

國立交通大學

機械工程學系

碩 士 論 文

乙醇-汽油混合燃料引擎
之性能分析與測試

The Performance Analysis and Test of Ethanol-Gasoline Engine

研 究 生：葉榮豐

指導教授：楊文美 博士

中華民國九十七年七月

乙醇-汽油混合燃料引擎之性能分析與測試

The Performance Analysis and Test of Ethanol-Gasoline Engine

研 究 生：葉榮豐

Student : Rung-Feng Ye

指導教授：楊文美

Advisor : Wen-Mei Yang

國 立 交 通 大 學

機 械 工 程 學 系



A Thesis

Submitted to Institute of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

in partial Fulfillment of the Requirements

for the Degree of

Master of Science

in

Mechanical Engineering

July 2008

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十七年七月

摘 要

本文以實驗方法，探討不同比例乙醇-汽油混合燃料(E0、E10、E20、E30)用於汽車引擎之性能輸出、耗油量及廢氣分析。實驗中吾人使用中華汽車公司所生產的DOHC16V水冷直列4汽缸1834c.c.引擎，在供油系統上加裝供油電腦並外接噴油嘴以增加噴油量，利用渦電流磁鎖動力計設定不同轉速及油門全開下量測出其最大輸出動力，並用煙道氣體分析儀，分析引擎在使用不同比例之乙醇-汽油混合燃料時的排氣污染。

實驗結果發現，引擎在使用乙醇-汽油會使引擎馬力及扭力輸出比使用純汽油還來得理想；而在廢氣排放上，對於CO及HC都有明顯的改善；在CO₂的廢氣排放則有著較使用汽油時些微的降低；在使用乙醇-汽油(E10)時，可使燃燒狀態處於接近理論燃燒，使引擎更有效率。

誌 謝

本論文得以順利完成，首先感謝指導教授楊文美博士的提攜與指導，訓練出獨立自主的能力與培養處理事情的思考邏輯，在此致上最深的感謝與敬意。

口試期間承蒙口試委員傅武雄教授、崔燕勇教授及游明輝教授給予專業的建議，使得本論文更加完善，在此由衷的感謝。

實驗室學長豪傑、立杰、友約、文山、武伸，同學梓源、國元以及學弟仁鈞、俊傑的大力幫忙使得本論文能順利完成，感謝大家陪我度過辛勤而充實的兩年研究生生活。謝謝雲心在我生活上的照顧與叮呤。

特別感謝宏泰汽車修理廠的李明古先生、N2N汽車維修廠技師陳榮景先生與對於本實驗所需的專業知識無私的傳授，以及駿承動力的陳旺駿先生和泰菱汽車的許瑋民，感謝他們對本實驗所需器材的支持。

最後，將本論文獻給我的家人，感謝他們在我求學過程中的付出與支持，謝謝您，我的父親、我的母親。

目 錄

| | |
|--------------------------|-----|
| 摘要..... | I |
| 誌謝..... | II |
| 目錄..... | III |
| 表目錄..... | V |
| 圖目錄..... | VI |
| 照片目錄..... | VII |
| 第一章 緒論 | 1 |
| 1-1 研究動機..... | 1 |
| 1-2 文獻回顧..... | 2 |
| 1-2-1 乙醇和汽油的特性比較..... | 2 |
| 1-2-2 乙醇和汽油為燃料之性能比較..... | 3 |
| 1-2-3 乙醇汽油的廢氣污染..... | 5 |
| 1-3 增加供油系統的目的..... | 6 |
| 1-4 研究目的..... | 6 |
| 第二章 原理與方式 | 8 |
| 2-1 電子式汽油噴射的構成..... | 8 |
| 2-2 汽油噴射系統改裝原理與方式..... | 10 |
| 2-3 引擎性能表現..... | 12 |
| 第三章 實驗設備與步驟..... | 14 |
| 3-1 實驗方式..... | 14 |
| 3-2 實驗設備..... | 14 |
| 3-3 實驗步驟..... | 16 |
| 3-3-1 準備工作..... | 16 |
| 3-3-2 實驗數據量測..... | 16 |

| | |
|---|----|
| 3-3-3 實驗關機步驟..... | 16 |
| 3-4 量測值之不準度分析..... | 17 |
| 3-5 理論分析..... | 17 |
| 3-5-1 引擎效率..... | 17 |
| 3-5-2 空氣燃料比..... | 19 |
| 第四章 結果與討論..... | 22 |
| 4-1 引擎性能分析..... | 22 |
| 4-2 引擎排放之廢氣分析..... | 24 |
| 4-2-1 碳氫化合物(HC)污染分析..... | 24 |
| 4-2-2 一氧化碳(CO)污染分析..... | 27 |
| 4-2-3 二氧化碳(CO ₂)污染分析..... | 29 |
| 4-3 引擎燃燒所需之燃料分析..... | 30 |
| 4-3-1 燃料消耗分析..... | 30 |
| 4-3-2 等效比 Equivalence ratio (ψ)分析..... | 30 |
| 第五章 結論..... | 31 |
| 參考文獻..... | 32 |

表 目 錄

| | | |
|----|---------------------|----|
| 表一 | 乙醇和一般汽油之性質比較表..... | 35 |
| 表二 | 本實驗中使用的引擎之原廠規格..... | 36 |
| 表三 | 多點燃油噴射系統組成元件..... | 37 |
| 表四 | 氣體量測範圍..... | 38 |
| 表五 | 實驗參數之最大不準度..... | 39 |



圖 目 錄

| | | |
|------|--|----|
| 圖一 | 空氣系統原理 | 40 |
| 圖二 | 燃料系統原理 | 41 |
| 圖三 | 新增供油系統構成圖 | 42 |
| 圖四 | 多點燃油噴射系統控制示意圖 | 43 |
| 圖五 | 廢氣和空燃比關係圖 | 44 |
| 圖六 | 空燃比與扭力、排氣溫度關係圖 | 45 |
| 圖七 | 渦電流磁鎖動力計 | 46 |
| 圖八 | 空氣流量與轉速對應圖 | 47 |
| 圖九 | 外加供油 0(ms) 馬力、扭力輸出和廠方數據比較圖 | 48 |
| 圖十 | 外加供油 1(ms) 馬力、扭力比較圖 | 49 |
| 圖十一 | 外加供油 3(ms) 馬力、扭力比較圖 | 50 |
| 圖十二 | 外加供油 5(ms) 馬力、扭力比較圖 | 51 |
| 圖十三 | 外加供油 7(ms) 馬力、扭力比較圖 | 52 |
| 圖十四 | 外加供油 9(ms) 馬力、扭力比較圖 | 53 |
| 圖十五 | 使用乙醇-汽油在不同外加供油時間馬力比較圖 | 54 |
| 圖十六 | 使用乙醇-汽油在不同外加供油時間扭力比較圖 | 55 |
| 圖十七 | 增加供油 HC 排放濃度比較圖 | 56 |
| 圖十八 | 使用乙醇-汽油在不同供油時間 HC 排放濃度比較圖 | 57 |
| 圖十九 | 增加供油 CO 排放濃度比較圖 | 58 |
| 圖二十 | 使用乙醇-汽油在不同供油時間 CO 排放濃度比較圖 | 59 |
| 圖二十一 | 增加供油 CO ₂ 排放濃度比較圖 | 60 |
| 圖二十二 | 使用乙醇-汽油在不同供油時間 CO ₂ 排放濃度比較圖 | 61 |
| 圖二十三 | 使用乙醇-汽油在不同供油時間燃料消耗比較圖 | 62 |
| 圖二十四 | 使用乙醇-汽油在不同供油時間等效比比較圖 | 63 |

照片目錄

| | |
|-----------------------|----|
| 照片一 引擎本體..... | 64 |
| 照片二 外加供油系統..... | 64 |
| 照片三 磁鎖動力計..... | 65 |
| 照片四 磁鎖動力計控制器..... | 65 |
| 照片五 煙道分析儀..... | 66 |
| 照片六 油耗計..... | 66 |
| 照片七 Air Tube 測試段..... | 67 |
| 照片八 供油電腦..... | 67 |



第一章

緒論

1-1 研究動機

在 1997 年京都議定書達成溫室氣體減量協議後，各國無不努力規劃並推動再生能源、能源新利用及節約能源等政策措施，以達到所承諾的減量目標。在交通運輸方面，除了運輸系統管理的措施之外，提昇車輛效率及開發潔淨能源車輛也是主要的重點。其中，汽油或柴油的替代能源主要包括氫能、燃料電池、生質燃油等，雖然這些替代能源目前價格都比較高，但由於油價高漲的趨勢使替代能源在未來的潛力無窮。相較於燃料電池，生質燃料在國內討論的比較少，但近幾年來，生質燃料漸漸的被大家所重視。在巴西和印度以高效益且低成本的乙醇燃料取代汽油的需求高漲；在日本，豐田和本田汽車也已經著手開發混合乙醇和汽油的「彈性燃料汽車」(Flex-fuel vehicle)。

「彈性燃料汽車」的油槽讓駕駛人視燃油價格可自行調配比例，既可節省燃油費用亦可達到省能環保的目的。【1】

乙醇的製造完全符合能源自主的目標，乙醇是由各種含糖及澱粉的農作物，如：玉米、甘藷、油菜、甘蔗等，經過研磨、浸泡、蒸煮、發酵等過程，讓成份所含的澱粉(多醣)轉成葡萄糖(單醣)，最後經蒸餾除水而得【2】，因此乙醇燃料又稱作可再用能源(renewable energy)。

基於環保的理由，未來以乙醇取代 MTBE(methyl tertiary butyl ether)是可能發生的。MTBE 則為現今無鉛汽油的添加劑，對於污染地下水及危害人體健康皆有嚴重的影響。所以針對乙醇-汽油的混合燃料與實際引擎的燃燒性能和廢氣排放之間的關係值得去研究與探討。

1-2 文獻回顧

1-2-1 乙醇和汽油的特性比較

若與純汽油來作比較，乙醇、及乙醇-汽油混合燃料所表現出的不同特性，主要歸因於物理和化學性質上的差異。汽油大部分是由4~12 個碳原子之碳氫化合物所構成的混合物，但是乙醇卻是具有唯一及狹窄定義性質之單一化合物，如表一所示【3】【4】。汽油有著較寬廣之過渡性質，例如：沸點較高，比較能適應啟動及加速等突發狀況，乙醇則否。乙醇比重較汽油大，約為0.794，而汽油則是0.7~0.78。乙醇之蒸氣壓較汽油來得低，乙醇為17kpa，汽油則是48~103 kpa；而由於乙醇有較低之蒸氣壓所以在儲存時的蒸發排放(evaporative emission)比汽油來得小，使得乙醇的冷車啟動(cold start)狀況比汽油來得不好。將一定比例的乙醇加到純汽油中形成乙醇-汽油混合燃料時，其性質將介於乙醇、汽油兩者之間，與汽油性質之偏差程度則和乙醇加入量成正比。

乙醇的辛烷值(Research Octane Number, RON)比汽油來得高，汽油介於91~105之間，而乙醇則在106~108之間。在SI(火花點火)的引擎中，壓縮比的大小往往決定燃料在室內壓縮燃燒的過程中產生爆震(knock)的可能性。辛烷值是一種抗爆震的指標，其值越大，代表越能承受更大的壓縮比而不易產生爆震。理論上對未節流的Otto-cycle引擎而言，其能源轉換效率 η ：

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma^{k-1}} \quad (1.1)$$

其中 γ 為壓縮比， k 為比熱比(Specific Heat Ratio)。因此添加具有較高辛烷值的乙醇，藉由提高壓縮比，不僅可以增加引擎之熱效率，更可以提高引擎的馬力輸出。另一方面，乙醇的水溶性(water solubility)明顯比汽油高，此性質在醇類作為燃料使用上會造成零件腐蝕現象。相關研究報告指出醇類對銅、黃銅及鋁製之零件會起反應而造成機件

