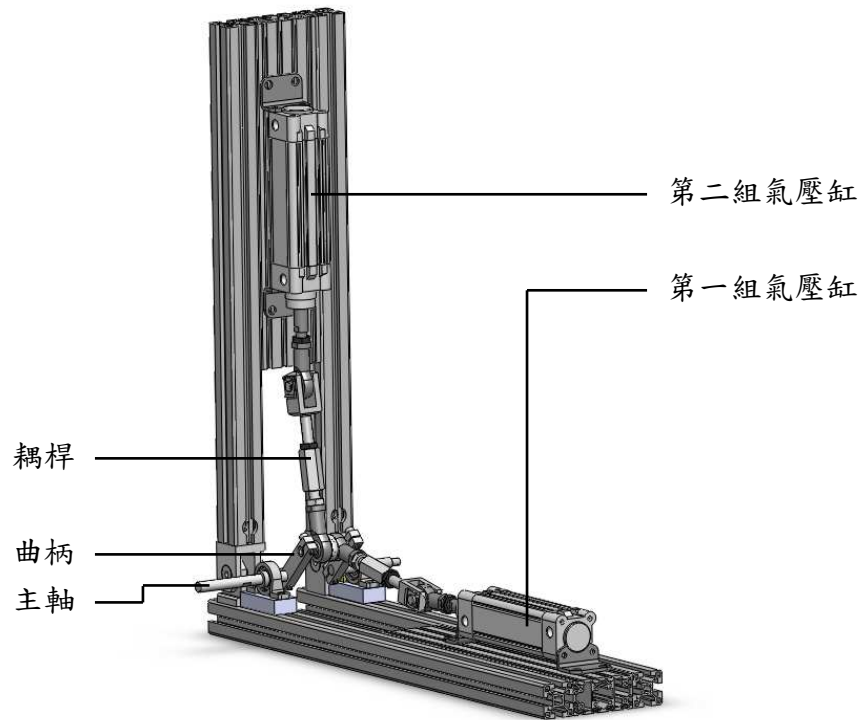


圖 3.3 實體模型

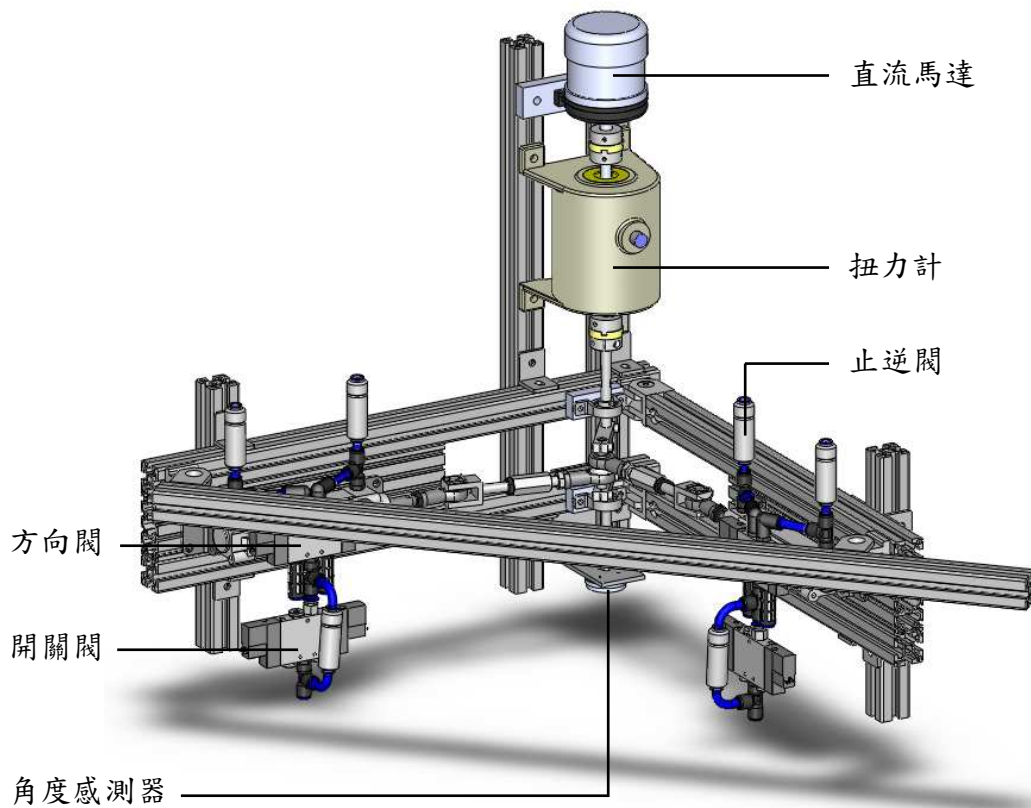


圖 3.4 整體實驗平台之實體模型

### 3.2 氣缸內氣體體積與壓力控制

令活塞背壓 = 大氣壓力  $P_{atm} = 0.1\text{MPa} = 1\text{bar} \sim 0.98\text{kgf/cm}^2$

氣源壓力  $P = 0.6\text{MPa}$  (絕對壓力, 縮寫 abs.)

本論文所註明的壓力皆為絕對壓力

如果不經任何控制, 直接將氣源接在氣動馬達, 理想的氣缸內體積壓力關係如圖 3.5。將氣灌進氣缸, 活塞推到底 (下死點) 就把氣排掉, 結束這一次的動力行程。

1→2→3→4→1 所圍面積即本次動力行程所作的功。

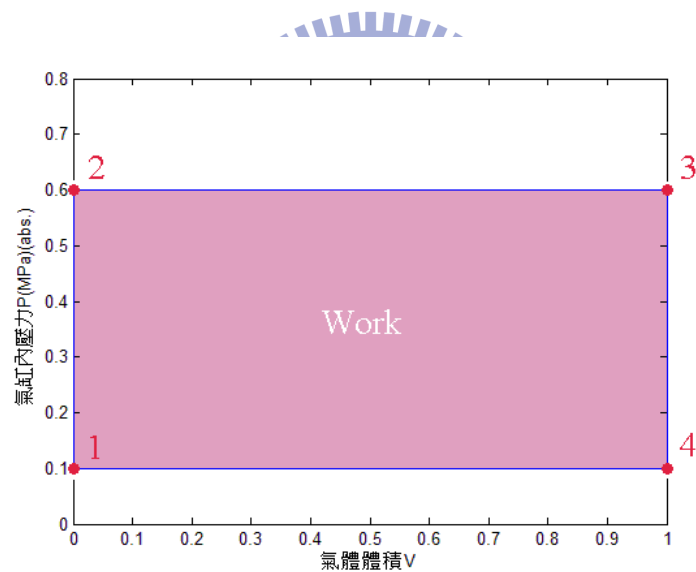


圖 3.5 氣缸內壓力 P 與體積 V 之關係 (以下簡稱 P-V 關係)

1→2→3: 注入高壓空氣

3→4: 殘壓氣體排出

4→1: 排氣以便活塞歸位

每次活塞運行至下死點, 氣缸內的壓力尚高, 但氣缸內的壓縮空氣卻無法再利用, 只能排掉。

為了調節氣動馬達的輸出動力，使得轉速、扭矩符合使用者需求，常用的作法是在氣源與氣動馬達之間串連一個節流閥（圖 3.6）

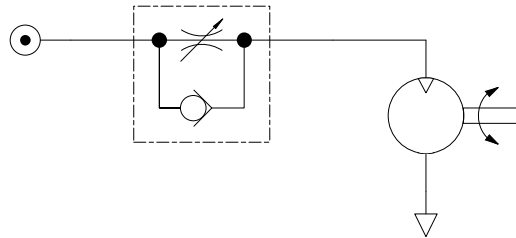


圖 3.6 以節流閥調節氣動馬達之動力輸出

空氣在節流閥內發生壓降使得氣缸內的壓力較小（圖 3.7），因此調整節流閥的開度能夠調節氣動馬達的輸出動力。節流閥的壓降幅度與流量有關，實際上氣缸內的壓力在過程中隨流量而有大小變化，並非如圖 3.7 維持固定。除了節流閥，另有一種調節輸出動力的方式是使用調壓閥，同樣是串連在氣源與氣動馬達之間。

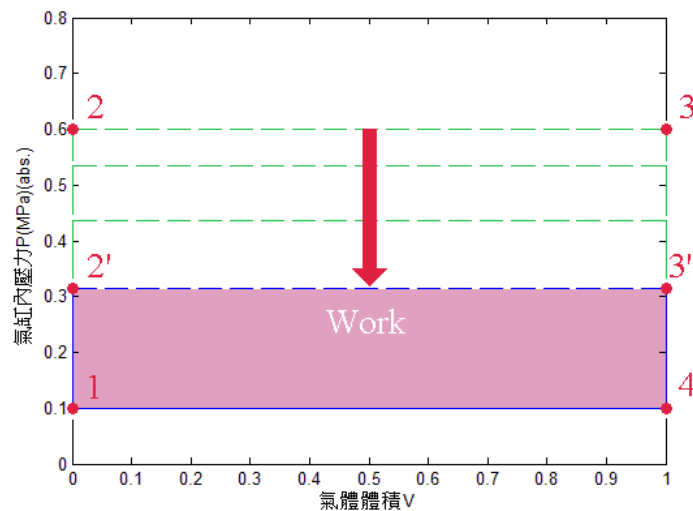


圖 3.7 氣缸內壓力因節流閥降低

1→2→3'：供應壓縮空氣（經節流減壓）

3'→4'：殘壓氣體排出

4→1：排氣以便活塞歸位

為了充分利用壓縮空氣的可用功，並且避免節流閥的節流損失，本研究之氣動馬達以「部分時間供氣法」調節氣動馬達的輸出動力

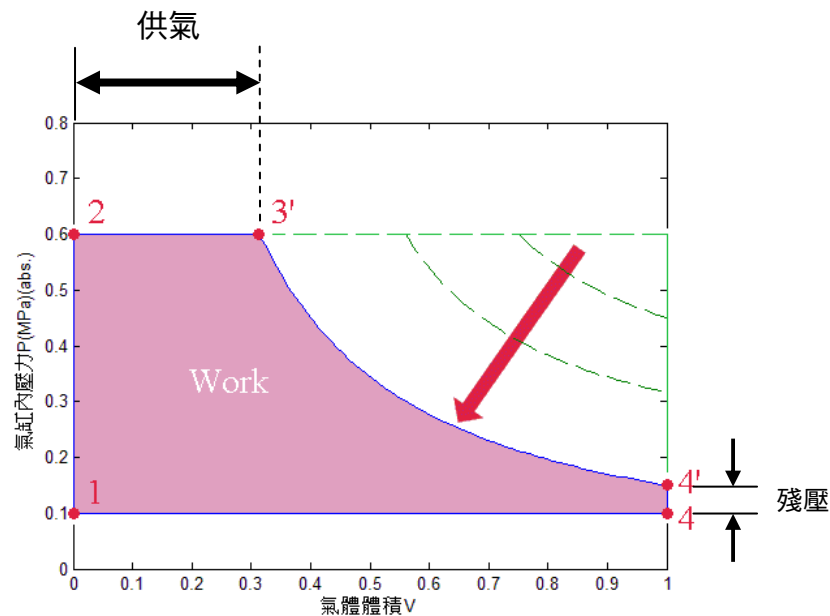


圖 3.8 部分時間供氣法氣缸內 P-V 關係

圖 3.8 為「部分時間供氣法」。僅於部分時間供氣，其餘時間不供氣；調整供氣時間之長短即能調節動力輸出。

1→2→3'：供應壓縮空氣

3'→4'：氣口封閉，餘留氣體繼續膨脹

4'→4：殘壓氣體排出

4→1：排氣以便活塞歸位

此方法可用以調節動力輸出，並且避免節流閥的節流損失。由於氣口關閉後餘留氣體繼續膨脹，使得活塞運行至下死點時，氣缸內的殘壓已低，因此這個方法也比較能夠充分利用壓縮空氣的可用功。