損壞，因此在油路設計上應避免使用上述之材質【5】。乙醇也會和大部分橡膠(rubber)起反應，而造成管路堵塞現象，所以在實驗中需要利用橡膠管路之部份應盡量使用氟碳化物類(fluorocarbon)的橡膠【6】。

針對燃燒特性來做比較，乙醇的閃火點(flash point)以及自燃溫度(auto-ignition temperature)較汽油來得高，此性質使乙醇在儲存與運送上比汽油安全。在蒸發潛熱的差異上，乙醇的蒸發潛熱比汽油高，所以使用乙醇燃料的引擎，其燃料進氣系統的溫度會較低，如此可提高引擎之容積效率。至於熱值(heating value)方面，乙醇之熱值比汽油低，因此若改以乙醇燃料使用於汽油引擎上時，需要1.5~1.8倍的燃料量才能達到相同的燃燒熱供應。乙醇燃料的化學計量比比汽油來得小，約為汽油的0.5~0.66倍，因此在完全燃燒所需要的空氣量比汽油來得少。所以若要使用純乙醇作為引擎燃料，則必須在引擎設計上作相當大幅度之修改。基於經濟與取得性的考量上，一般在實際的應用大多將乙醇與汽油以特定體積比混合使用。至於在混合燃料的性質變化上，大多介於純乙醇與汽油之間，唯獨在蒸氣壓卻是呈現非線性的變化。以乙醇-汽油混合來說，在5~10%乙醇含量之下，其蒸氣壓會達到最大值，因此在使用混合燃料時，冷啟動之問題便消失【7】。由於混合燃料性質介於純乙醇與汽油之間，因此只要混合燃料中乙醇之含量較少時(低於30%)，對於引擎操作並不需要作大幅度的更改【8】。

1-2-2 乙醇和汽油為燃料之性能比較

引擎性能的提升以及熱效率的增加，是目前相當重要的研究課題。尤其在石油能源逐漸減少的時代，提高效率對於節約能源有很大的幫助。Taylor等人【9】以四種燃料(分別為甲醇、乙醇、異丙醇以及正丙醇)來和汽油混合，用於一多氣門引擎中發現，使用醇類混合燃料會使得進氣歧管在進氣衝程時有蒸發冷卻的情形發生，並會增加進

氣密度(charge density)，因而會增加有效容積效率和功率的輸出。另一方面，醇類的低化學計量比及低燃燒熱兩個特性會促使釋放更多的熱量來提供給氣體加熱，因此會提高輸出功率。以氧之質量濃度為基準來看，這四種燃料並沒有明顯的差異，而且可以證實的是，醇類燃料影響引擎的主要參數就是空燃比的改變，對於其化學過程並不會有太大的影響。

Palmer等人【10】在不同比例之乙醇-汽油混合燃料引擎實驗中指出，使用含10%乙醇-汽油可增加5%引擎輸出功率，每增加10%乙醇含量，其辛烷值就可提高5。

Hamdan和Jubran【11】使用TD43引擎測試結果指出，使用含5%乙醇之混合燃料可得到最佳的引擎效能，熱效率約可增加4~21%。

Abdel-Rahman等人【12】則測試E10、E20、E30和E40等混合燃料在不同壓縮比下之引擎性能，指出乙醇-汽油混合燃料之特性有二：增加辛烷值和降低熱值。含乙醇10%以下之汽油混合燃料對於提升辛烷值的效應比較明顯，而含乙醇10%以上之汽油混合燃料則會受制於熱值明顯降低的效應而使燃料之使用效能降低。他們同時指出就引擎性能而言，在不同壓縮比的操作條件下，乙醇-汽油最佳混合的比例是10%，乙醇含量低於10%之混合燃料，引擎汽缸內所能得到的最高壓力會高於純粹使用無鉛汽油為燃料的狀況，但在乙醇含量高於10%後，所得到的最高壓力甚至會低於純無鉛汽油燃料得到的，以致影響引擎動力輸出。

Radwan等人【13】在有關乙醇-汽油混合燃料對於SI引擎性能及爆震極限的研究中指出，以50%乙醇與50%汽油的混合可得到最高抗爆震極限值。

Sinor等人【14】在評估乙醇之物理和化學性質對於SI以及CI引擎之性能表現之實驗中指出，乙醇有較高的汽化熱，會增加乙醇的功率，而且因為乙醇火焰溫度較低，會促進乙醇燃料之效率。不過，由於

汽化熱較高，對於SI及CI引擎來說容易造成冷車啟動的問題。

Brinkman【15】在一個壓縮比從7.5~18、當量比從1.2到貧油極限的單汽缸引擎上，使用乙醇作為燃料。結果顯示，乙醇比汽油增加3%之熱效率，若壓縮比從7.5增加到18，則熱效率可以增加到18%。

謝煒東【16】使用乙醇-汽油混合燃料在引擎之閉迴路測試中，對於 E0 燃料與 E5~E30 燃料之引擎扭力輸出比較上，則以 E0 燃料所輸出之扭力稍小。在低開度(20%)或是高轉速時(4000 rpm)，此種現象比較明顯。推測可能因為引擎原設定在這些狀態下時，是處於富油操作，當加入乙醇後，由於貧油化效應，使得操作條件往貧油方向移動。而在低開度時，隨燃料中乙醇所佔之百分比增高，引擎操作之空燃當量比也隨之增高，也就愈靠近化學計量比(stoichiometric)之操作條件時，因此可得到較佳的燃燒情況，所以可得到較高的扭力輸出。

1-2-3 乙醇汽油的廢氣污染

環保問題漸漸成為工業社會中重要的課題之一，而汽機車等移動式污染源所造成的污染更是一大問題。因此使用乙醇-汽油混合燃料的另一重要目的就是降低廢氣排放的濃度。不同混合比例的乙醇和汽油混合燃料使用於 SI 引擎時，可不同程度地降低 CO 和 HC 排放，尤其是乙醇的可燃極限寬廣並且含氧等性質，使得乙醇-汽油混合燃料在降低 CO 的排放濃度上，效果顯著。由於醇類之分子式中含有一氧原子，因此可視為預氧化的(partially oxidized)碳氫化合物，對於引擎廢氣排放有抑制的功用，所以醇類混合燃料能降低污染程度，同時減少石油燃料之消耗，因而在混合燃料之引擎性能及廢氣影響上便有許多的相關研究。文獻【14】中指出，引擎若使用較低混合比的乙醇汽油燃料，則排氣管排放之 CO、VOC(Volatile Organic Compounds)較少，NO_x 會略微增加一點，而醛類排放則比汽油高些。而使用高混合比的乙醇為燃料，則除了 NO_x 下降外，其他趨勢都一樣。文獻【9】中指出醇類燃料影響引擎的主要參數就是當量比的改變，對於其化學

過程並沒有多大的影響。在幾個特定的負載下，添加醇類燃料主要可以降低 CO 約 75%、HC 約 40%以及 NO 約 50%。因此不需要在閉迴路的噴油策略下，便可以使得整體操作趨於貧油化。醇類燃料能夠改變排氣的品質，而且對於沒有加裝觸媒轉換器或閉迴路空燃比控制之車輛皆能使用來降低廢氣的排放。文獻【10】中指出含 10%乙醇之汽油燃料可降低 CO 排放濃度約 30%。在使用乙醇-汽油混合燃料之 CO 以及 NO_x的排放上都比使用汽油的來得低，特別是在富油的操作下。文獻【16】中指出 CO、HC 之排放濃度因乙醇加入所造成之貧油化效應而降低，降幅分別為 10~90%、20~80%不等，視操作條件而定。CO₂排放濃度則是因為燃燒較完全而升高，NO_x之排放濃度須視引擎操作條件而定，當引擎操作條件接近當量比燃燒時，NO_x之排放濃度便較高。但也有一些研究指出，使用醇類替代燃料之引擎比一般引擎排放較多的醇類及醛酮類化合物，而醛酮類的主要排放化合物為甲醛、乙醛及丙酮，但是所增加醛酮類的排放，其破壞性遠低於汽油所排放出的多核芳香族(polynuclear aromatics)，因此使用醇類燃料為主的混合燃料配方，其空氣品質還是比使用汽油還好【17】。

1-3 增加供油系統的目的

由上述的文獻得知，當乙醇加入後，由於貧油化效應，使得操作條件往貧油方向移動，導致引擎運轉不順進而影響引擎的性能表現。而且當貧油時，空燃比比理論空燃比大時，CO及HC的濃度皆往下降，但是氣體NO_x的濃度卻快速竄升，形成另一污染。然而增加供油量可降低引擎的工作溫度抑制NO_x的濃度。所以在控制這些廢氣的濃度上必須調整正確，當引擎行進間時針對空燃比的不同變化，可以利用供油系統的控制使空燃比能儘量趨近於理想狀態。

1-4 研究目的

要將乙醇混合燃料有效地使用於引擎上，有必要對乙醇做全面性

的了解與探討。本研究主要是針對不同體積比例E0~E30的乙醇-汽油 (E30：30%乙醇+70%95無鉛汽油)在不同空燃當量比、轉速下，探討引擎性能、耗油量及廢氣排放的結果。但乙醇-汽油在引擎燃燒時，會伴隨貧油效應產生，有鑑於此，吾人將視原廠引擎測試結果更換不同濃度之乙醇-汽油，並加裝可調式汽油壓力調節閥及可程式供油電腦，探討乙醇-汽油對動力輸出及廢氣排放的影響。



第二章

原理與方式

2-1 電子式汽油噴射的構成

引擎的供油方式分為化油器和噴射兩種方式，就馬力輸出、燃油效率、廢氣汙染、可靠度等各方面來說化油器的時代已經過去，汽油噴射系統已形成主要潮流。在噴射系統中可分為兩種噴射型式：

1. 節氣閥體噴射式

節氣閥體噴射式(Throttle Body Injection)又稱為單點噴射(SPI: Single-Point Injection)，只使用一或二支噴油嘴，裝在節氣閥上方，以較低的壓力噴出汽油，汽油與流經節氣閥的空氣形成混合氣後，必須先通過進氣歧管後再由進汽門進入汽缸。但是油氣流經進氣歧管時，部份油氣會在歧管壁附著，並且會因進氣歧管的形狀、長度不同而造成各缸混合氣分配不均。因為油氣從節氣閥到汽缸必然會有的時間延遲，因此引擎加速時的反應會較慢。

2. 進氣口噴射式

進氣口噴射式(Port Injection)又稱為多點噴射(MPI: Multi-Point Injection)，每一缸的進汽口前各有一支噴油嘴，對準進汽門，以 2.7 kg/cm^2 (各車型不同)的壓力將汽油噴出，而與進氣歧管中的空氣一起進入汽缸，形成混合氣。如此一來進入各汽缸油氣的混合比較平均【18】。

電子式汽油噴射(EFI: Electronics Fuel Injection) 是上述的第二種型式的噴射方式，且由10個以上的零件構成，大致分為下列三項系統：

1. 空氣系統

空氣系統是指引擎運作時空氣量的量測以及控制引擎燃燒必要

的空氣。如圖一所示，空氣濾清器過濾的空氣由空氣流量計測定，經節氣閥本體(Throttle Body)，以緩衝櫃(Surgetank)分配給各汽缸的進氣歧管。在進氣歧管內進行燃料噴射使汽油與空氣混合，之後被吸入各個汽缸內。假若當冷卻水溫度過低時，為促進引擎暖機，引擎具有快速惰轉機構，亦即空氣閥(Air Control Valve)的控制，流經此空氣閥的空氣是從節流閥前的旁通管(By Pass)所引入。

2.燃料系統

燃料系統是提供汽缸內燃燒所必需的汽油量。如圖二所示，利用燃油泵從油箱將汽油吸上來，通過汽油壓力調節閥、汽油濾清器後，將油壓與進氣歧管的壓力差保持在約265Kpa(依車種而定)。由汽油輸送管分配至各個噴油嘴進行噴射(Injection)。而噴油是從電子控制單元(Electronic Control Unit)所送出之噴油訊號，將適當之汽油噴射至進氣歧管內。