如果供氣時間更短，使得活塞運行至下死點時，氣缸內的壓力已降至外界大氣壓力（圖 3.9），這個情況下最能充分利用壓縮空氣的能量。

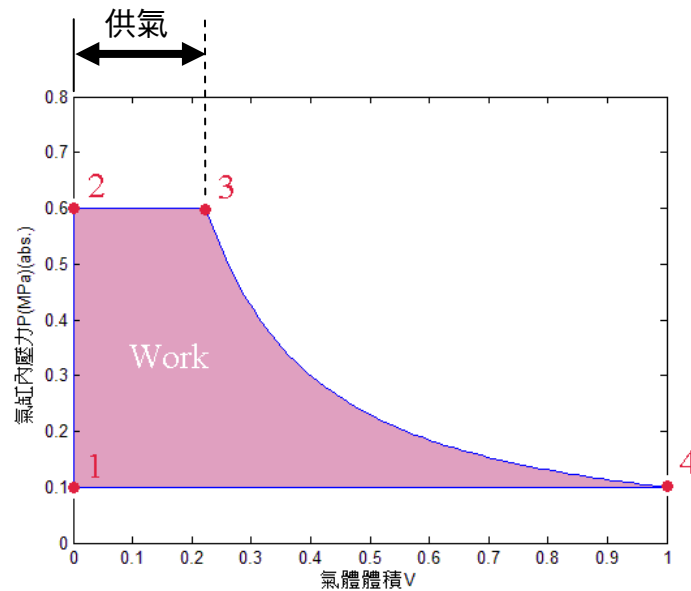


圖 3.9 消除殘壓的 P-V 關係

1→2→3：供應壓縮空氣

3→4：氣口封閉，餘留氣體繼續膨脹

4→1：排氣以便活塞歸位

考量能源效率，可由實驗找到氣口關閉最佳時間點 3，在這個點停止進氣並封閉氣口，使得活塞運行至下死點時壓力降至 0.1MPa。若氣體壓力超過 0.1MPa，這些帶壓氣體無法利用只能排掉，形同浪費。

最佳時間點 3 會隨氣源壓力而有所改變（圖上的氣源壓力是 0.6MPa），壓力小則點 3 延後，壓力大則點 3 提前。當氣動馬達運用於車輛時，因實際路況複雜，



所需的動力輸出經常改變，通常不一定能讓氣動馬達維持在最佳效率點運作。

如果需要更弱的輸出，便再縮短供氣時間，供氣時間過短將導致過程中氣缸內壓力低於大氣壓，氣體對活塞作負功，如圖 3.10；在注重能源效率的場合應避免這種情況發生，雖然作負功確實能達到減弱輸出的效果。

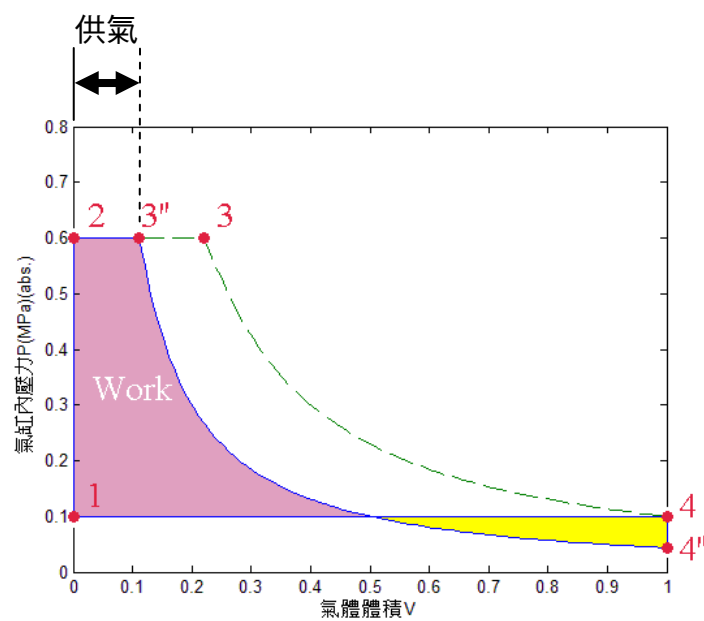


圖 3.10 後半段行程之壓力低於大氣壓

1→2→3''：供應壓縮空氣

3''→4''：氣口封閉，餘留氣體繼續膨脹，後半段行程壓力低於大氣壓

4''→4：環境空氣進入氣缸

4→1：排氣以便活塞歸位

為了提升效率，本研究增加一個階段，氣缸於該階段與外界相通，將外界環境的空氣導入氣缸，以避免缸內壓力過低。(圖 3.11、表 3.1)。

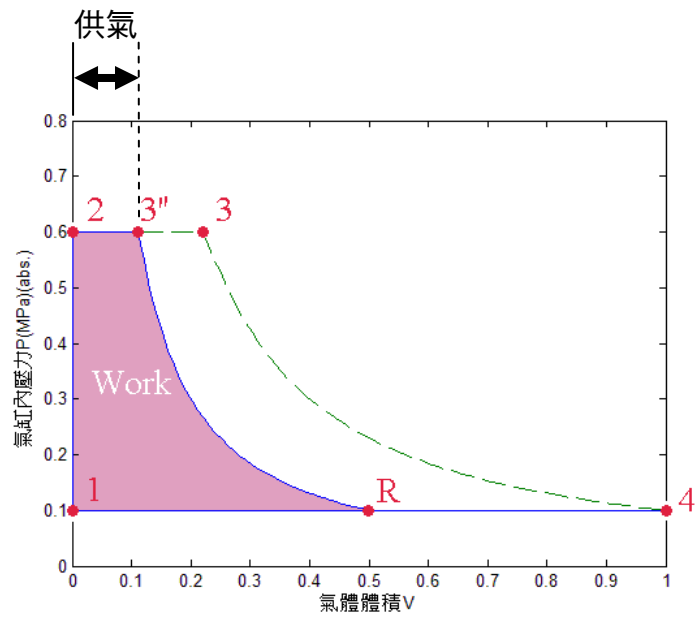


圖 3.11 增加「R→4」階段的氣缸內 P-V 關係

1→2→3''：供應壓縮空氣

3''→R：氣口封閉，餘留氣體繼續膨脹

R→4：氣缸與外界環境相通，以防止壓力繼續下降

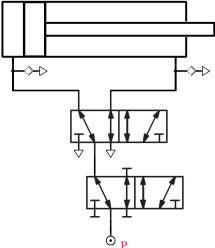
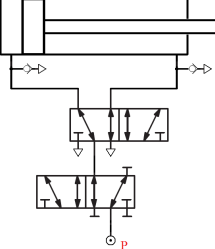
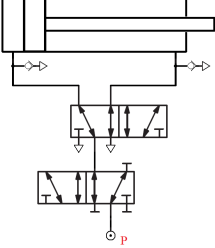
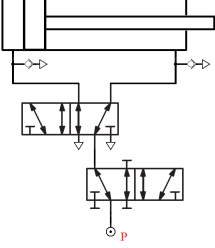
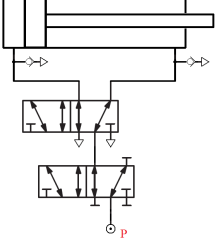
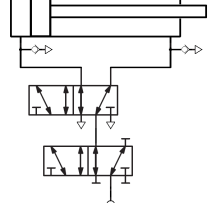
4→1：排氣以便活塞歸位



本研究於氣壓缸的氣口設置止逆閥 (Check valve) 以滿足 R→4 階段的需求，為

了確認進排氣順序確實能夠實現，表 3.1 整理了所需的所有閥位。

表 3.1 部分時間供氣法之閥位整理

氣壓缸左側	氣壓缸右側	閥的切換位置
<p>1→2 與 2→3'' 導入壓縮氣</p>		
<p>3''→R 封閉</p>	<p>4→1 排氣</p>	
<p>R→4 與環境相通</p>		
<p>1→2 與 2→3'' 導入壓縮氣</p>	<p>1→2 與 2→3'' 導入壓縮氣</p>	
<p>4→1 排氣</p>	<p>3''→R 封閉</p>	
	<p>R→4 與環境相通</p>	

若以傳統的氣動馬達推動車輛，因為每轉的排氣量固定，隨著活塞不斷運動，氣體也不斷地被帶進氣缸——即使當時車輛正在巡航而僅需少量的扭矩輸出。因此在低扭矩需求的時候，傳統氣動馬達有明顯浪費空氣的問題；即使在馬達前裝設節流閥，也是讓高壓氣瓶之空氣以「降壓後接近大氣壓力的型態」不斷流失。本研究的供氣法可以引進外界空氣，因此不會因活塞運動而被迫消耗壓縮空氣。在每次回轉的過程中，有動力輸出的時段才需耗氣；無動力輸出的時段不需耗氣。

### 3.3 閥的配置及控制



內燃機引擎的汽門需參考曲軸的轉角，以機構方式讓氣門在適當的時間打開、適當的時間關閉。本論文以電子方式控制電磁閥來決定氣動馬達氣壓缸的氣口開閉，如此容易微調開閉時間，具有細節調整的彈性，有利於研究工作。

考慮 3.2 節提出的需求，氣壓缸的氣口至少需要以下三個選項：

- (1) 與氣源相通（進氣）
- (2) 密閉（無法進氣亦無法排氣）
- (3) 與外界相通（將氣缸內壓力釋放至外界環境，或將外界空氣導入氣缸）

既然需要三個選項，直覺地我們希望在氣口上裝設一個三位閥，圖 3.12 為 Sumadi Jien 等人發展的壓電材料閥，正好符合本論文的需求：具備進氣、密閉、

排氣三個選項，且切換快速，其主要應用在人工肌肉（McKibben artificial muscle）

[14]。

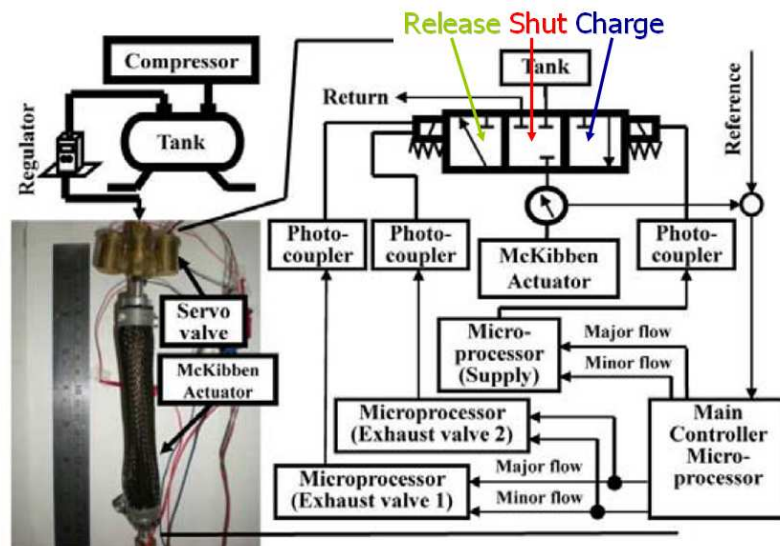


圖 3.12 Sumadi Jien 等人開發的電磁閥[14]

雖然因為壓電材料運動尺度較小，使得該閥的流量僅約 17~43L/min，但可以選擇功能相仿的傳統電磁閥以符合本論文氣動馬達的需求，例如 Festo CPE18-M1H-5/3GS-1/4 電磁閥的功能相當，且流量達 1,450L/min，實際應用情形如圖 3.13。

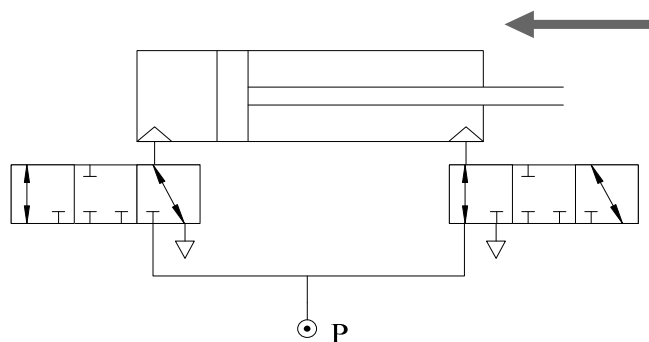
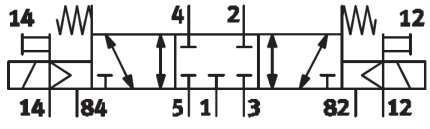
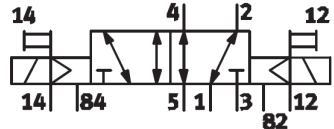


圖 3.13 最簡單的閥配置方法。圖示氣壓缸右邊的氣口正在進氣（與氣源相通），左邊的氣口正在排氣（與大氣相通）

但三位閥商品普遍採用「彈簧回位」的方式來切換至中位，造成切換至中位的時間普遍過長，例如前述 CPE18-M1H-5/3GS-1/4 切換至中位需要 38 毫秒（表 3.2）。

表 3.2 兩種電磁閥之規格比較

型號	170248 CPE18-M1H-5/3GS-1/4	163147 CPE18-M1H-5JS-1/4
類型	三位閥	二位閥
圖示		
切換時間	switching on: 20 ms switching off: 38 ms	switching time: 13 ms

因為兩個二位閥串聯後的功能類似三位閥，依此靈感合成出另一種較複雜但可行的方式來達到所要求的功能：串連兩個二位閥並配合止逆閥，如圖 3.14、表 3.3，因為同樣是使用兩個閥，成本並不會比較高，而且二位閥的結構比較單純；缺點是兩個閥串聯會增加一些餘隙容積（閥內的流道加上兩閥之間的管路）。

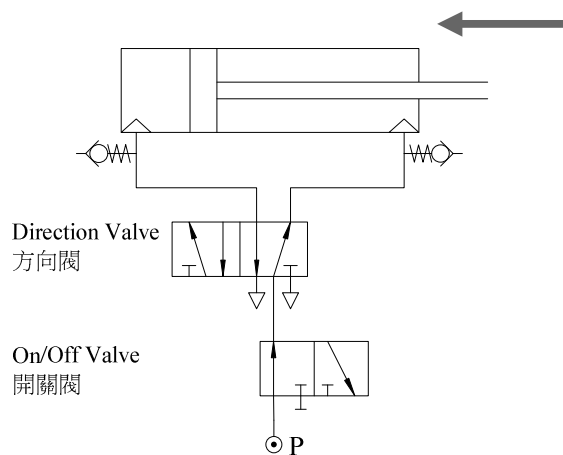
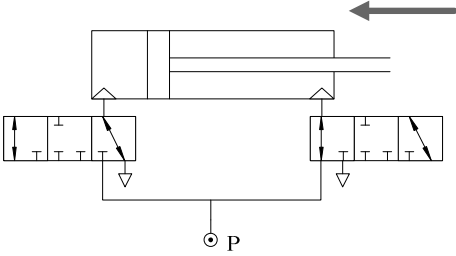
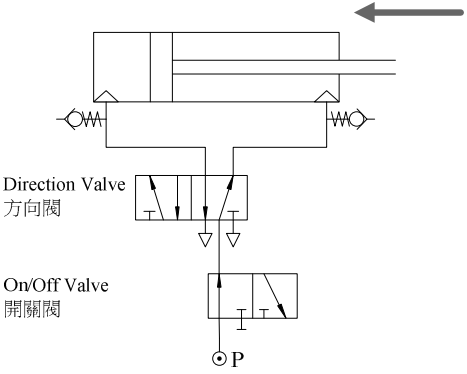


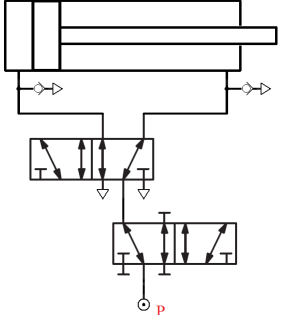
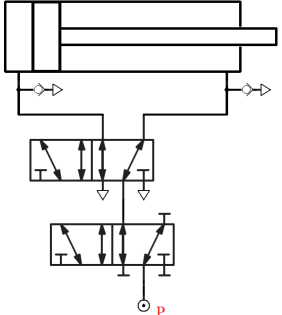
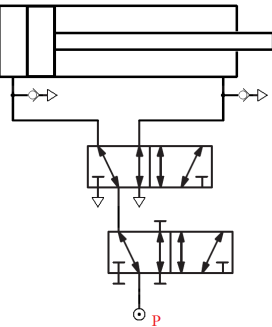
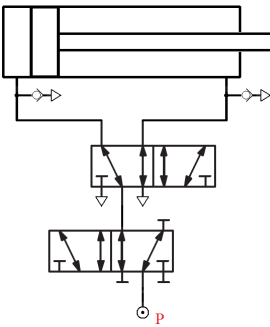
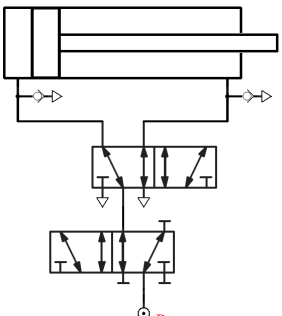
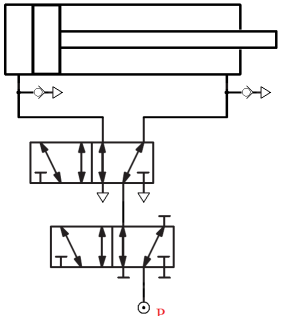
圖 3.14 兩個二位閥串連並配合止逆閥的組合

表 3.3 兩種閥配置的比較

	直覺的配置	本論文採用的配置
圖示		 <p>Direction Valve 方向閥</p> <p>On/Off Valve 開關閥</p>
需求	三位閥 2 個	二位閥 2 個 止逆閥 2 個
切換時間	switching on: 20 ms switching off: 38 ms	switching time: 13 ms

為了確認這樣的閥組合是可行的，表 3.4 整理氣動馬達推進狀態所需的所有閥位，由此知道這種閥的組合方式確實可以滿足氣動馬達推進的需要。

表 3.4 閥位確認清單

左側 右側	導入壓縮氣	封閉	排氣 或吸入外氣
導入壓縮氣	無此需求	無此需求	
封閉	無此需求	無此需求	
排氣 或吸入外氣			<p>左邊進外氣 右邊排氣</p>  <p>左邊排氣 右邊進外氣</p> 



整體的氣壓迴路圖如圖 3.15。實質上方向閥用於換向，開關閥用於調整「供氣時間比」，若「供氣時間比」過小導致氣缸內壓力過低，每個氣口的止逆閥則自動開啟，以避免壓力低於大氣壓。開關閥有一條旁通迴路，平時無功用（因有止逆閥），回生模式下方能發揮作用（當氣缸內壓力 $\geq$ 氣源壓力，止逆閥導通空氣注回氣源，並且避免壓縮過度與壓縮不足（over and under compression）[22, 23]）。

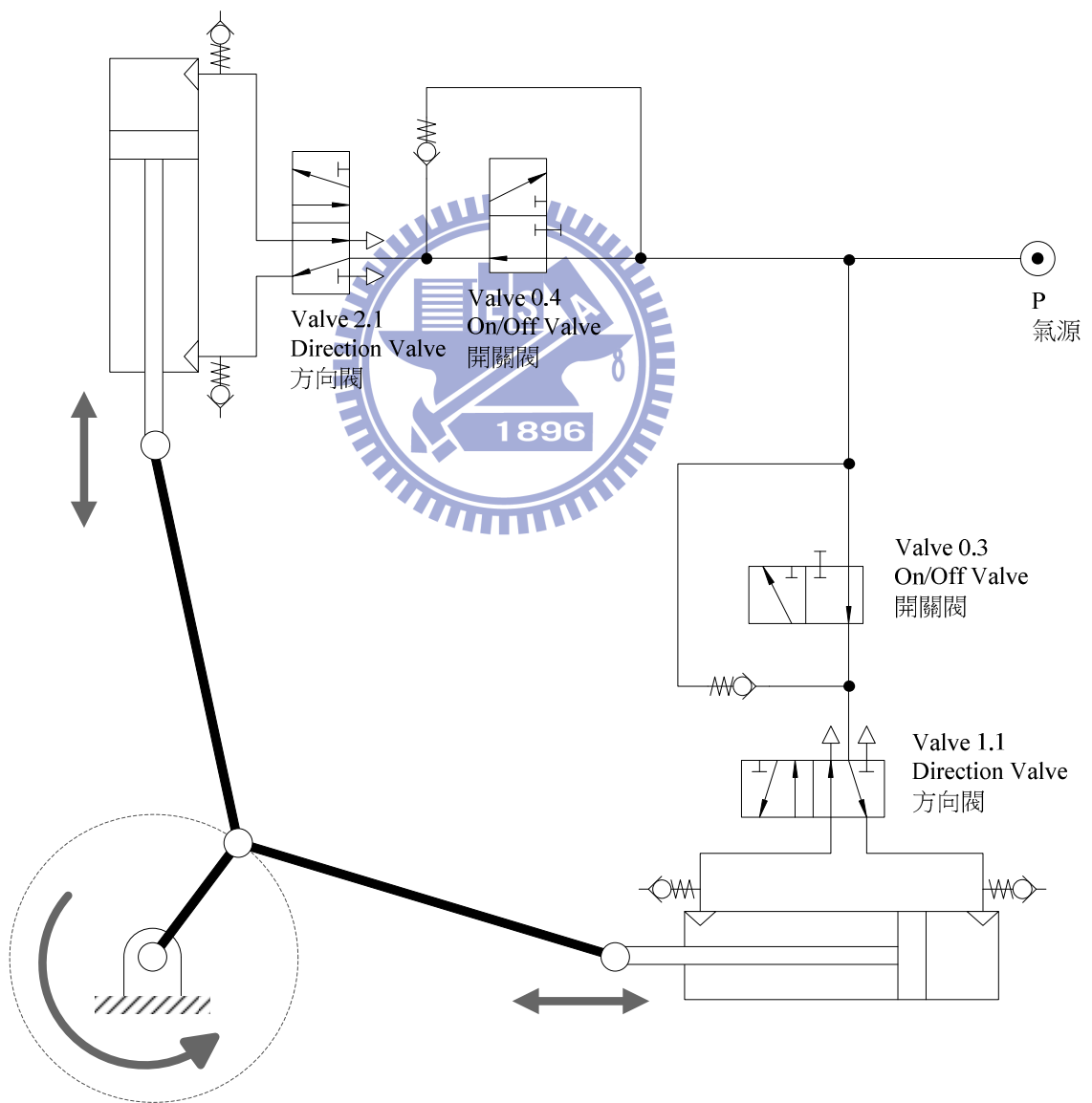


圖 3.15 部分時間供氣法之氣壓迴路圖

## 第四章 動能回生

### 4.1 基本需求

為了提高能源效率，本論文所研發的氣動馬達具備動能回生的能力。目標是沿用氣動馬達的硬體，只修改氣閥切換順序即可達成動能回生功能。當切換為回生模式時相當於空氣壓縮機，使用外界動能產生壓縮空氣儲存於儲氣筒以備後續使用。運用於車輛時，考慮傳統煞車的扭矩可調整強弱，因此希望動能回生的平均扭矩也應是可調整式的。

由於氣壓缸的氣缸容積固定，傳統往復活塞式空氣壓縮機的排氣量並無法調整，但本論文可以利用類似 3.2 節調整平均輸出扭矩的方法，使得動能回生的平均扭矩也可以調整。

其他可能的調整方法尚有：調整活塞投影面積、調整馬達傳動比、調整衝程（改變曲柄長度，或如圖 4.1、圖 4.2 的軸向柱塞式斜板變排量泵[24]），此外停用部分氣缸也可以達到調整的效果。

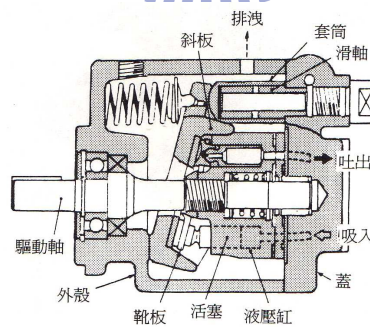


圖 4.1 軸向柱塞斜板式變排量泵[24]

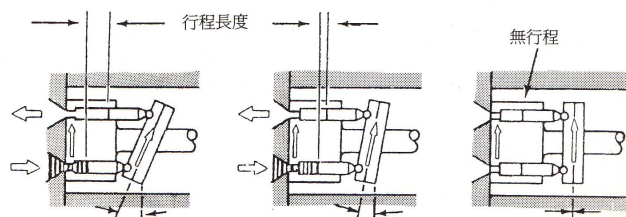


圖 4.2 斜板傾斜角度越小，活塞的行程長度越短，驅動軸的負荷越小[24]

## 4.2 氣缸內氣體體積與壓力控制

本節令活塞背壓 = 大氣壓力  $P_{\text{atm}} = 0.1\text{MPa} = 1\text{bar} \sim 0.98\text{kgf/cm}^2$

儲氣筒壓力  $P = 0.6\text{MPa}$  (絕對壓力，縮寫 abs.)