3.控制系統

控制系統針對引擎運轉狀態，車輛行駛狀態，決定最適當的汽油噴射量。供給引擎之噴油量是靠噴油嘴的噴射時間來控制，而其所需之噴射時間係由控制單元計算之後才決定。在偵測引擎運轉狀態的感測器計有水溫感測器、進氣溫度感測器、曲軸位置感測器、節流閥感測器、含氧感測器等【19】。

本研究使用中華汽車公司所生產排氣量1834c.c.的DOHC16V水冷直列4汽缸多點燃油噴射引擎(表二)，上述第二種形式的噴射方式，多點燃油噴射系統由偵測引擎狀況的許多感應器所組成(表三)。引擎電腦盒(ECU: Electronic Control Unit)依據這些感知器的訊號，如水溫感知器、進氣溫度感知器、曲軸位置感知器、節流閥感知器、含氧感知器等，來控制此系統，而作動器(如汽油泵浦繼電器)的作用也是在ECU的控制下進行，ECU主要的控制功能如下【20】：

1.燃油噴射控制

噴油嘴的噴射時間以及噴油正時是依據引擎運轉的條件來控制，使進入到汽缸內的混合氣能控制在最佳的混合比。當引擎在冷態時或是在高負載的情況下，為了確保引擎性能，ECU會提供較濃的混合比，此種模式稱為開迴路控制(Open Loop)。當引擎暖機後或是在正常的運轉的條件時、ECU利用含氧感知器的信號進行閉迴路控制(Closed Loop)，混合比控制在理論空燃比($A/F=14.7$)。

2.怠速空氣控制

在怠速時，ECU依據引擎負載變化的情形及怠速改變的情形來控制旁通閥空氣量的大小，使怠速可以保此在最適當的轉速。另外ECU依據引擎的水溫及冷氣負載的情況來驅動怠速控制器(ISC)馬達使引擎運轉在預先設定的目標值。

3.點火正時

ECU依據引擎轉速、進氣量的大小、冷卻水溫度以及大氣壓力來決定點火正時，使點火正時控制在最佳時機。

4.自我診斷

當偵測到與排放控制系統有關的感知器或作動器異常時(一個以上異常)，ECU會輸出異常之感知器或作動器的診斷故障(Diagnostic Trouble Code)，除此之外在特定的條件下，作動器也可以被強制驅動。

ECU電腦除了上述的控制功能外，還有其他如汽油泵浦、控制冷氣繼電器、控制風扇繼電器控制等，多點燃油噴射系統如圖三。

2-2 汽油噴射系統改裝原理與方式

空氣流量的量測視為是供油多寡與否的重要一環。引擎吸入的空氣量可由節氣門開度或進氣歧管壓力與引擎轉速推定。吸入空氣量檢出可分為直接式、間接式：

(1)直接式稱為質量流方式，以空氣流量計(Air Flow Meter)直接計測吸入空氣流量。

(2)間接式是以進氣歧管壓力和引擎轉速推定吸入之空氣量的速

度密度方式，其使用進氣歧管感測器(Manifold Absolute Pressure Sensor)感測進氣歧管的壓力，與節氣速度方式，由節氣門開度和引擎轉速推斷吸入之空氣量。本實驗引擎之空氣流量檢出是使用第二種間接式的方法，讓空氣流量由速度密度方式得知。

當我們得知空氣流量後，便可從設定空燃比得知引擎所需之汽油量，經過控制單元將需要的油量由噴油嘴提供至進氣歧管，與空氣混合進入汽缸中完成燃燒。不過，當燃料為乙醇汽油時混合氣中含氧量增多使得供油不敷使用而導致空燃比上升，形成貧油現象影響引擎性能，雖然在低轉速並不明顯，但在高轉速及高負載下便會顯現出來，使得引擎無法發揮最佳性能。基於此缺點，供油系統必須適當地增加供油量。

供油系統的更改目的是要提高單位時間的供油量。由於原車的供油程式考慮了廢氣控制、油耗經濟性、運轉穩性定、引擎材料耐用性，所以在馬力的輸出表現上，往往無法達到注重性能的使用者的需求，例如在高轉速、高負荷時，往往呈現供油量不足，這時就有賴於更改供油系統的方式來達成。

多點噴射油路系統中的油壓調節器，它負責對噴油嘴提供一固定的壓力，壓力越大那麼相同的噴射時間噴出的汽油量越多。可調式汽油壓力閥是裝置在回油管上，經由調整可將噴油嘴的噴油壓力提高，進而達到不更動供油程式的情況下增加噴油量。噴油嘴也是重要的改裝項目，噴油嘴的大小決定了單位時間的噴油量，改用口徑較大的噴油嘴是提高噴油量的最直接方法，要換到多大則需視引擎的改裝程度而定。改換噴油嘴所獲得噴油量的增加是全面性的，而一般車主所需要的通常是高轉速和重負荷時適度的增加噴油量，這就加裝可變程式供油電腦才能達成。

加裝可變程式供油電腦是供油系統改裝中有效的一種方法，經由這個電腦車主可依照汽車引擎的改裝程度，配合空燃比的測量，設定

出最佳的供油程式，它最大的優點是日後引擎再作更動、改裝時，可依引擎的實際情況經由程式的修正立刻獲得解決。在加裝可變程式電腦後，原引擎的供油電腦不變，可變程式電腦將原引擎的感應器，如轉速感測器、進氣壓力感測器的訊號加以利用後，提供更改的噴油系統，其噴油的時機與時間，再配合原引擎的各種供油補償程式，使本實驗不會因為更改供油系統所獲得高引擎性能，而讓引擎原來的運轉順暢度有所改變。

2-3 引擎性能表現

影響引擎性能表現的原因很多，四行程引擎由於汽門重疊的設計，使廢氣的排氣效率良好，但受到排氣背壓的影響，使得排氣後仍有廢氣殘留於汽缸內，因此造成體積效率的降低，由於實際的引擎必須裝置排氣管及消音器，使在引擎排氣門出口處的背壓增加，而造成馬力和扭力輸出降低，一般背壓增加 0.1kg/cm^2 時，馬力就下降3.5%，其中2%為殘留廢氣所造成，1.5%則是排氣損失所致。如圖四所顯示排氣管的動力效果，當排氣門開啟時排氣門出口處產生很大的正壓波，而在排氣管出口處受到反射作用轉換為負壓波，如此持續作用使排氣門出口處的壓力波正負交替。若使負壓波和汽門重疊時期同步，則可以產生動力效果，增加體積效率；反之若汽門重疊時，排氣門出口處剛好為正壓波，則會產生相反的效果。

引擎的性能輸出除了受到體積效率的影響外，還需要考慮到引擎的機械效率(Mechanical Efficiency η_m)，引擎運轉時所產生的機械摩擦及驅動附件等損耗，使其制動功必小於指示功，因此機械效率必小於1。機械效率的計算如下所示：

$$\eta_m = \frac{BHP}{IHP} \quad (2.1)$$

其中，IHP為指示馬力(Indicated Horsepower) 是由引擎實際循環中所獲得的馬力，BHP為制動馬力(Brake Horsepower)是引擎曲軸實際向外

輸出的馬力，兩者之差稱為摩擦馬力(FHP：Friction Horsepower)為引擎的摩擦損失及引擎各種配件的驅動損失所消耗的馬力總和。引擎的制動馬力在低速時會隨著引擎轉速增加而直線的增加，但在高速範圍時則漸趨平坦，當到達一最高值後，接著會隨著轉速增加而降低。此是因為摩擦馬力隨引擎轉速增加，機械效率隨引擎速率增加而降低，並且由於制動馬力=指示馬力×機械效率，因此，制動馬力在指示馬力繼續增加時，即已到達最高值，如圖五所示。另外由於體積效率在高速時亦逐漸降低，也造成制動馬力降低。因為制動馬力和扭力成正比，所以扭力曲線亦隨著引擎轉速增加而增加至一最高點，然後隨著引擎轉速增加而降低。通常扭力曲線的變化反映出體積效率隨引擎速率的變化關係【21】。



第 三 章

實驗設備與步驟

3-1 實驗方式

本實驗主要進行更換不同濃度的乙醇-汽油測量出用於引擎的性能輸出的差異及油耗。而引擎的動力直接輸出至一個渦電流磁鎖動力計上，使其制動馬力可以由一傳動軸輸出連結至動力計的轉子上，轉子會受到引擎的扭力而旋轉，因為轉子是在一個磁場中旋轉，所以在感應電流環上會產生一感應電動勢，並且產生新的感應電流。而這股新的感應電流再產生磁力以抵抗轉子的轉動，而這個抵抗磁力會顯示在負載計上，所以由引擎所傳出的馬力與扭力便可立即在液晶顯示器上表現出來，讓我們在同一油門開度下，可以比較不同濃度的乙醇汽油所產生的馬力與扭力。另外，利用煙道氣體分析儀來分析各種廢氣的排放濃度，以便提供我們得知當時空燃比的數值，再以廢氣濃度與空燃比的關係圖來作修正，改變實驗供油的多寡，使我們對性能之提升與燃料的節省有更深入的了解【22】。

3-2 實驗設備

本實驗主體是一部由中華汽車公司所生產的VIRAGE車型，所配備排氣量1834 c.c.的DOHC16V水冷直列4汽缸引擎，其規格如表二。

主要的實驗配備如下：

- 1.引擎本體，引擎規格如表二。
- 2.可調式汽油壓力調節閥
- 3.噴油嘴
- 4.或鼎可程式電腦供油系統。

實驗測試中所用到的儀器有：

1. 渦電流動力計

由義大利API公司所生產之渦電流動力計最大可量測馬力為186kw(250HP)，可測得最大扭力為800n-m(81.63kg)，最高轉速為12000RPM，轉速精準度為 $\pm 0.1\%$ ，馬力和扭力的精準度為 $\pm 0.1\%$ 。其主控模組可提供冷卻水溫過高，水壓過低及電路錯誤等警報訊息。

2. 煙道氣體分析儀

德國RBR公司所生產的煙道氣體分析儀Ecom-SG+，此型氣體分析儀適用於氧氣、一氧化碳、碳氫化合物、氮氧化合物、二氧化硫等濃度、溫度和壓力等連續監測，記憶容量最多可達4000筆量測資料，量測氣體範圍如表四。

3. 數位電錶

電錶為APPA-95型數位電錶，電壓精度為0.01V，吾人利用此電錶量測節氣閥開度感知器的變化。

4. 直立式油耗計

油耗計由精英科技有限公司製造，油耗誤差為 $\pm 1\text{c.c.}$ 。吾人利用此油耗計測量出不同比例乙醇-汽油運作於引擎之耗油量。

5. 風速計

風速流量計為TESTO 435 多功能風速流量計，風速範圍：0~20m/s, 0~60m/s，解析度：0.01m/s，利用此風速計量測固定引擎轉速下流經Air Tube 的空氣風速。

6. 風壓計

風壓流量計為THOMMEN HM 35 風壓計，量測範圍：0~25mbar至0~70bar，精度等級0.1%T，利用此風壓計量測固定引擎轉速下流經Air Tube 的空氣壓力。

3-3 實驗步驟

3-3-1 準備工作

- 1.檢查引擎冷卻水箱機油油位和傳動軸固定螺絲。
- 2.打開廢氣排氣機。
- 3.打開外部水循環，開關水壓維持在 25 kg/cm^2 。
- 4.打開渦電流磁鎖動力計的開關，並將轉速旋鈕開到最大。
- 5.開啟煙道氣體分析儀，自動3分鐘校正。
- 6.使用汽油燃料系統發動引擎，暖機達到工作溫度且怠速運轉穩定(約850RPM)。

3-3-2 實驗數據量測

本實驗主要測試以不同比例的乙醇-汽油為燃料工作於原廠引擎時的輸出引擎性能、耗油量及排氣分析。

- 1.旋轉渦電流動力計控制面板的旋鈕將引擎轉速預設在1000RPM。
- 2.緩緩將節氣閥的開度至100%，此時引擎轉速會受到渦電流動力計的負載而維持在預設轉速1000RPM。
- 3.旋轉渦電流動力計控制面板的旋鈕，一次增加引擎轉速500 RPM，並同時記錄引擎的馬力、扭力、耗油量和排放廢氣。
- 4.持續增加轉速到3500RPM後將轉速慢慢減慢到1000RPM
- 5.將節氣閥開度關閉使引擎回到怠速狀態。
- 6.更換不同燃料(E0、E10、E20、E30)重複步驟1~5。
- 7.更改噴油時間(1、3、5、7、9ms)重複步驟1~6。

3-3-3 實驗關機步驟

- 1.引擎怠速5分鐘後關閉引擎電門。
- 2.關閉渦電流動力計、水循環系統和廢氣排放機。
- 3.將氣體分析儀的量測管路從引擎排氣管抽出，並讓新鮮空氣吸入管路中，沖洗氣體感應器10分鐘後即可關機。

3-4 量測值之不準度分析

為了解實驗中所測量得來的數據其準確性，可運用由Kline【23】所提之不準度分析方法來分析實驗之數據結果。

設一個實驗值R受測量值參數 X_1 、 X_2 、 X_3 X_n 所影響，實驗所量測的R可表示為

$$R = (X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (3.1)$$

這些參數測量值其各自之不準度為

$$\frac{\delta X_1}{X_1}, \frac{\delta X_2}{X_2}, \frac{\delta X_3}{X_3}, \dots, \frac{\delta X_n}{X_n} \quad (3.2)$$

R的誤差值為

$$\delta R = \frac{R}{X_1} \delta X_1 + \frac{R}{X_2} \delta X_2 + \frac{R}{X_3} \delta X_3 + \dots + \frac{R}{X_n} \delta X_n \quad (3.3)$$

因為其中 δX_1 、 δX_2 、 δX_3、 δX_n 之值甚小，所以 δR 可近似為

$$\delta R = \left\{ \left[\left(\frac{R}{X_1} \right) \delta X_1 \right]^2 + \left[\left(\frac{R}{X_2} \right) \delta X_2 \right]^2 + \dots + \left[\left(\frac{R}{X_n} \right) \delta X_n \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (3.4)$$

則R之不準度可表示如下

$$\begin{aligned} \frac{\delta R}{R} &= \left\{ \left[\left(\frac{R/R}{X_1/X_1} \right) \frac{\delta X_1}{X_1} \right]^2 + \left[\left(\frac{R/R}{X_2/X_2} \right) \frac{\delta X_2}{X_2} \right]^2 + \dots + \left[\left(\frac{R/R}{X_n/X_n} \right) \frac{\delta X_n}{X_n} \right]^2 \right\}^{1/2} \\ &= \left\{ \left[\left(\frac{\ln R}{\ln X_1} \right) \delta X_1 \right]^2 + \left[\left(\frac{\ln R}{\ln X_2} \right) \delta X_2 \right]^2 + \dots + \left[\left(\frac{\ln R}{\ln X_n} \right) \delta X_n \right]^2 \right\}^{1/2} \end{aligned} \quad (3.5)$$

由以上之方程式(3.1)~(3.5)可用來分析本實驗所量測各實驗值之最大不準度。

3-5 理論分析

3-5-1 引擎效率

影響引擎整體的表現很多，主要有：

1. 壓縮比(r_c)

2.制動平均有效壓力(Brake Mean Effective Pressure , $b MEP$)

3.燃料消耗率(Specific Fuel Combustion , sfc)

4.燃料轉換效率(Fuel Conversion Efficient , η_f)

5.空燃比(A/F)

6.體積效率(Volumetric Efficiency , η_v)

其中壓縮比可表示為

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (3.6)$$

V_d 為活塞位移量(Piston Displacement) , 也就是活塞自下死點活動至上死點之間的汽缸體積容量。 V_c 為活塞位於上死點汽缸體積。而 $b MEP$ 定義為一個循環的有效功率除以行程容積, 可表示為

$$b MEP = \frac{W n_R}{V_d N} \quad (3.7)$$

n_R 為每一個汽缸的完成動力行程曲軸所旋轉的圈數, 四行程引擎 $n_R=2$, 二行程引擎 $n_R=1$, N 為引擎轉速(rev/min) , V_d 為引擎排氣量。燃料消耗率之定義為每單位功率輸出所必須消耗的燃料流率

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{W} \quad (3.8)$$

\dot{m}_f 為燃料的質量流率。燃料轉換效率 η_f 其定義為

$$\eta_f = \frac{W_c}{\dot{m}_f Q_{HV}} = \frac{\left(\frac{W n_R}{N} \right)}{\left(\frac{\dot{m}_f n_R}{N} \right) Q_{HV}} = \frac{W}{\dot{m}_f Q_{HV}} \quad (3.9)$$

其中 Q_{HV} 代表燃料熱值, W_c 為一個循環所能輸出的功。將方程式(3.8)帶入(3.9)可得

$$\eta_f = \frac{1}{sfc Q_{HV}} \quad (3.10)$$

而空燃比表示為

$$A/F = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (3.11)$$

\dot{m}_a 空氣質量流率。體積效率定義為

$$\eta_v = \frac{\text{實際進入汽缸之混合氣量}}{\text{理想進入汽缸之混合氣量}} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d} \quad (3.12)$$

其中 $\rho_{a,i}$ 表示進入汽缸之前的空氣密度。並且馬力 W 定義為引擎轉速 N 於扭力 T 的乘積：

$$W = 2\pi NT \quad (3.13)$$

將上述參數之定義 3.7、3.9、3.11 及 3.13 加以推導即可得到

$$W = \frac{\eta_f \dot{m}_a N Q_{HV}}{n_R (A/F)} \quad (3.14)$$

再將方程式 3.12 帶入方程式 3.14 中可得

$$W = \frac{\eta_f \eta_v N V_d Q_{HV} \rho_{a,i}}{2(A/F)} \quad (3.15)$$

$$T = \frac{\eta_f \eta_v V_d Q_{HV} \rho_{a,i}}{4\pi (A/F)} \quad (3.16)$$

從方程式 3.15 及 3.16 可以發現馬力(W)及扭力(T)與空氣密度、體積效率成正比。由理想氣體方程式可得知，送入汽缸中的空氣質量與壓力成正比與溫度成反比關係

$$\rho_{a,i} = \frac{\dot{m}_a}{V_a} = \frac{1}{R} \frac{P_a}{T_a} \quad (3.17)$$

其中 \dot{m}_a 代表空氣質量， V_a 代表空氣體積， P_a 與 T_a 分別為壓力與溫度， R 為萬用氣體常數(universal gas constant)

由 3.17 式中可以看出，利用乙醇的高蒸發潛熱令燃料進氣系統的溫度 T_a 會較低，而使得送入汽缸中的空氣密度和空氣質量變大，從 3.12 式中，可看出容積效率也會跟著變大，如此一來便可以達到增加引擎的效率【24】。

3-5-2 空氣-燃料比(Air-Fuel ratio)

(A) 實際空氣-燃料比 $(A/F)_a = \dot{M}_a / \dot{M}_f$

空氣流量：

$$\dot{M}_a = \rho_a \cdot \dot{V}_a \quad (3.18)$$

\dot{V}_a ：為測試段體積流率； ρ_a ：為空氣密度

空氣壓力由引擎的 Air tube 連接至一台 THOMMEN 風速壓力計。

測得風壓 P_a 。

使用理想氣體方程式：

$$P_a V_a = N_a R_a T_a \quad (3.19)$$

V_a ：Air Tube 測試段之體積； N_a ：空氣之莫耳數

T_a ：空氣的溫度； R ：空氣之氣體常數 $= 0.082 \frac{\text{atm} \cdot \text{L}}{\text{mole} \cdot \text{K}}$

(3.19)經推導可得

$$\rho_a = \frac{P_a \cdot M}{R \cdot T_a} \quad (3.20)$$

M ：空氣之分子量=29

由上述條件可得空氣密度 ρ_a ，將此密度帶回(3.18)式，即可得到空氣流量。

經油耗計可測得固定引擎轉速下之油耗 \dot{M}_f ，即可得 $(A/F)_a$

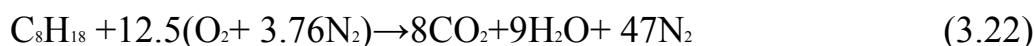
(B)理想空氣-燃料比 $(A/F)_s$

乙醇：



$$(A/F)_s = (3 \cdot 32 + 3 \cdot 3.76 \cdot 28) / 24 + 5 + 16 + 1 = 8.95$$

汽油：



$$(A/F)_s = (12.5 \cdot 32 + 12.5 \cdot 3.76 \cdot 28) / 12 \cdot 8 + 18 = 15.05$$

(C)等效比 Equivalence ratio (ψ)

等效比的定義是理想空氣-燃料比與實際空氣-燃料比的比值

$$\text{即 } \psi = \frac{(A/F)_s}{(A/F)_a}$$

這個定義是為了要區別不同種類燃料之間在燃燒時的燃料質量與空氣質量的比值。

對於貧油燃料混合物： $\psi < 1$

對於富油燃料混合物： $\psi > 1$

對於理論燃料混合物： $\psi = 1$



第四章

結果與討論

本章將比較不同比例之乙醇汽油混合燃料引擎及加裝供油系統後的引擎性能和引擎的排氣分析，實驗分成乙醇-汽油(E0、E10、E20、E30)引擎加裝供油系統，在節氣閥開度為 100%，針對引擎的馬力、扭力輸出及廢氣排放的差異，做一詳細的分析。

4-1 引擎性能分析

圖九(a)馬力(b)扭力為量測之結果與中華汽車(CHINA MOTOR)原廠公佈之數據比較，從圖(a)中可看出在任何轉速下，實驗所得的數據均比原廠公佈的數據低，隨著引擎轉速升高，實驗所得的馬力和原廠數據相差會愈大，當到達實驗轉速 3500RPM 時使用 E0 實驗所得的馬力會低於原廠數據 27.1%；使用 E10 實驗所得的馬力會低於原廠數據 27.7%；使用 E20 實驗所得的馬力會低於原廠數據 26.6%；使用 E30 實驗所得的馬力會低於原廠數據 24.4%，而在圖(b)扭力部份，使用 E0 所得最大扭力是發生在 3000RPM，所量得數據為 12.9(kg-m)，低於原廠公佈數據 20.8%；在實驗中使用 E10 所得最大扭力是發生在 3000RPM，所量得數據為 12.5(kg-m)，低於原廠公佈數據 23.3%；使用 E20 所得最大扭力是發生在 3000RPM，所量得數據為 13(kg-m)，低於原廠公佈數據 20.2%；使用 E30 所得最大扭力是發生在 3000RPM，所量得數據為 12.9(kg-m)，低於原廠公佈數據 20.8%，由於實驗中為了配合實驗室的排氣管路的位置，所以將引擎的排氣管截彎修改，因此會降低排氣管的動力效果使引擎體積效率變小【21】，引擎性能輸出因而降低。

圖十為在外加供油 1(ms)的狀態下，E0、E10、E20、E30 之(a)

馬力及(b)扭力比較圖。由圖中可看出，在引擎轉速 1000RPM 到 1500RPM 轉速下不同四種燃料的馬力、扭力並無太大的變化，然而當轉速上升至引擎轉速 1500RPM 到 3500RPM 之間，馬力隨著轉速上升而增加，使用 E30 可在引擎轉速 3500RPM 得到最大馬力輸出 46.3(kw)，與 E0 的馬力輸出比較增加了 2%；在扭力方面，使用 E20 可在引擎轉速 3000RPM 得到最大扭力輸出 13.2(kg-m) 與 E0 的扭力輸出比較增加了 0.7%。