本論文所註明的壓力皆為絕對壓力

本小節假設無餘隙容積

### 4.2.1 傳統壓縮模式

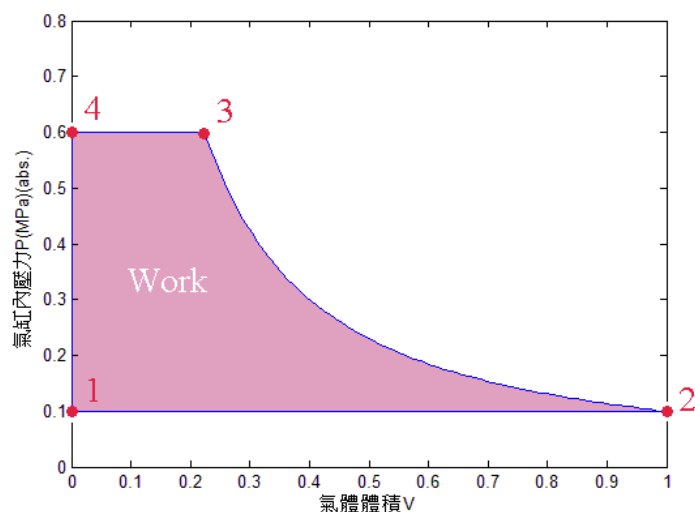


圖 4.3 傳統模式

圖 4.3 是傳統空氣壓縮機的壓縮過程。

1→2：環境空氣進入氣缸

2→3：氣口封閉，作功壓縮

3→4：回充，壓縮空氣注入儲氣筒

每次循環所作的功無法調整，運用於車輛時相當於一個無法調節強弱的煞車系統。

## 4.2.2 新型壓縮模式

於 2→R 階段將多餘空氣推出氣缸，使得平均扭矩之調節得以實現。

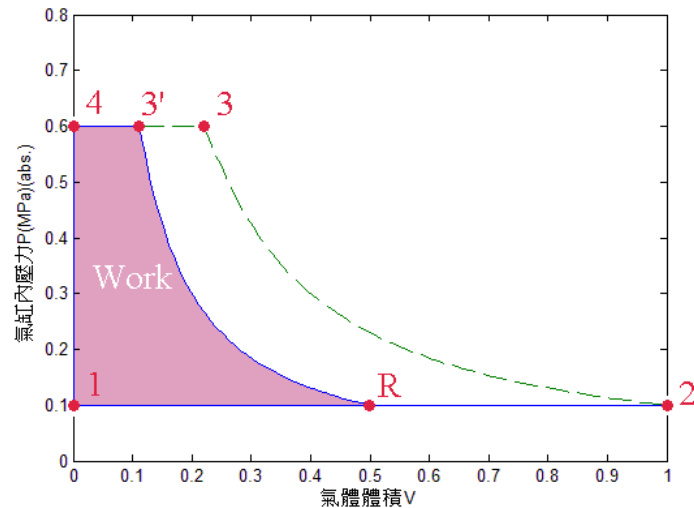


圖 4.4 新型壓縮模式

1→2：環境空氣進入氣缸

2→R：多餘空氣推出氣缸

R→3'：氣口封閉，作功壓縮

3'→4：回充，壓縮空氣注入儲氣筒

此即本論文的新型壓縮模式，調整 R 點的位置可以改變受壓縮的空氣量，因此可以調節平均扭矩。R 點確定後，調整點 3' 以決定最高壓縮壓力，點 3' 左移可能導致壓縮過度 (over-compression)，點 3' 右移可能導致壓縮不足 (over and under compression) [22, 23]，本論文仿照一般活塞往復式壓縮機的作法，使用止逆閥以依儲氣桶壓力自動決定點 3'。

### 4.3 閥的配置與控制

本研究之氣動馬達於回生模式之下，氣壓迴路完全不需更動（圖 4.5），改變控制方式即可達成回生功能。

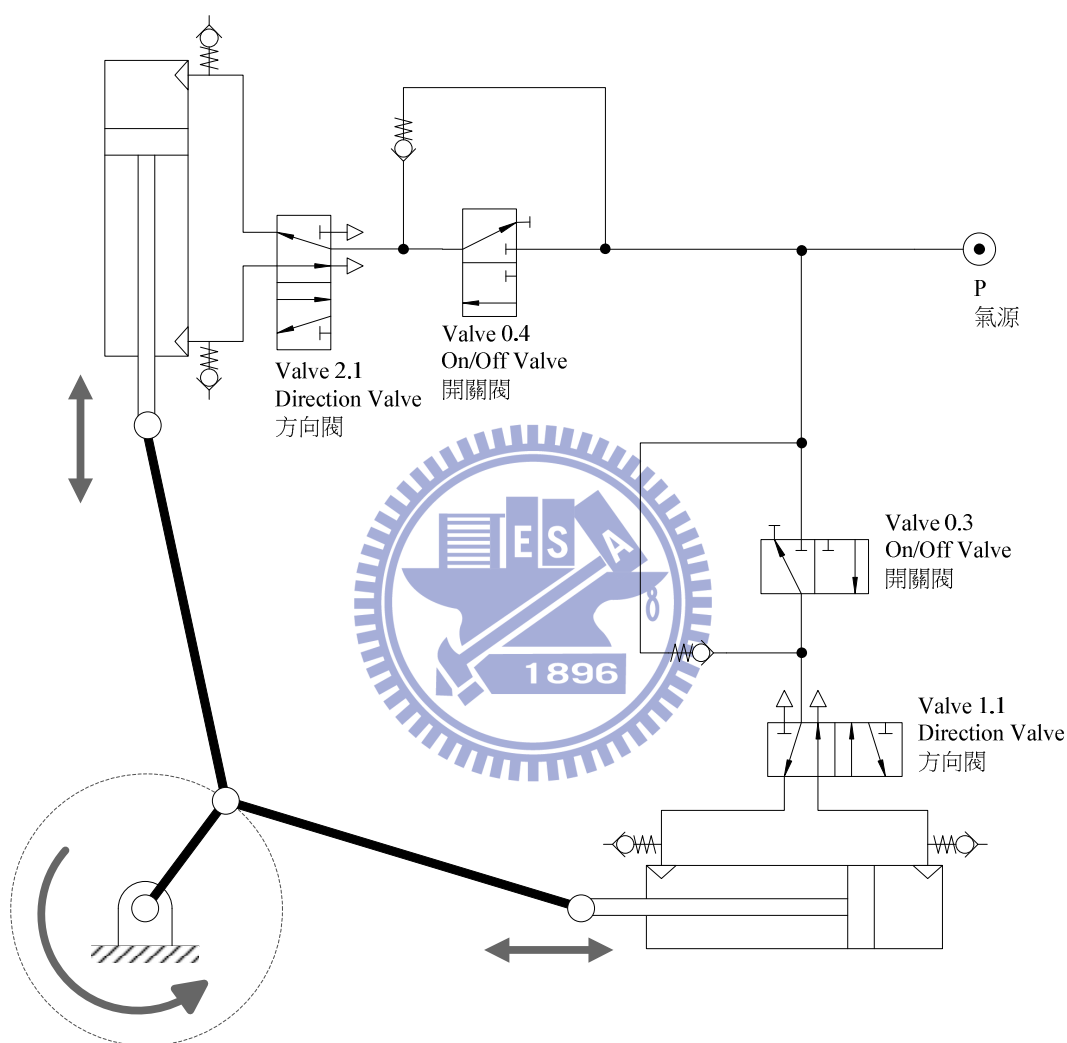


圖 4.5 氣壓迴路圖

回生模式下的開關閥恆為關閉狀態，當氣缸內壓力 $\geq$ 氣源壓力，開關閥旁的止逆閥便自動導通，氣缸內的壓縮空氣隨即灌回氣源（儲氣筒）。

方向閥除了用於換向，與氣動馬達推進模式下不同的是，方向閥「延遲換向」可以使多餘空氣推出氣缸（4.2.2 小節），達到調節平均扭矩的效果。

## 第五章 實驗結果與討論

本論文之實驗平台如圖 5.1：

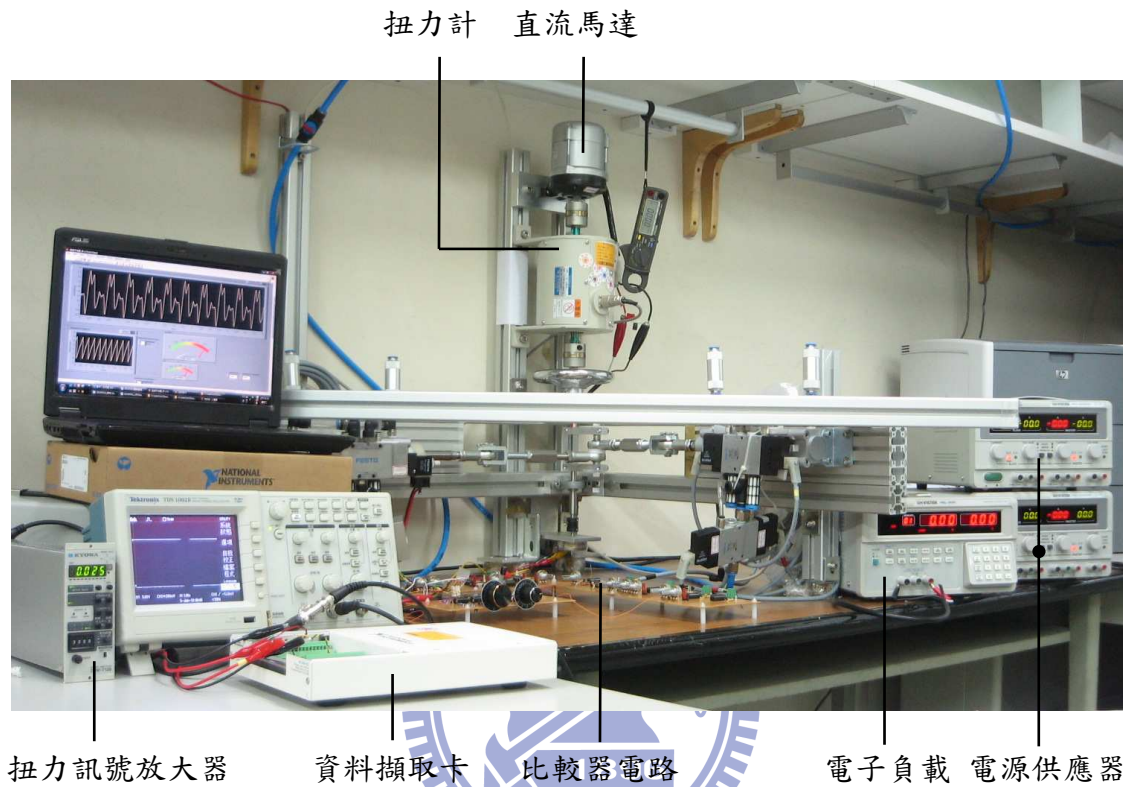


圖 5.1 實驗平台

氣壓迴路圖參見圖 3.15。

### 5.1 以供氣時間比調節氣動馬達之輸出扭矩

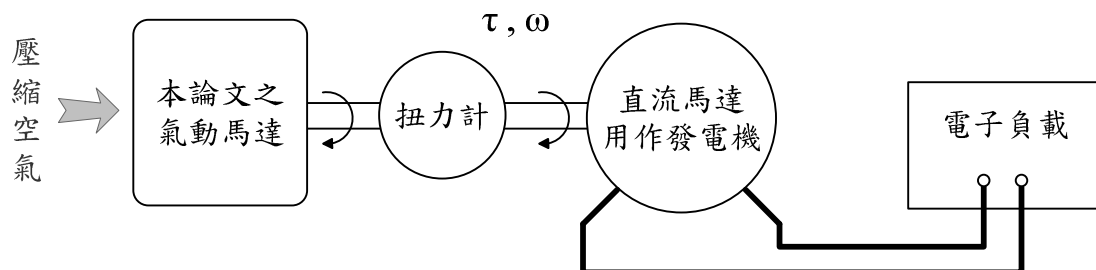


圖 2.20 (重複) 煞車裝置 (以直流馬達與電子負載所構成)