圖十一為在外加供油 3(ms)的狀態下，E0、E10、E20、E30 之(a)馬力及(b)扭力比較圖。由圖中可看出，在引擎轉速 1000RPM 到 1500RPM 轉速下不同四種燃料的馬力、扭力並無太大的變化，然而當轉速上升至引擎轉速 1500RPM 到 3500RPM 之間，馬力隨著轉速上升而增加，使用 E10 可在引擎轉速 3500RPM 得到最大馬力輸出 48.2(kw)，與 E0 的馬力輸出比較增加了 4%；在扭力方面，使用 E20 可在引擎轉速 3000RPM 得到最大扭力輸出 13.3(kg-m) 與 E0 的扭力輸出比較增加了 0.7%。

圖十二為在外加供油 5(ms)的狀態下，E0、E10、E20、E30 之(a)馬力及(b)扭力比較圖。由圖中可看出，在引擎轉速 1000RPM 到 1500RPM 轉速下不同四種燃料的馬力、扭力並無太大的變化，然而當轉速上升至引擎轉速 1500RPM 到 3500RPM 之間，馬力隨著轉速上升而增加，使用 E30 可在引擎轉速 3500RPM 得到最大馬力輸出 52(kw)，與 E0 的馬力輸出比較增加了 5%；在扭力方面，使用 E20 可在引擎轉速 3000RPM 得到最大扭力輸出 13.7(kg-m) 與 E0 的扭力輸出比較增加了 2%。

圖十三為在外加供油 7(ms)的狀態下，E0、E10、E20、E30 之(a)馬力及(b)扭力比較圖。由圖中可看出，在引擎轉速 1000RPM 到 1500RPM 轉速下不同四種燃料的馬力、扭力並無太大的變化，然而當轉速上升至引擎轉速 1500RPM 到 3500RPM 之間，馬力隨著轉速

上升而增加，使用 E30 可在引擎轉速 3500RPM 得到最大馬力輸出 54.1(kw)，與 E0 的馬力輸出比較增加了 5.5%；在扭力方面，使用 E20 可在引擎轉速 3000RPM 得到最大扭力輸出 14.1(kg-m) 與 E0 的扭力輸出比較增加了 2%。

圖十四為在外加供油 9(ms)的狀態下，E0、E10、E20、E30 之(a)馬力及(b)扭力比較圖。由圖中可看出，在引擎轉速 1000RPM 到 1500RPM 轉速下不同四種燃料的馬力、扭力並無太大的變化，然而當轉速上升至引擎轉速 1500RPM 到 3500RPM 之間，馬力隨著轉速上升而增加，使用 E30 可在引擎轉速 3500RPM 得到最大馬力輸出 58.3(kw)，與 E0 的馬力輸出比較增加了 7.3%；在扭力方面，使用 E20 可在引擎轉速 3000RPM 得到最大扭力輸出 14.5(kg-m) 與 E0 的扭力輸出比較增加了 2.7%。

圖十五、十六為在各供油時間下，E0、E10、E20、E30 之馬力、扭力輸出。由圖中可以很明顯的看出隨著供油時間增加，引擎的馬力、扭力也會跟著提升，當引擎轉速固定時，供油時間增大，單位時間加入汽缸內的燃料也會跟著增加，汽缸內燃燒的熱量增大，所以在固定引擎轉速下，供油時間越大時，馬力和扭力的輸出值也會越大。因乙醇-汽油造成引擎的體積效率增大，再加上乙醇-汽油的空燃比隨著乙醇的加入而呈反比的關係，燃燒所需的空氣較少，含氧感知器感測到廢氣中氧氣含量隨著乙醇含量呈正比，所以將引擎噴油量增加，因此可明顯看出乙醇-汽油所表現出的馬力及扭力輸出比汽油還好。

4-2 引擎排放之廢氣分析

4-2-1 碳氫化合物(HC)污染分析

排氣中所出現之碳氫化合物，主要由三種機構所造成，即(a)不點火(Misfire)或不完全燃燒。一般來說，此現象都發生在混合氣過濃或過於貧乏的情形，或者是混合氣中含有大量的沖淡氣體，譬如

已燃燒過的廢氣或氮氣等不參與反應的氣體，而造成燃燒室內火焰傳播不完全或不著火；(b)火焰淬熄(Flame Quenching)。主要分為兩種，一種是火焰在燃燒室壁面淬火，另一種是火焰在燃燒室壁內的縫隙淬火，使得混合物未參與主燃燒過程；(c)在沈積物(Deposits)及油膜上，燃料之沈積與釋放。除上述三者外，其他如進氣溫度太低、火星塞積碳等等也會造成不完全燃燒，使得排氣中的碳氫化合物或未燃物的濃度升高【16】。

圖十七(a)為在外加供油時間 0(ms)時，E0、E10、E20、E30 之 HC 排放曲線。從圖中可明顯的看出，引擎在加入乙醇汽油做為燃料後，HC 排放的濃度會比使用純汽油時較小，因為乙醇-汽油的預氧化效應使得燃料能夠更完全燃燒，因此會造成汽缸內未燃燒的混合氣減少，HC 排放的濃度也變小。從圖中可以看出在引擎轉速 2500RPM 時，引擎使用 E30 為燃料所排放 HC 的濃度和汽油引擎排放 HC 的濃度相差最大，此時使用 E30 為燃料 HC 排放濃度僅有汽油引擎的 30%。

圖十七(b)為在外加供油時間 1(ms)時，E0、E10、E20、E30 之 HC 排放曲線。圖中可看出，當引擎轉速在 1000 RPM 時，引擎使用 E0 為燃料所排放 HC 的濃度均高於其他對照組，這是因為燃料在進氣歧管時經過霧化會以氣體的型態佔據空間，但純汽油霧化的效果略遜於乙醇汽油而使得混合氣的均勻度較不佳，混合比因而變濃，再加上引擎在低轉速時汽缸內的燃燒速度較慢且缸內溫度不高所至，當引擎轉速增加時，這種情形會隨著汽缸內溫度升高而減小，在引擎轉速 1500RPM 到 3500RPM 間，引擎使用乙醇-汽油為燃料所排放 HC 的濃度，明顯小於純汽油引擎，其排放濃度在引擎轉速 3500RPM 時最小，僅有汽油引擎在同轉速下排放濃度的 28%。

圖十七(c)為外加供油時間 3(ms)，E0、E10、E20、E30 之 HC 排放曲線。在圖中可以看出，引擎使用乙醇-汽油為燃料時，HC 的排放濃度仍然小於汽油引擎，在引擎轉速 3500RPM 時，使用 E20、E30

為燃料所排放 HC 濃度為圖中的最小值，其濃度為汽油引擎在同轉速下所排放濃度的 52%。

圖十七(d)為外加供油時間 5(ms)，E0、E10、E20、E30 之 HC 排放曲線。在圖中可看出，在引擎轉速 1000RPM 時，使用汽油為燃料的 HC 排放濃度曲線會高於圖中其他三條曲線，原因是在進氣歧管內的純汽油比較起乙醇-汽油擁有較低的蒸氣壓使霧化的效果較乙醇汽油來得差且引擎在低轉速時汽缸內燃燒速度慢、缸內溫度不高也會造成這種結果。使用 E20 為燃料的 HC 排放濃度曲線在 3000RPM 排放濃度最小，其濃度為汽油引擎在同轉速下的 54%。因噴射引擎電腦 (ECU) 控制燃料噴量使混合比固定的情況下，加裝噴油嘴後的引擎，使用乙醇-汽油為燃料下 HC 的排放濃度，曲線趨勢和汽油引擎 HC 排放濃度曲線相當接近。

圖十七(e)為外加供油時間 7(ms)，E0、E10、E20、E30 之 HC 排放曲線。在圖中可看出，引擎使用乙醇-汽油為燃料時，HC 的排放濃度仍然小於汽油引擎，然而在引擎高轉速 3000RPM~3500RPM 使用 E10、E20、E30 為燃料時 HC 的排放濃度小於汽油引擎並且無明顯差距，這是由於引擎 ECU 對空燃比設定已到達極限。使用 E30 為燃料所排放 HC 濃度為圖中的最小值，其濃度為汽油引擎在同轉速下所排放濃度的 62.3%。

圖十七(f)為外加供油時間 9(ms)，E0、E10、E20、E30 之 HC 排放曲線。由圖中可發現，HC 濃度在引擎轉速到達 2000RPM 之後已無法明顯的降低，趨於平緩。

圖十八為在不同供油時間狀態下，使用 E0、E10、E20、E30 之 HC 排放曲線。從圖中可看出，HC 排放曲線在引擎轉速 1000RPM 時都會有偏高的現象，這是因為引擎在低轉速時汽缸內的燃燒溫度低、燃燒速度慢、淬熄層 (Quench Layer) 較厚且引擎的壓縮壓力低所造成的現象。當引擎轉速升高，汽缸內燃燒室的壁溫越高，淬熄層 (Quench

Layer)厚度會變薄【25】，引擎排出的 HC 濃度也會變小，這種現象在使用 E0、E10、E20、E30 節流閥開度 100%的情況下非常明顯。

4-2-2 一氧化碳(CO)污染分析

在不同油料對於CO 的排放濃度影響上，隨著混合燃料中乙醇所佔比例的提高，CO 的排放濃度因而降低，主要是因為乙醇為一含氧燃料，加入乙醇之後會有所謂預混氧效應的產生，因此隨乙醇含量增加，預混氧效應也隨之增強，使得燃燒過程中可利用之氧原子增加，使得燃料中碳原子化學反應較完全，所以CO 之排放濃度值便隨之降低【16】。

圖十九(a)為在外加供油時間 0(ms)時，E0、E10、E20、E30 之 CO 排放濃度曲線。由圖中可看出，引擎使用乙醇-汽油為燃料時，CO 排放濃度明顯低於使用純汽油，當引擎轉速到 2500RPM 時，CO 排放濃度只有汽油引擎的 12.4%，主要是因乙醇-汽油在進入汽缸前有所謂預混氧效應的產生，所以在汽缸內容易燃燒完全。隨著引擎轉速升高，汽缸內燃燒速度變快，CO 排放濃度也會跟著變小。

圖十九(b)為外加供油時間 1(ms)，E0、E10、E20、E30 之 CO 排放濃度曲線。由圖中可看出，在引擎轉速到達 1500RPM 時，同引擎轉速下使用純汽油為燃料的 CO 排放濃度較使用乙醇-汽油為燃料的 CO 排放濃度高了 58%。而當引擎轉速 1500RPM 到 3500RPM 時燃料的 CO 排放曲線並無明顯的起伏，可說明引擎在此時正進行穩定的燃燒。

圖十九(c)為外加供油時間 3(ms)，E0、E10、E20、E30 之 CO 排放濃度曲線比較圖。圖中顯示出引擎使用乙醇-汽油為燃料的 CO 排放濃度曲線，和使用純汽油引擎的 CO 排放濃度曲線趨勢相差不大，但乙醇-汽油在 CO 排放濃度放有顯著的效果。當引擎轉速到達 3500RPM 時，使用 E20 為燃料可得最小 CO 排放濃度為 840(ppm)，與同引擎轉速下使用純汽油所得 CO 排放濃度相差了 80%。

圖十九(d)為外加供油時間 5(ms)，E0、E10、E20、E30 之 CO 排放濃度曲線比較圖。圖中顯示出引擎使用乙醇-汽油為燃料的 CO 排放濃度曲線，和汽油引擎的 CO 排放濃度曲線趨勢相差不大。在外加噴油時間達到 5、7、9(ms)時，E20 與 E30 的 CO 排放濃度曲線幾近相同，可知道在此條件下對於改善 CO 濃度並無太大之效果，所以可針對此條件選用不同燃料。