本小節以直流馬達與電子負載構成煞車裝置（圖 2.20），以觀察供氣時間比（圖 5.2）對於輸出扭矩的調節情形。

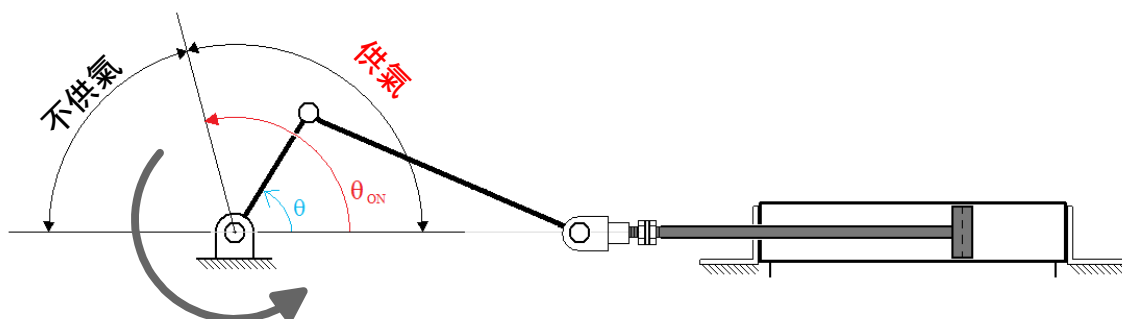


圖 5.2 供氣時間比

$$\text{供氣時間比} = \frac{\theta_{ON}}{180^\circ} \times 100\%$$

本論文成功以供氣時間比調整氣動馬達之輸出扭矩，結果如下：

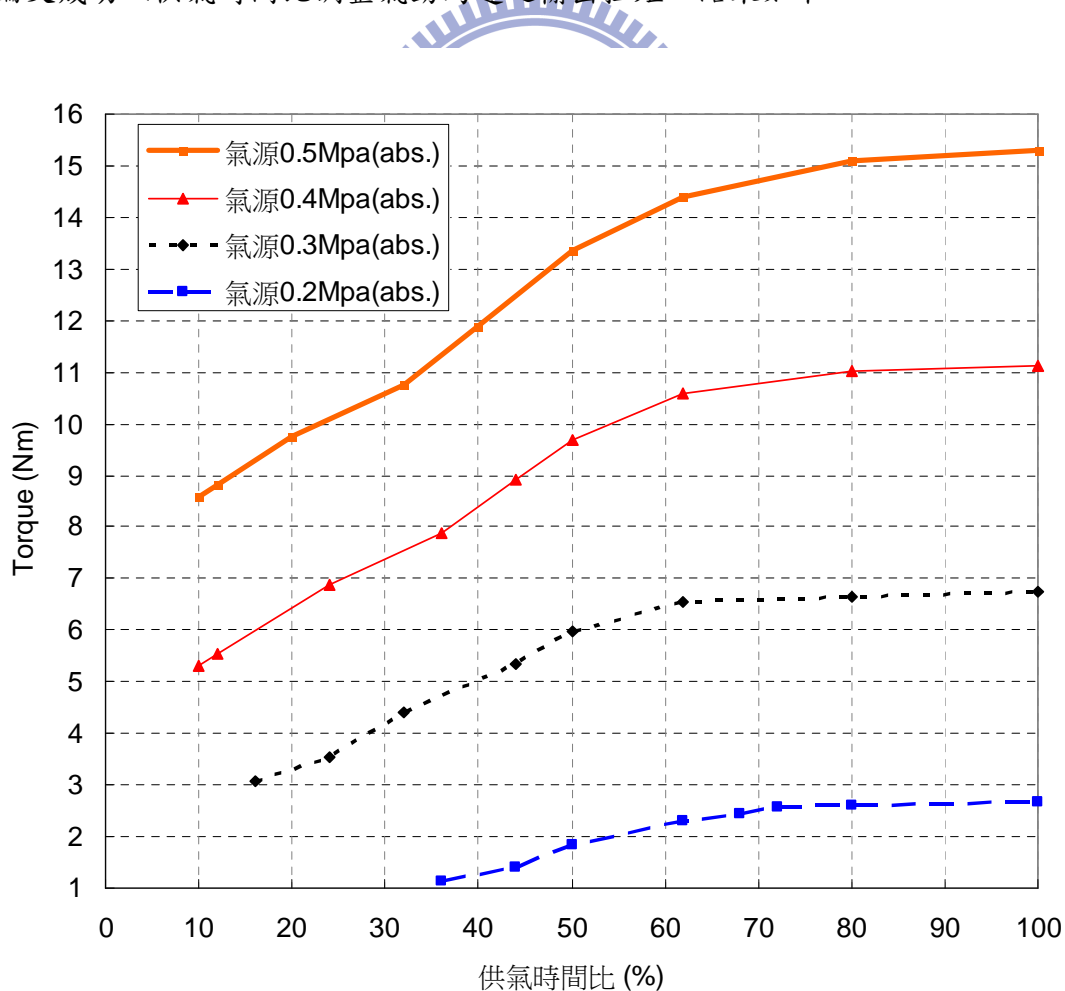


圖 5.3 轉速 3rps 時扭矩與供氣時間比之關係

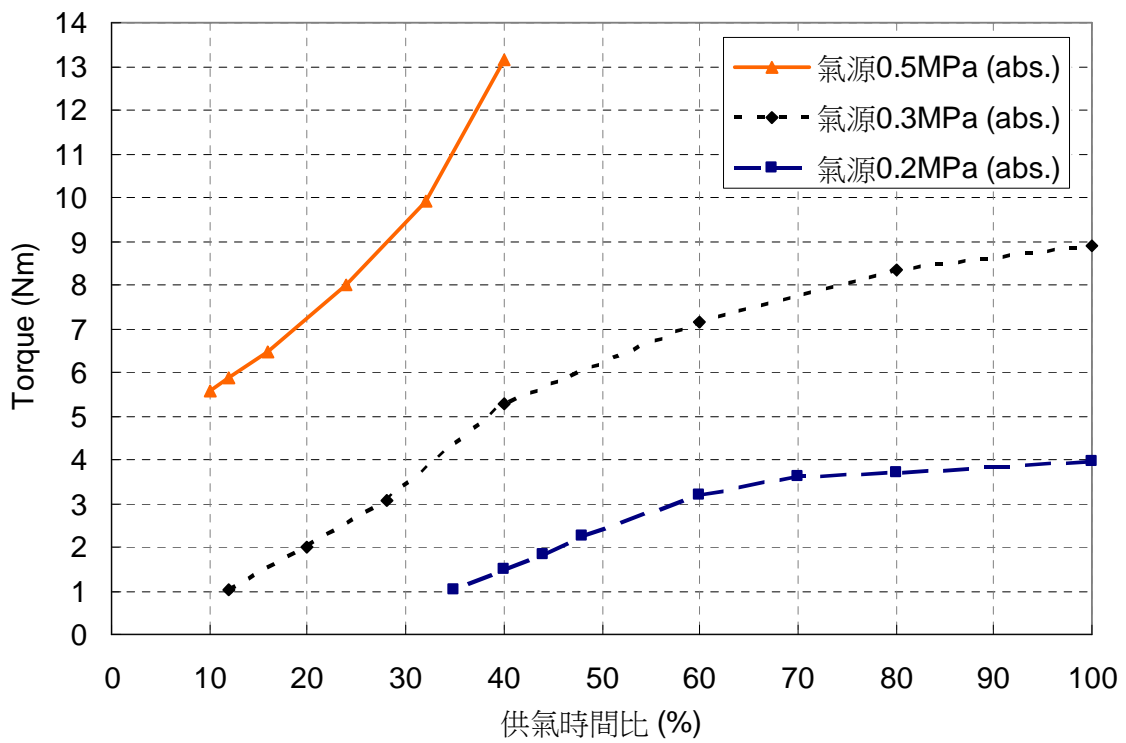


圖 5.4 轉速 2rps 時扭矩與供氣時間比之關係

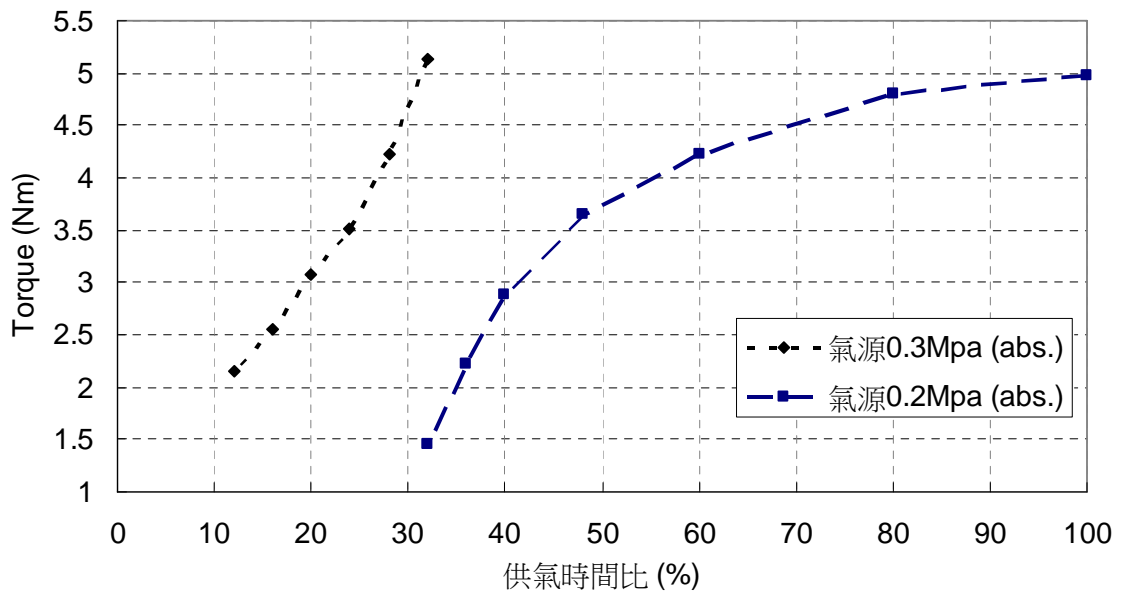


圖 5.5 轉速 1rps 時扭矩與供氣時間比之關係

由實驗結果可知，氣動馬達之輸出扭矩隨供氣時間比增加而增加，供氣時間比可以有效地調節輸出扭矩。



## 5.2 耗氣率比較

1. 以部分時間供氣法調節氣動馬達之扭矩 (圖 5.6)
2. 以節流閥調節氣動馬達之扭矩 (圖 5.7),

並比較兩者的耗氣率差異 (圖 5.9)

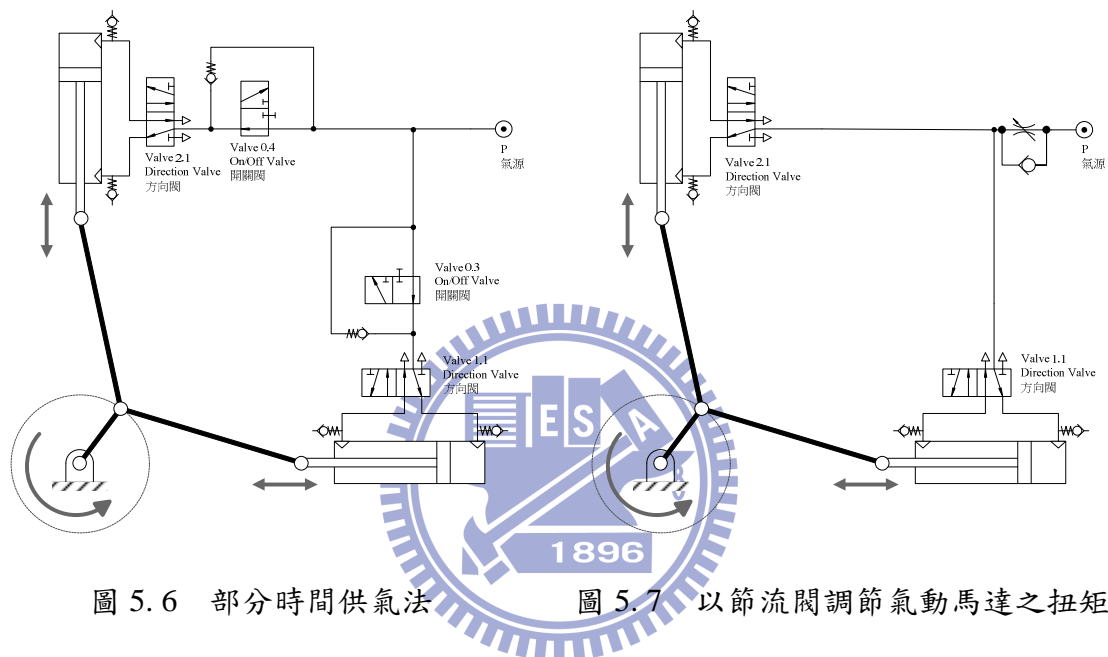


圖 5.6 部分時間供氣法

圖 5.7 以節流閥調節氣動馬達之扭矩

隨著供氣時間比增加，殘壓亦上升 (圖 5.8)，因此耗氣率隨之升高。因扭矩最大值發生於供氣時間比 100%，而供氣時間比 100% 與節流閥全開是等效的，因此兩曲線於最右端重合。

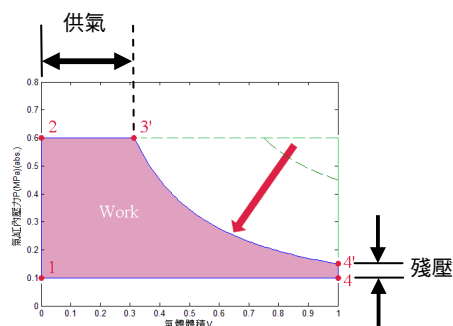


圖 5.8 部分時間供氣法

在各種轉速與扭矩的需求之下，以部分時間供氣法控制氣動馬達均可有效節

省壓縮空氣之使用，進而達到節約能源的目標。但最大扭矩輸出時除外，此時採用部分時間供氣法已不具有耗氣率的優勢（因供氣時間比已達 100%）。

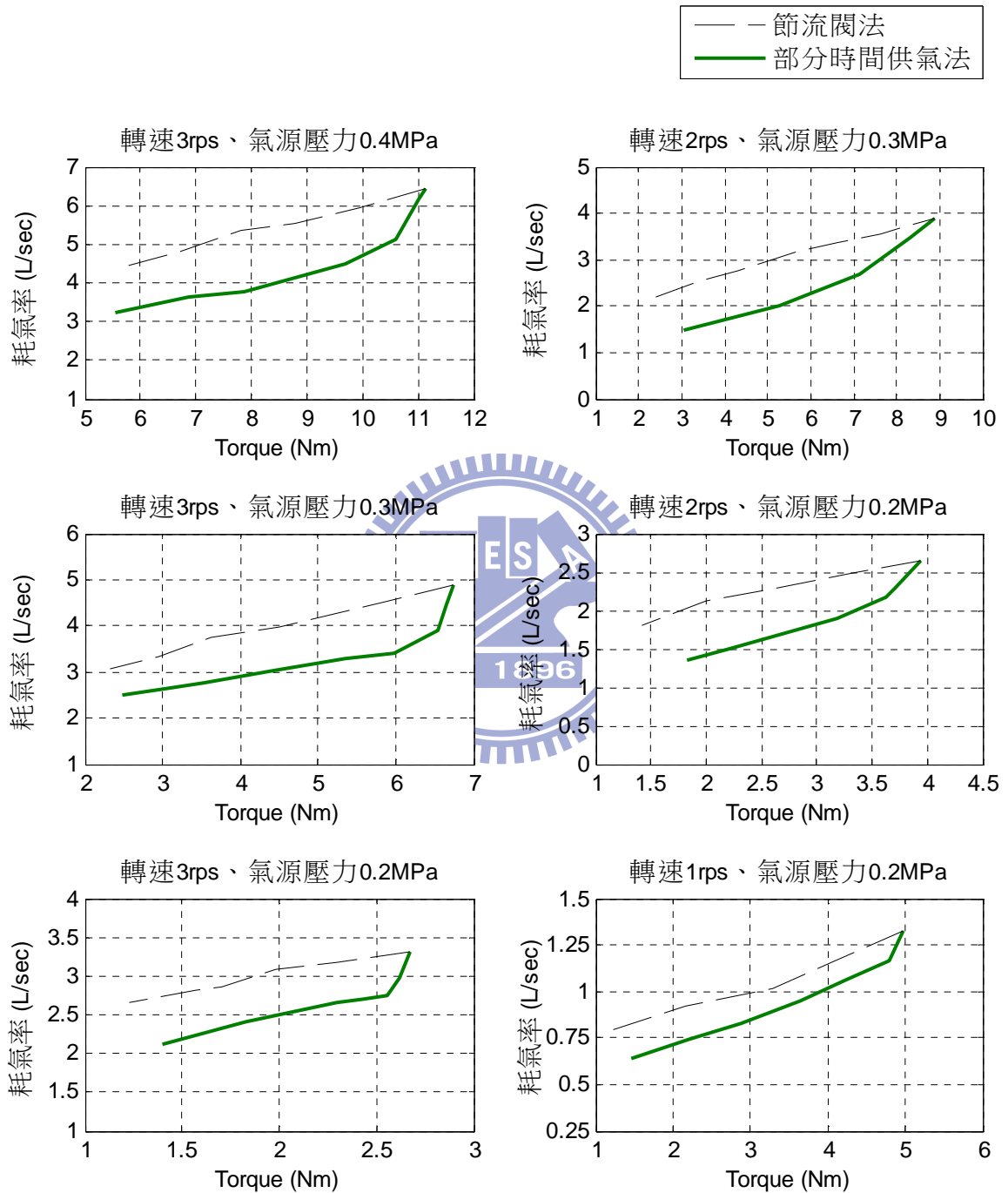


圖 5.9 部分時間供氣法之耗氣率比較

### 5.3 氣缸內壓力探討

當供氣時間比越小，則供氣時間越短，將影響氣缸內的壓力。本小節以環境壓力 0.1MPa(abs.)為基準，氣源壓力 0.2MPa(abs.)，轉速 2rps，於氣缸之氣口裝設壓力計(Festo SPAB-P10R-G18-NB-K1)，觀察供氣時間比對於氣缸內壓力的影響。

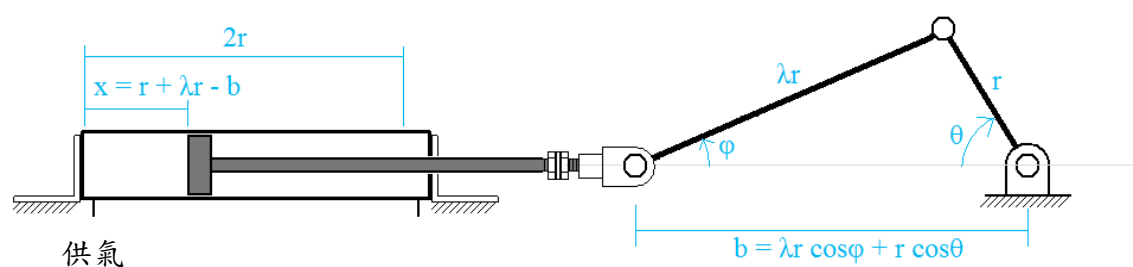


圖 5.10 活塞位置  $x$  與曲軸轉角  $\theta$  的關係

圖 5.10，當  $x/r = 2$  時，活塞運行至下死點，此時氣缸內之氣體若有殘壓也無法再利用，只能排掉，造成壓縮空氣之浪費。

圖 5.12，與供氣時間比 100% 相較，供氣時間比 65% 時每次循環對外所作的功略少，卻可減少一半的殘壓；供氣時間比 50% 時，殘壓更低。當供氣時間比 40% 時已無殘壓，在下死點不需排掉氣體，並且短暫出現氣缸內壓力略低於環境壓力的情形。



(a)



(b)

圖 5.11 止逆閥 (Festo H-QS-10)

如果需要更弱的動力輸出，便再降低供氣時間比，隨之氣缸內出現更低的壓

力；本研究之設計於氣缸氣口增加止逆閥（Festo H-QS-10，圖 5.11），由供氣時間比 30%、20% 的結果可以看出止逆閥於壓力低於 0.09MPa 時導通並引入外界空氣，從而避免壓力繼續降低。空氣穩定流經止逆閥時，氣缸內的壓力約為 0.096MPa。

活塞回程時，氣缸內的排氣壓力可達 0.105MPa。

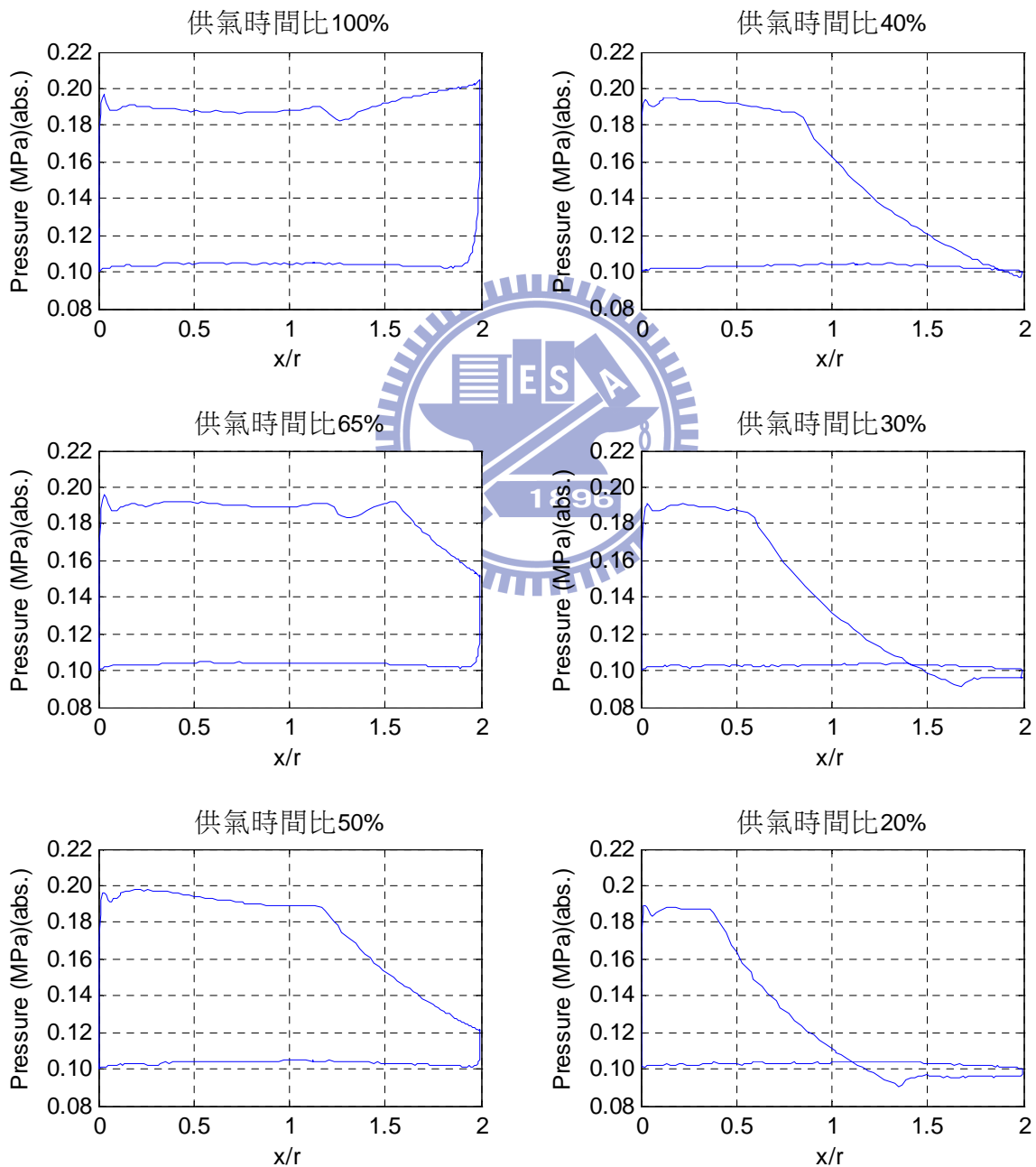


圖 5.12 不同供氣時間比對於氣缸內壓力的影響

## 5.4 空轉阻力實驗

本研究使用商品化的氣壓缸 (Festo DNC-40-100-PPV) 作為氣體運作的腔室，活塞使用軟式密封材料 (聚氨酯, polyurethane)，與金屬活塞相較，其氣密效果相當良好，且活塞加工精度要求較低，但軟式密封材料卻會造成活塞移動時的阻力。自製曲柄、連桿重量較重且未考慮平衡亦可能增加空轉阻力。