圖二十為在不同供油時間下，使用E0、E10、E20、E30 之CO排放曲線圖。各圖中的曲線圖均呈現起伏狀態，當引擎使用汽油為燃料時，CO污染值下降可能的原因是，引擎轉速升高時汽缸內的壓縮壓力變大、缸內溫度變高，使得吸入汽缸內的汽油揮發成氣態的量增加，於是有更多的汽油燃料燃燒完全，所以CO的污染值減少，當引擎轉速持續上升時，引擎內的溫度和壓縮壓力也跟著增加，但是由於汽缸內的高溫效應會促使燃燒反應完成的CO₂解離現象及HC氧化加劇，生成更多的CO，但CO₂解離現象會使汽缸內的溫度減低，因此CO的污染量也會到一上限。引擎使用乙醇-汽油為燃料時，CO的排放污染也會受到CO₂解離及HC氧化的影響，濃度曲線成起伏狀態，且引擎使用乙醇-汽油燃料的CO排放量會比使用汽油為燃料低，原因是乙醇的燃燒熱值較低，所以在汽缸內的燃燒時間較短，燃料熱值在較短的時間大量釋放，於是造成燃燒室內瞬間高溫，然後因燃料大部分被燒完後，汽缸內的溫度快速下降，CO₂解離反應速率因而降低所至。圖三十四可以發現，CO排放濃度曲線在 1500RPM後會快速變低，這是因為噴射電腦(ECU)在油門全開的情形下會改變空燃比至 12.5【19】，汽缸內燃燒後CO₂的生成量會變少，如圖八【21】，所以CO₂解離成CO的量也會變小。由圖可看出，乙醇-汽油對CO污染有明顯的改善。

4-2-3 二氧化碳(CO₂)污染分析

圖二十一(a)為外加供油時間 0(ms)，E0、E10、E20、E30 之 CO₂

排放濃度曲線。圖中可明顯發現，在低引擎轉速 1000RPM~1500RPM，使用乙醇-汽油為燃料所排放出的 CO₂ 濃度與使用純汽油為燃料所排放出的 CO₂ 濃度，相差了 6%~9%。

圖二十一(b)為外加供油時間1(ms)，E0、E10、E20、E30之CO₂ 排放濃度曲線。由圖中可看出乙醇-汽油在引擎轉速 1000RPM~2500RPM呈線性增加，且在此引擎轉速範圍下，使用純汽油為燃料所排放的CO₂濃度較高於使用乙醇汽油為燃料所排放的CO₂濃度2%~7%。

圖二十一(c)為外加供油時間3 (ms)，E0、E10、E20、E30之CO₂ 排放濃度曲線。由圖中可看出引擎所排放的CO₂濃度在引擎轉速在低轉速(1000RPM~2500RPM)時，乙醇-汽油在抑制CO₂的排放仍有降低2%~8%的效果。在使用乙醇-汽油為燃料時引擎轉速至高轉速(2500RPM~3500RPM)，引擎溫度增加情況下，燃燒效果變好，使得CO₂排放濃度上升了1%~3%，但雖如此，面對著CO&HC的降低程度比起來，仍是可允許的情況。

圖二十二為在不同供油時間狀態下，使用E0、E10、E20、E30之CO₂排放濃度。由圖中可明顯看出在未外加供油時(供油時間0ms)，使用E0、E10、E20、E30之CO₂排放在引擎轉速1000RPM~2500RPM是隨著引擎轉速增加而增加，而在引擎轉速2500RPM~3500RPM時CO₂排放曲線則是隨著引擎轉速上昇而漸漸有下降的趨勢。這是因為原廠引擎在就相同節氣門開度下，隨著引擎轉速增高時，CO₂排放濃度有稍微下降之現象，但變化並不是十分明顯，顯示高轉速時燃油之燃燒狀況較不完全，以致有較低濃度之CO₂ 排放。然而在此實驗中增加供油的原因可以從圖中顯示出，CO₂的排放濃度一但有了供油系統的參與，就隨著引擎轉速的增加而有一定程度的上昇，此現象說明供油系統的建立，有助於引擎在使用乙醇-汽油時，發揮出更好的效果。

4-3 引擎燃燒所需之燃料分析

4-3-1 燃料消耗分析

圖二十三為外加供油時間 0、1、3、5、7、9(ms)，E0、E10、E20、E30 之燃料消耗比較圖。由圖我們可觀察出，當引擎在低轉速(1000RPM~1500RPM)時，使用任何燃料，燃料消耗均無明顯的差異。然而當引擎在高轉速(2000RPM~3500RPM)時，使用 E30 所消耗的量高於使用 E0 所消耗的量 17%~22%不等。這是因為在使用乙醇-燃料作為燃料燃燒時，在排氣管前端放置的含氧感知器會偵測到比使用純汽油為燃料還要高的氧氣濃度；根據此濃度 ECU 會針對所增加的氧氣濃度去改變原廠噴油嘴的噴油時間，因而改變噴油量。

4-3-2 等效比 Equivalence ratio (ψ)分析

圖二十四為外加供油時間 0、1、3、5、7、9(ms)，E0、E10、E20、E30 之 Equivalence ratio 比較圖。由圖中我們可以發現，Equivalence ratio 在低轉速(1000RPM~1500RPM)時，無論使用何種燃料，曲線皆為起伏的狀態。然而在高轉速(1500RPM~3500RPM)時，曲線轉為平緩。此時空氣流量和燃料流量經由各項感知器的相互配合下，吾人計算等效比約為 1~1.4，與預期的結果相符。經過計算如圖所示，在引擎轉速 3500RPM 使用 E10 為燃料之等效比為使用 E20 為燃料之等效比的 77%。在燃料的選用上，由圖我們可發現使用 E10 之等效比較使用 E0 更接近 1，由此可知在 E10 在引擎的使用上有著比 E0 更好的燃燒情形。

第五章

結論

本文以實驗方式探討多點燃油噴射引擎加裝電腦供油系統，在使用不同的乙醇-汽油燃料下(E0、E10、E20、E30)，引擎的性能輸出與排放廢氣。根據第四章的實驗結果可以獲得以下結論：

1. 使用乙醇-汽油作為引擎的燃料，在動力輸出方面較純汽油來得好。由於乙醇-汽油的預氧化特性，使得廢氣中氧氣含量高於純汽油，經 ECU 控制之後，使得乙醇-汽油在單位時間內所產生的熱值較純汽油大，導致輸出動力增加。
2. CO 及 HC 濃度在引擎運轉初期尚未降低時，CO₂ 濃度為使用純汽油的 93~98%，由此可知使用乙醇-汽油可減輕 CO₂ 的排放。
3. 在相同供油時間，CO 及 HC 的濃度會隨著轉速增高而降低；在相同引擎轉速下 CO 及 HC 的濃度隨著乙醇在燃料中比例增高而降低。
4. 在增加供油電腦後，經過計算所得的等效比(ψ)，可以將使用乙醇-汽油所致的貧油情形改善，使乙醇-汽油在此工作條件下發揮最大的效率；使用 E10 時，在高轉速計算出 ψ 趨近於 1，由此可說明在此條件下，乙醇-汽油能得到比純汽油更好的燃燒效果。

參 考 文 獻

1. 嚴萬璋, “2020 年全球生質燃油-乙醇產量評估”, 工研院 IEK-IT IS 計畫, 2004。
2. Ellis, C. and Meigs, J. V., “Gasoline and other Motor Fuel,” D. Van Norstrand Company, N. Y., 1921.
3. Bata, R. M., Elrod, A. C. and Rice, R. W., “Emissions From IC Engines Fueled with Alcohol-Gasoline Blends : A Literature Review, ”Transactions of the ASME, Vol. 111, pp.424-431, July 1989.
4. M. B. Girolardo, ”Ethanol Fuel Characteristics” , ITRI-Biomass Fuel Conference, 2007
5. Coelho, Eugenio P. D. et al, “Fuel Injection Components Developed for Brazilian Fuels,” SAE Paper 962350, 1996.
6. Naegeli, D. W. and Lacey, P. I., “Surface Corrosion in Ethanol Fuel Pumps,” SAE Paper 971648, 1997.
7. Thring, R. H., “Alternative Fuels for Spark-Ignition Engines,” SAE Paper 831685, 1983.
8. Maher Abdul-Resul Sadiq Al-Baghdadi, Haroun Abdul-Kadim Shahad Al-Janabi, “Improvement of Performance and Reduction of Pollutant Emission of a Four Stroke Spark Ignition Engine Fueled with Hydrogen-Gasoline Fuel Mixture,” Energy Conversion and Management, Vol. 41, pp.77-91, 1999.
9. Taylor, A. B., Moran, D. P. and Bell, A. J., “Gasoline/Alcohol Blends: Exhaust Emissions, Performance and Burn-Rate in a

- Multi-Valve Production Engine,” SAE Paper 961988, pp. 143-160, 1996.
10. Palmer, F. H., “Vehicle Performance of Gasoline Containing Oxygenates,” Int. Conf. On Petroleum Based and Automotive Applications, London,U.K., 25-26 November 1986, Institution of Mechanical Engineers Conference Publications, MEP, London, U.K., pp. 33-46, 1986.
 11. Hamdan, M. A. S. and Jubran, B. A., “The Effect of Ethanol Addition on the Performance of Diesel and Gasoline Engines,” Dirasat, 13(10),University of Jordan, Amman, H.K. Jordan., 1986.
 12. Abdel-Rahman, A. A. and Osman, M. M., “Experimental Investigationon Varying the Compression Ratio of SI Engine Working Under Different Ethanol-Gasoline Fuel Blends,” International Journal of Energy Research, Vol. 21, pp. 31-40, 1997.
 13. Radwan, M. S., “Performance and Knock Limits of Ethanol-Gasoline Blends in Spark-Ignited Engines,” SAE Paper 850213, 1985.
 14. Sinor, J. E. and Bailey, B. K., “Current and Potential Future Performance of Ethanol fuels,” SAE Technical Paper 930376, Society of Automotive Engineers.
 15. Brinkman, N. D., “Ethanol Fuel-A Single-Cylinder Engine Study of Efficiency and Exhaust Emissions,” SAE 810345, 1981.
 16. 謝煒東,“乙醇-汽油混合燃料之燃燒特性、污染分析及引擎測試,” 國立成功大學機械工程學系碩士論文，民國 89 年 5 月。

17. Rice, R. W., Sanyal, A. K., Elrod, A. C. and Bata, R. M., “Exhaust GasEmissions of Butanol, Ethanol and Methanol-Gasoline Blends,” Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 113, pp. 337-381, 1991.
18. 吳金華編譯，1992,“汽車噴射引擎原理”，全華科技圖書股份有限公司。
19. 賴耿陽，1998,“燃油電子噴射系統”，復漢出版社有限公司。
20. 中華汽車，“LANCER/LANCER VIRAGE”，全車電路工作手冊。
21. 陳永昌編譯，1993，“汽車引擎”，高立圖書有限公司。
22. 劉英標，1998，“汽車性能測試與檢驗”，全威出版社。
23. 王志凱，2003，“機械增壓引擎供油系統之探討”，國立交通大學機械工程研究所碩士論文。
24. 陳友約，2004，“雙燃料引擎之性能分析與測試”，國立交通大學機械工程研究所碩士論文。
25. 尤新來、顏昭文編譯，2001，“汽車學(汽車引擎篇)”，全華科技圖書股份有限公司。

| Fuel Property | Gasoline | Ethanol |
|------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| Formula | C ₄ ~ C ₁₂ | C ₂ H ₅ OH |
| Specific Gravity | 0.7 ~ 0.78 | 0.794 |
| RVP (kPa) | 48 ~ 103 | 17 |
| Stoichiometric A/F Ratio | 14.2 ~ 15.1 | 9 |
| RON | 91 ~ 105 | 106 ~ 108 |
| Heat of Vaporization (cal/g) | 84 | 220 |
| Heating Value (cal/g) | 10500 | 6400 |
| Autoignition Temp. (°C) | 230 ~ 480 | 360 |
| Flash Point (°C) | -45 | 20 |
| Boiling Point (°C) | 26 ~ 226 | 78 |
| Lubricity[MWSD micron] | ----- | 780 |
| Water content | ----- | 4%~7% |