為了瞭解阻力大小，本論文進行空轉阻力實驗，系統架設如圖 5.13，移除氣源使得管線與環境空氣相通，以直流馬達帶動主軸，開關閥維持恆開，方向閥照常運作，觀察不同轉速下的阻力，結果如圖 5.14。本論文氣動馬達的空轉阻力隨轉速增加而增加；3rps 的空轉阻力與 1rps 相較，相差 0.95Nm。

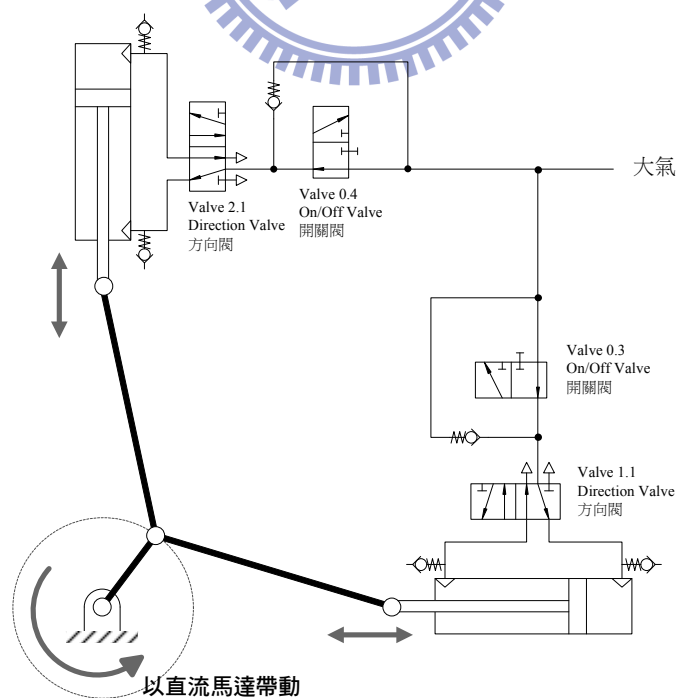


圖 5.13 空轉阻力實驗

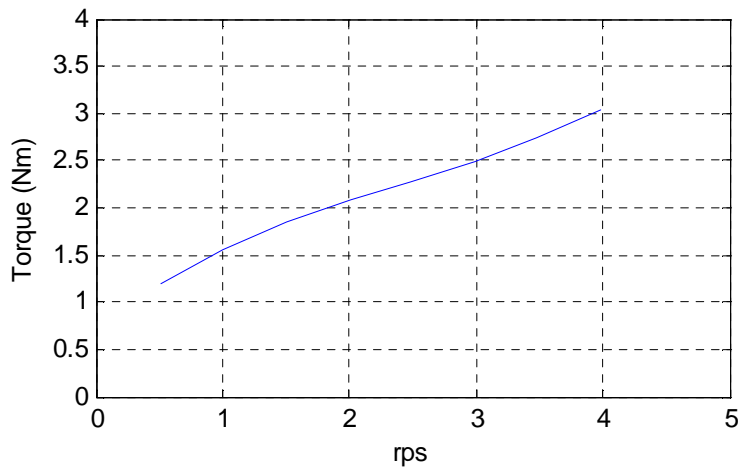


圖 5.14 空轉阻力

### 5.5 以回生時間比調節氣動馬達之回生扭矩

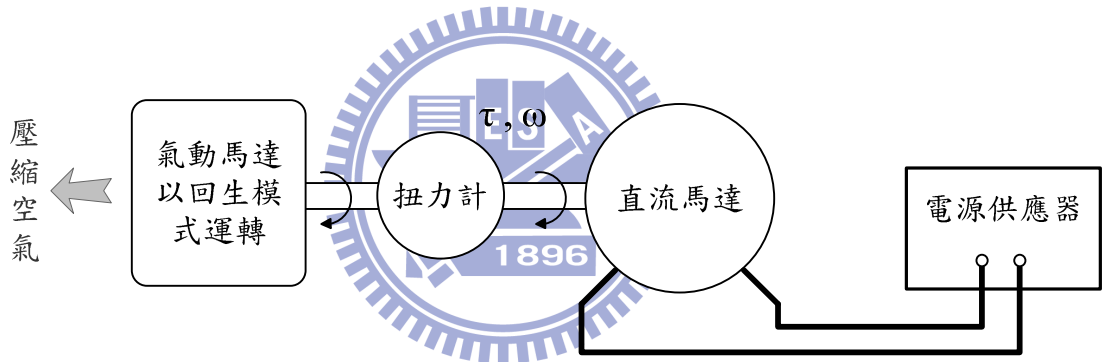


圖 2.21 (重複) 以直流馬達提供軸功

本小節以直流馬達帶動氣動馬達 (圖 2.21)，以觀察回生時間比 (圖 5.15) 對於回生扭矩的調節情形。

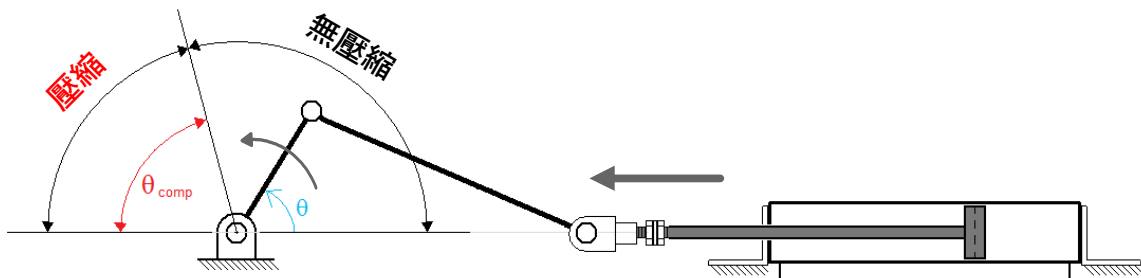


圖 5.15 回生時間比

$$\text{回生時間比} = \frac{\theta_{\text{comp}}}{180^\circ} \times 100\%$$

$\theta_{\text{comp}}$  越大，則回生時間比越大，每次氣缸內被壓縮的空氣越多。

考量氣動馬達用於車輛時，煞車之扭矩大小必須能夠調整，本論文成功以回生時間比調節回生扭矩，結果如圖 5.16：

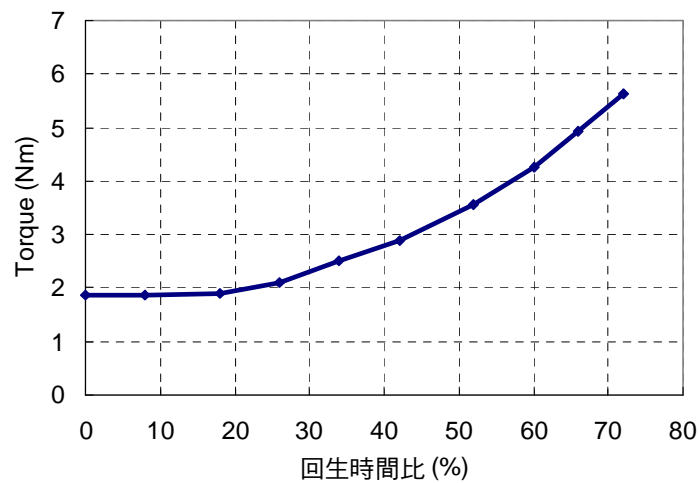


圖 5.16 回生時間比與回生扭矩之關係 (1rps、氣瓶壓力 0.2MPa)

圖 5.17 顯示氣動馬達主軸轉速與回生扭矩之間的關係。活塞的阻力隨轉速而增加，使得高轉速的回生扭矩略為偏高。

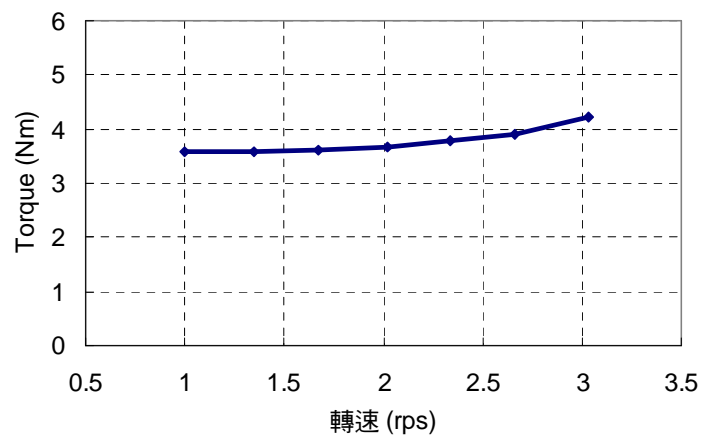


圖 5.17 轉速與回生扭矩之關係 (回生時間比 50%、氣瓶壓力 0.2MPa)

## 5.6 車輛應用

本小節以電動自行車為藍本，擬定一輛氣動自行車之相關基礎規格如表 5.1：

表 5.1 氣動自行車相關基礎規格

車輛空重 ( $m_o$ )	40 kg [25]
車輛含乘員總重 ( $m$ )	100 kg
極速 ( $v_{max}$ )	6.94m/s (25km/h) [25]
車輪半徑 ( $r$ )	0.203m (直徑 16 inch) [26]
人力輔助踏板	有
減速比	1 : 1.813 (馬達轉速 : 車輪轉速)
傳動效率 ( $\eta_t$ )	90%
滾動阻力係數 ( $f_r$ )	0.01
空氣密度 ( $\rho$ )	1.225 kg/m <sup>3</sup>
空阻係數 ( $C_d$ )	0.7
正投影面積 ( $A_f$ )	0.6m <sup>2</sup>

滾動阻力 (rolling resistance,  $R_r$ ) =  $f_r mg = 9.81$  (N)

空氣阻力 (aerodynamic resistance,  $R_a$ ) =  $0.5\rho C_d A_f v^2 = 0.257 v^2$  (N)