表一 乙醇和一般汽油之性質比較表

| | |
|------------------|-----------------------|
| 引擎批號 | 4G93 |
| 引擎形式 | 直列四汽缸DOHC雙凸輪軸16汽門 |
| 排氣量 cc | 1834 |
| 缸徑X衝程 mm | 81X89 |
| 最大馬力 ps/rpm | 140/6500 |
| 最大扭力 kg-m/rpm | 17.0/5000 |
| 燃油系統 | 智慧型程序式多點燃油噴射系統(四孔噴油嘴) |
| 控制系統 | ECU微電腦引擎控制系統 |

表二 本實驗中使用的引擎之原廠規格

| 項目 | | 規格 |
|---------------|------------|--------------------------------|
| 節氣門本體 | 節氣門口徑(mm) | 50 |
| | 節氣閥開度感知器 | 可變電阻式 |
| | 怠速控制伺服 | 步進馬達式 (步進馬達式旁通空氣控制系統附空氣限制器) |
| | 怠速位置開關 | 旋轉接觸式，置於節氣閥開度感知器內 |
| 引擎控制單元(E C U) | 識別號碼 | E 2 T 6 5 6 7 8 |
| 感知器 | 空氣流量感知器 | 卡魯曼渦流式 |
| | 大氣壓力感知器 | 半導體式 |
| | 進氣溫度感知器 | 熱敏電阻式 |
| | 水溫感知器 | 熱敏電阻式 |
| | 加熱式含氧感知器 | 二氧化鋯式 |
| | 車速感知器 | 電磁阻抗元素式 |
| | A/T檔位開關 | 接觸開關式 |
| | 凸輪軸位置感知器 | 霍爾元素式 |
| | 曲軸角度感知器 | 霍爾元素式 |
| | 爆震感知器 | 壓電式 |
| | 動力轉向油壓開關 | 接觸開關式 |
| | 控制繼電器形式 | 接觸開關式 |
| 作動器 | 汽油泵浦繼電器 | 接觸開關式 |
| | 噴油嘴形式及數量 | 電磁式，4支 |
| | 噴油嘴識別記號 | C D H 2 1 0 |
| | E G R控制電磁閥 | 週期循環式電磁閥 |
| | 清除控制電磁閥 | ON/OFF式電磁閥 |
| | 油壓調整器 | 調解壓力 k P a |
| | | --- |

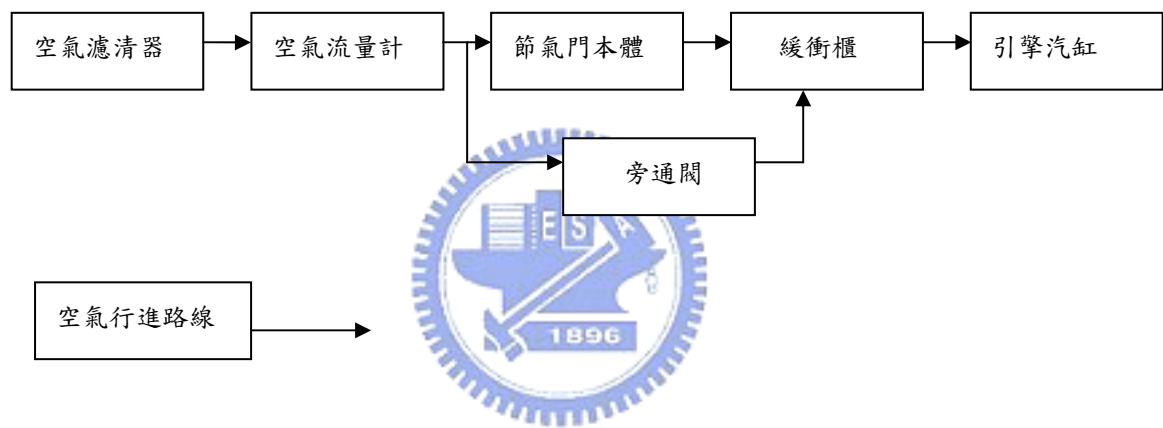
表三 多點燃油噴射系統組成元件

| 氣體名稱 | 可量測最大值 |
|-----------------|---------|
| CO | 6.3% |
| HC | 3.0% |
| NO | 2.0% |
| O ₂ | 21% |
| SO ₂ | 2000ppm |
| NO ₂ | 200ppm |

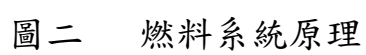
表四 氣體量測範圍

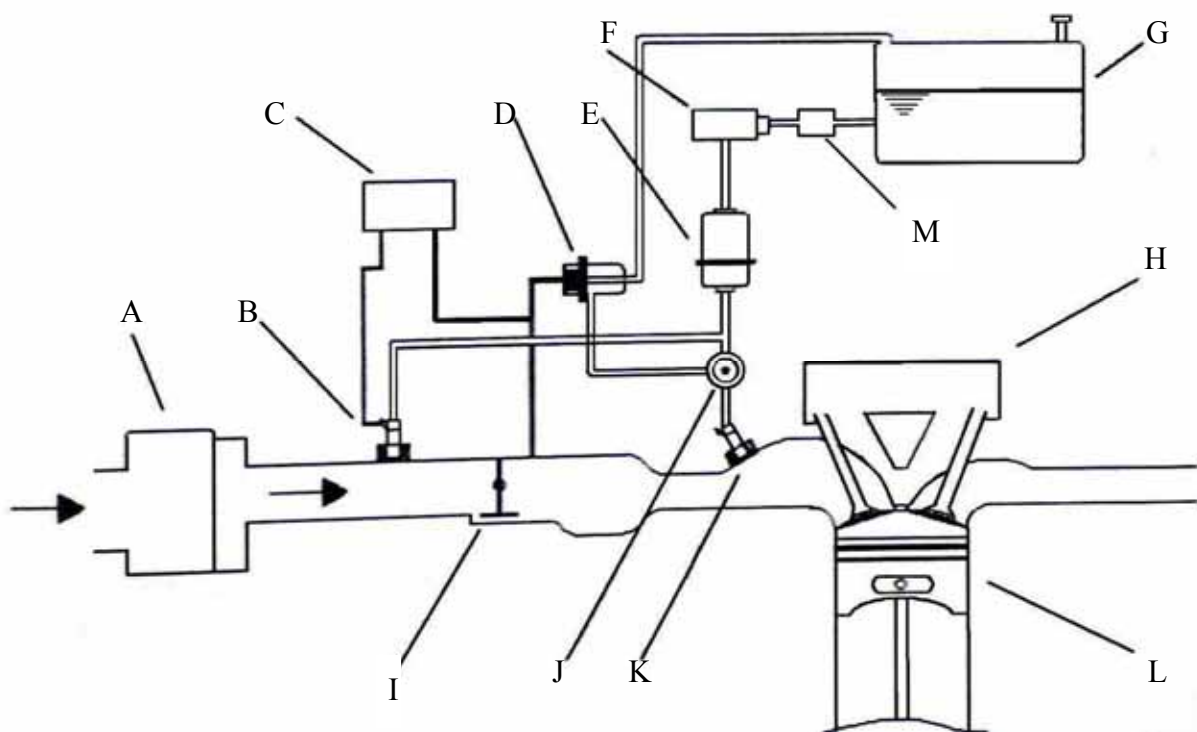
| 參數 | 最大不準度 |
|-----------------|-------|
| 扭力(kg-m) | 1.85% |
| 馬力(kw) | 0.97% |
| CO(ppm) | 1.69% |
| HC (%) | 8.0% |
| CO ₂ | 5.15% |
| 油耗 | 3.18% |
| 等效比 | 6.33% |

表五 實驗參數之最大不準度



圖一 空氣系統原理

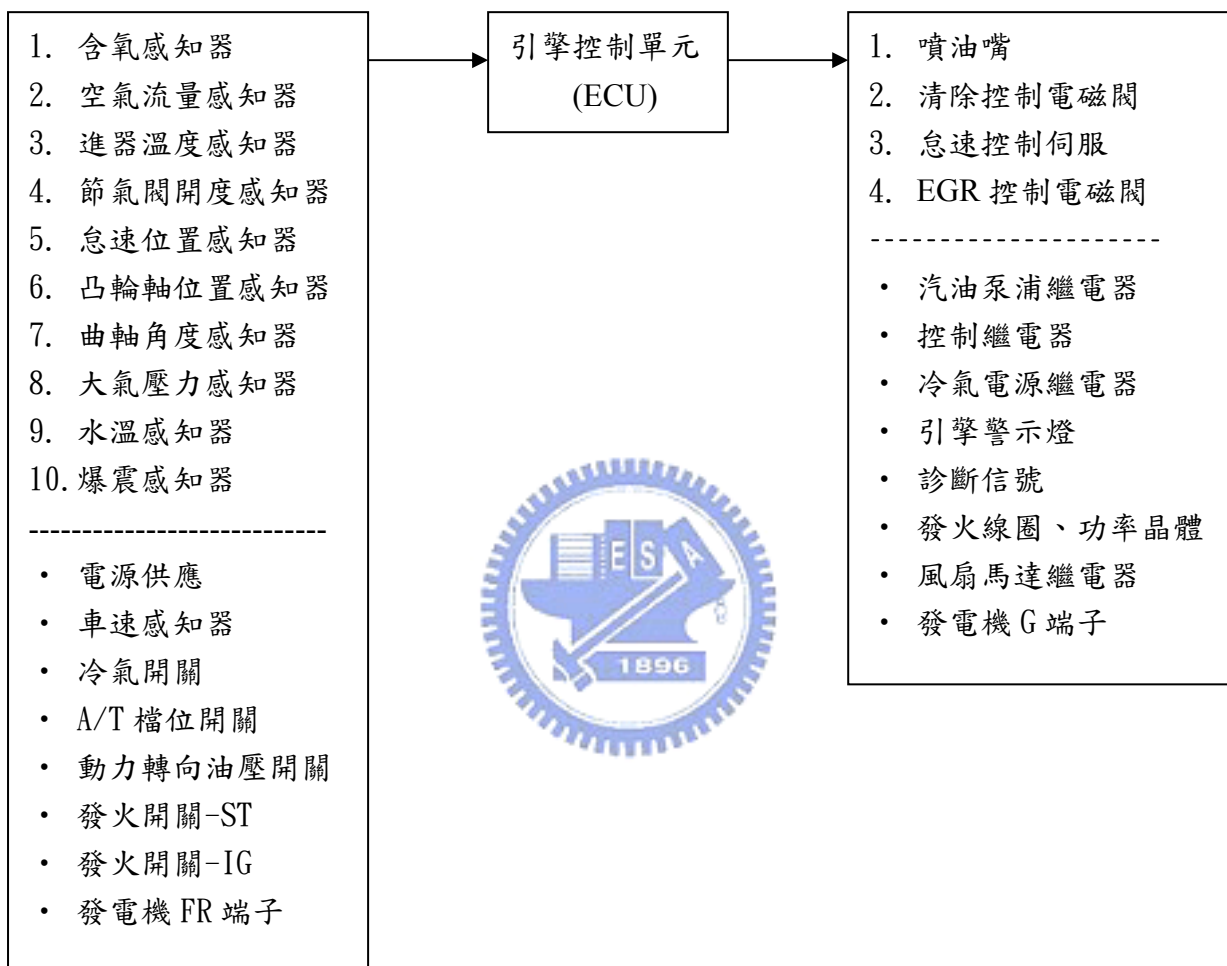




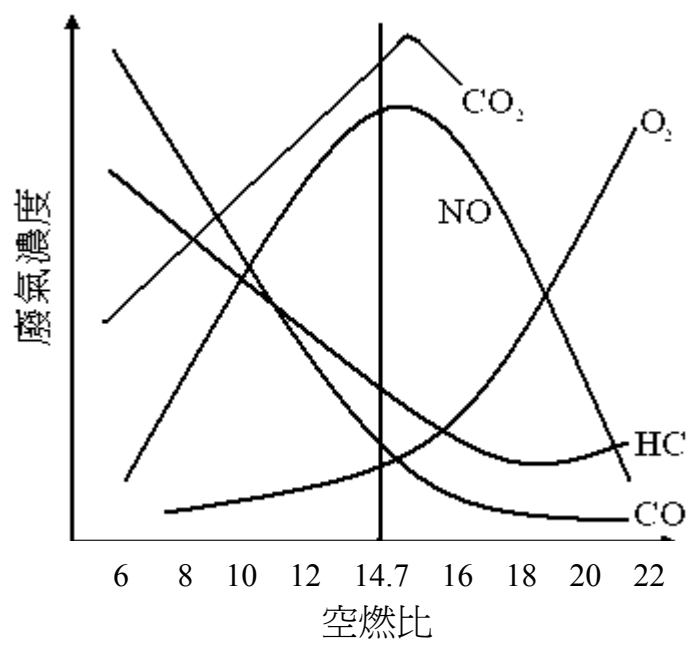
A：空氣濾清器
 C：可程式供油電腦
 E：汽油濾清器
 G：汽油箱
 I：節氣門位置
 K：原車噴油嘴
 M：油耗計