### 5.6.1 高速

以 25km/h 等速行駛：

$$v = v_{max} = 6.94\text{m/s}$$

$$\text{氣動馬達轉速} = v / (2\pi r) / 1.813 = 3 \text{ (rps)}$$



$$\text{所需牽引力 (tractive effort)} = R_r + R_a$$

$$= 9.81 + 12.39$$

$$= 22.20 \text{ (N)}$$

$$\text{所需輪扭矩} = 22.2 \times 0.203 = 4.507 \text{ (Nm)}$$

$$\text{所需氣動馬達扭矩} = 4.507 \times 1.813 / \eta_t = 9.078 \text{ (Nm)}$$

$$\text{氣動馬達輸出功率} = (9.078)(3)(2\pi) = 171.1 \text{ (W)}$$

當氣源壓力 0.4MPa 時，氣動馬達工作點如圖 5.18 所示。

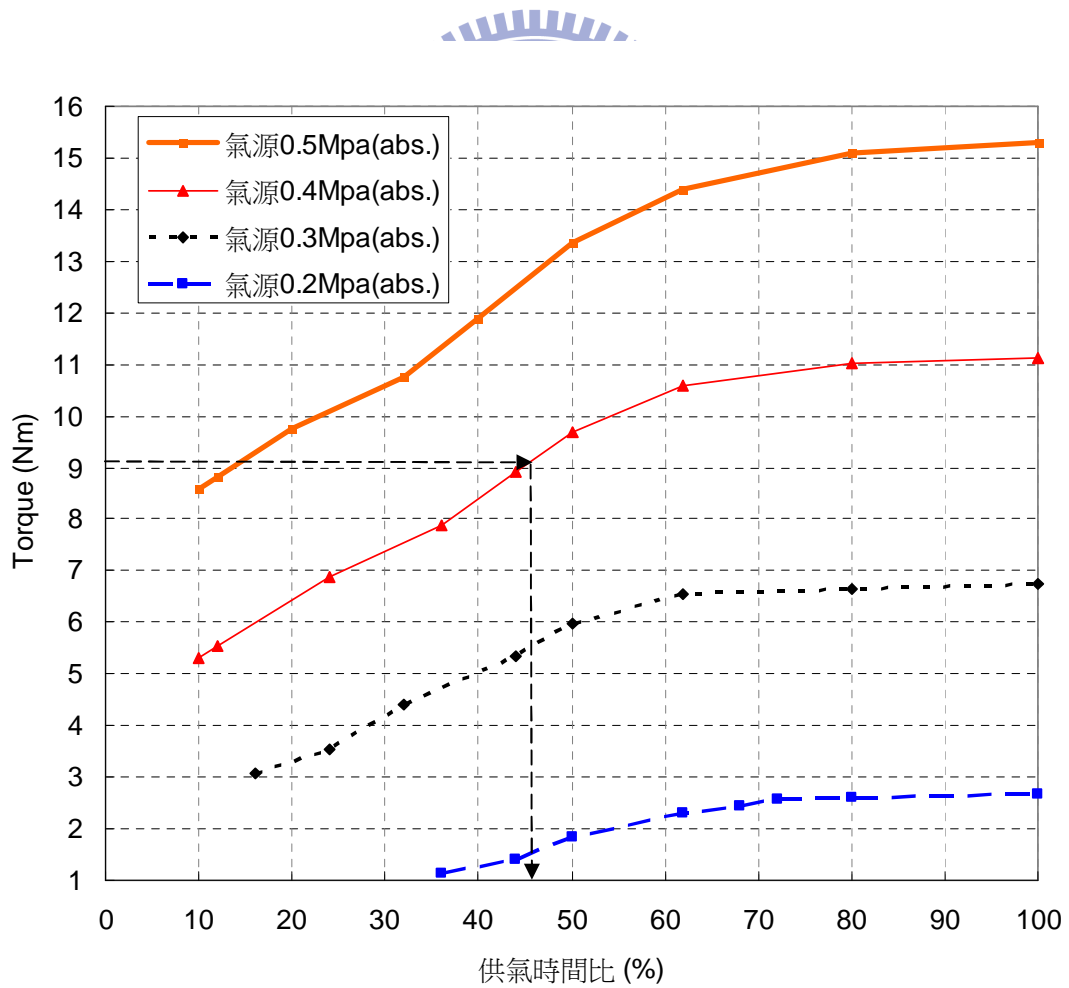


圖 5.18 氣動馬達工作點 (25km/h 等速行駛)

## 5.6.2 低速

以 8.33km/h 等速行駛：

$$v = v_{\max} = 2.31\text{m/s}$$

$$\text{氣動馬達轉速} = v / (2\pi r) / 1.813 = 1 \text{ (rps)}$$

$$\text{所需牽引力 (tractive effort)} = R_r + R_a$$

$$= 9.81 + 0.257$$

$$= 10.07 \text{ (N)}$$

$$\text{所需輪扭矩} = 10.07 \times 0.203 = 2.044 \text{ (Nm)}$$

$$\text{所需氣動馬達扭矩} = 2.044 \times 1.813 / \eta_t = 4.117 \text{ (Nm)}$$

$$\text{氣動馬達輸出功率} = (4.117)(3)(2\pi) = 77.60 \text{ (W)}$$

當氣源壓力 0.3MPa 時，氣動馬達工作點如圖 5.19 所示。

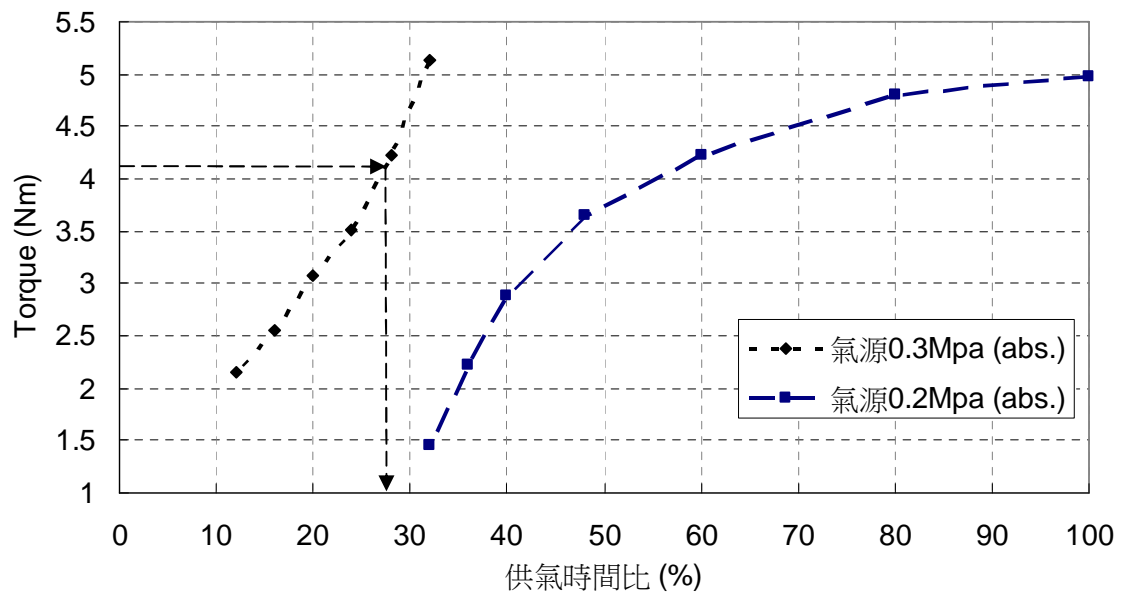


圖 5.19 氣動馬達工作點 (8.33km/h 等速行駛)

## 第六章 結論與未來展望

### 6.1 結論

本論文設計一種氣動馬達，以壓縮空氣產生軸功。其中動力輸出之調節元件並非節流閥或是調壓閥，而是開關閥，並配合部分時間供氣法以調節動力輸出。論文中以電子電路控制開關閥，實現部分時間供氣的效果。設計並實際組立氣動馬達以進行實驗，證實了改變供氣時間比可以有效調節動力輸出，並且與節流閥相較能夠明顯節省壓縮空氣之使用，提高能源效率。

為了進一步節省能源消耗，本論文之氣動馬達具備動能回生功能，可消耗負載端之多餘動能產生壓縮空氣並儲存於儲氣筒。若氣動馬達用於推進車輛，便可達到回生式煞車 (regenerative braking) 之效果。由於煞車之扭矩大小必須能夠調整，雖然氣缸之活塞行程固定、排氣量固定，但藉由電子電路控制電磁閥改變回生時間比，使得本論文之動能回生扭矩亦能有效調整。

### 6.2 未來研究方向與展望

空氣動力車裝載高壓氣瓶，令壓縮空氣膨脹作功以推動車輛行駛，只排放使用過的空氣，是一種零排放 (zero emission) 的乾淨動力系統。為了增加車輛續航力，車載氣瓶高壓化是必要的；目前耐壓 30MPa 以上的複合材料高壓氣瓶已經商品化但成本仍高，另一方面，一般氣動馬達無法直接使用如此高壓的氣源而必

須作減壓處理，而減壓過程又有可用功損失的問題，因此提高氣動馬達之使用壓力、減少減壓過程的可用功損失亦是未來可能的兩個研究方向。

本論文之氣動馬達為四氣缸，未來可進一步研究在高轉速低扭矩時停用部分氣缸，觀察缸數動態調整後的扭矩，以及對於耗氣率的影響。在本論文的設計中，氣缸彼此間的夾角為  $90^\circ$ ，但因活塞桿佔用空間使得活塞反方向之有效受力面積減少 16%，因此反方向產生的推力也較小，造成輸出扭矩不平均。未來可以考慮藉由調整氣缸彼此間的夾角，使得輸出扭矩更平順。

氣動馬達之氣缸使用商品化的氣壓缸所構成，活塞使用軟式密封材料因此氣密良好但活塞阻力大，且氣缸內的餘隙容積亦不易改善，影響整體效能；自行設計並製作氣缸應是未來可以考慮的方向。

本研究之實驗平台並無飛輪，氣動馬達經扭力計後便直接連接於煞車裝置，但在一般使用場合下，氣動馬達之負載具有一定的轉動慣量，並且考量實驗時運轉的穩定性，未來的實驗平台可增加飛輪之設計。

實驗中使用電動馬達（發電機）搭配電子負載作為煞車裝置，因此可實驗的扭矩最大值直接受到該煞車裝置之限制，未來可改用扭矩更高的電動馬達或採用渦電流煞車器、磁粉煞車器以便發展扭矩更高的氣動馬達。

## 參考文獻

- [1] Z. Kong, C. Zhu, S. Yang, and S. Cheng, "Drivetrain system of an ultracapacitor electric bus," *High Technology Letters*, vol. 13, pp. 119-125, June 2007.
- [2] "MDI Enterprises S.A.," <http://www.mdi.lu/>, 1 Jun 2010.
- [3] U. Bossel, "Thermodynamic Analysis of Compressed Air Vehicle Propulsion," in *European Fuel Cell Forum*, Oberrohrdorf, Switzerland, 2005.
- [4] Y.-T. Shen and Y.-R. Hwang, "Design and implementation of an air-powered motorcycles," *Applied Energy*, vol. 86, pp. 1105-1110, 2009.
- [5] Q. Fang, H. Liu, Y. Chen, and G. Tao, "Availability analysis of hybrid compressed-air and fuel engine," *China Mechanical Engineering*, vol. 19, pp. 2007-2010, August 2008.
- [6] 賈光政、王宣銀、劉昊、吳根茂, 「氣動汽車高壓氣體減壓過程的能量分析與動力特性研究」, 中國機械工程, 第 15 卷第 14 期, 1294~1298 頁, 2004 年 7 月。
- [7] 呂淮熏、郭興家、蘇寶林, 氣壓工程學, 台北市: 全華, 1993。
- [8] 許松培, 實用氣壓學, 台北市: 全華, 1989。
- [9] K. D. Huang and S. C. Tzeng, "Development of a hybrid pneumatic-power vehicle," *Applied Energy*, vol. 80, pp. 47-59, Jan 2005.
- [10] K. D. Huang, S. C. Tzeng, W. P. Ma, and W. C. Chang, "Hybrid

pneumatic-power system which recycles exhaust gas of an internal-combustion engine,” *Applied Energy*, vol. 82, pp. 117-132, Oct 2005.

- [11] R. Kepner, “Hydraulic power assist - a demonstration of hydraulic hybrid vehicle regenerative braking in a road vehicle application,” in *International Truck & Bus Meeting & Exhibition*, Detroit, MI, USA, 2002.
- [12] S. R. Pandian, F. Takemura, Y. Hayakawa, and S. Kawamura, “Control performance of an air motor-can air motors replace electric motors?,” in *Proceedings 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 1999, pp. 518-524.
- [13] S. Jien, Y. Ogawa, S. Hirai, and K. Honda, “Performance evaluation of a miniaturized unconstrained digital on-off switching valve,” in *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, 2008.*, Xi'an, China, 2008, pp. 659-664.
- [14] S. Jien, S. Hirai, Y. Ogawa, M. Ito, and K. Honda, “Pressure Control Valve for McKibben Artificial Muscle Actuators with Miniaturized Unconstrained Pneumatic On/Off Valves,” in *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, Singapore, 2009, pp. 1383-1388.
- [15] H. M. Mahgoub and I. A. Craighead, “Development of a microprocessor based control system for a pneumatic rotary actuator,” *Mechatronics*, vol. 5, pp. 541-560, Aug 1995.
- [16] 莊朝焮，壓縮空氣系統節能技術手冊，台北市：經濟部能源委員會，2000。
- [17] 鍾震聲，「單一滑動葉片旋轉式壓縮機之研究」，國立台灣大學機械工程學研究所，碩士論文，民國九十年。

- [18] 黃元茂，「單一滑動葉片無閥門旋轉式壓縮機」，中華民國專利，公開號 573708，2002。
- [19] 陳希立，熱力學，台北市：國立台灣大學機械工程學系，2004。
- [20] Y. A. Cengel, *Thermodynamics: an engineering approach*. Boston: McGraw-Hill, 2002.
- [21] Festo AG & Co. KG, “Festo xDki e-catalogue,” 2008.
- [22] C. Schein and R. Radermacher, “Scroll compressor simulation model,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the ASME*, vol. 123, pp. 217-225, Jan 2001.
- [23] Yangguang Liu, Chinghua Hung, Yuchoung Chang, “Mathematical model of bypass behaviors used in scroll compressor,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1058-1066, Apr 2009.
- [24] 李武鈺、曾賢堦，氣液壓學，台北市：高立，1998。
- [25] 道路交通管理處罰條例第六十九條，民國九十九年五月五日。
- [26] 交通部，電動輔助自行車及電動自行車安全檢測基準，民國九十七年四月十五日。