B：新增噴油嘴
 D：汽油壓力調節閥
 F：汽油泵浦
 H：汽缸頭
 J：分油管
 L：汽缸本體

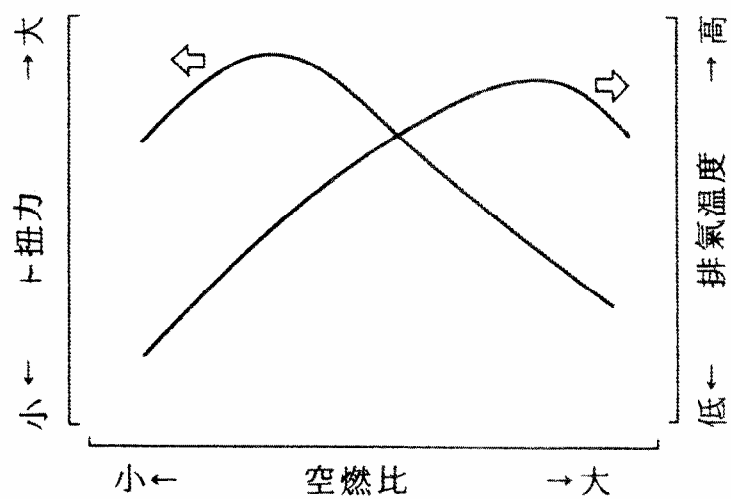
圖三 新增供油系統構成圖



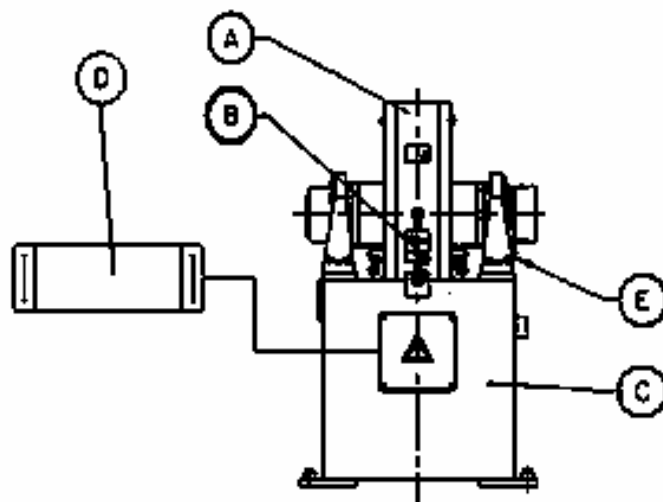
圖四 多點燃油噴射系統控制示意圖



圖五 廢氣和空燃比關係圖

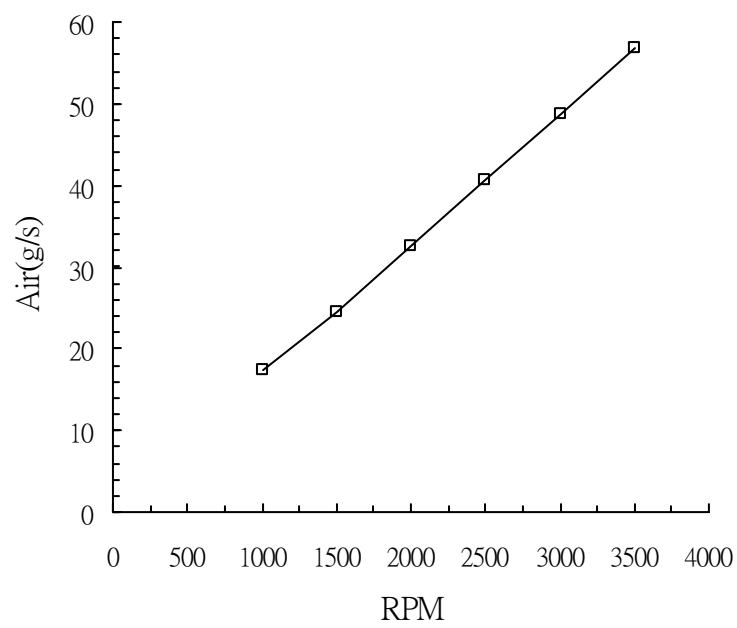


圖六 空燃比與扭力排氣、溫度關係圖

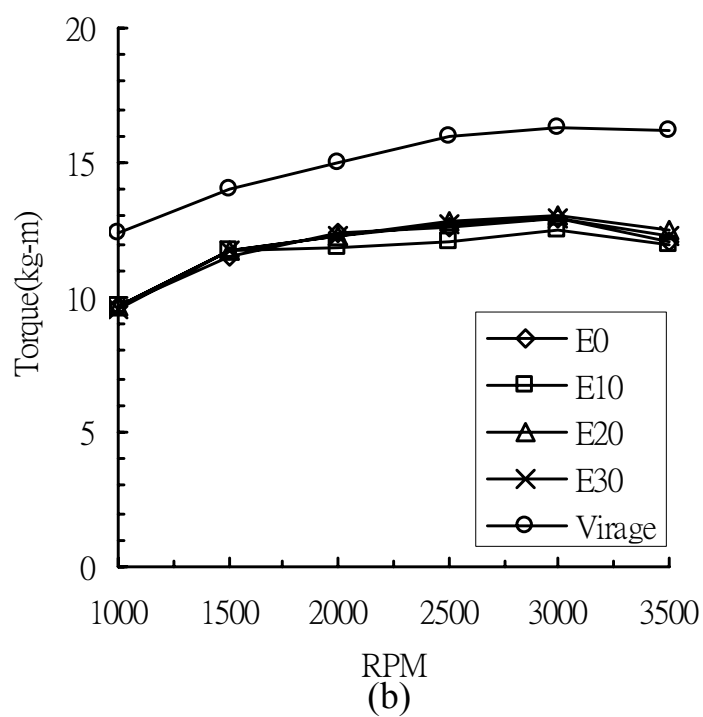
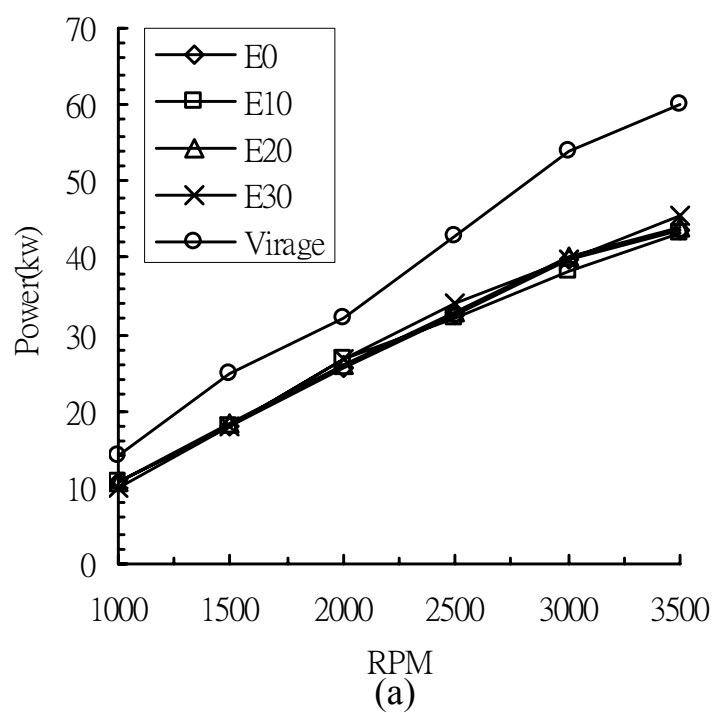


- A.磁鎖動力計主體(Brake Body)
- B.扭力量測變換器(Torque Measuring Transducer)
- C.基座(Brake Base)
- D.控制面板(Brake Regulating and Controlling Equipment)
- E.轉速計(Revolution/minute Measurement Device)

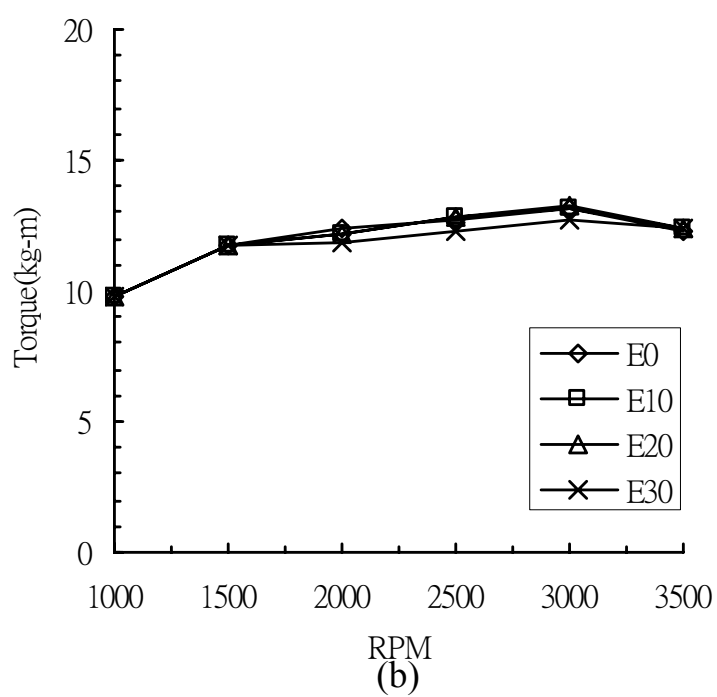
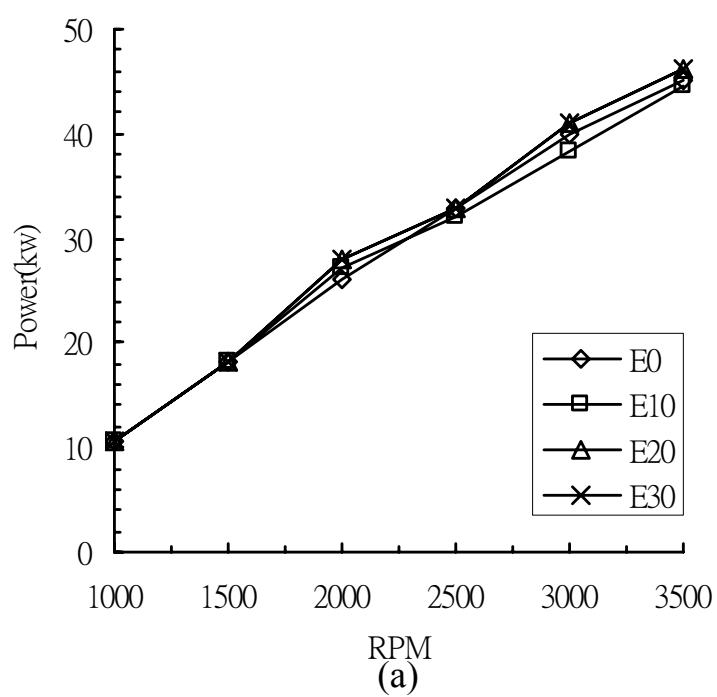
圖七 渦電流磁鎖動力計(Eddy Current Dynamometer)



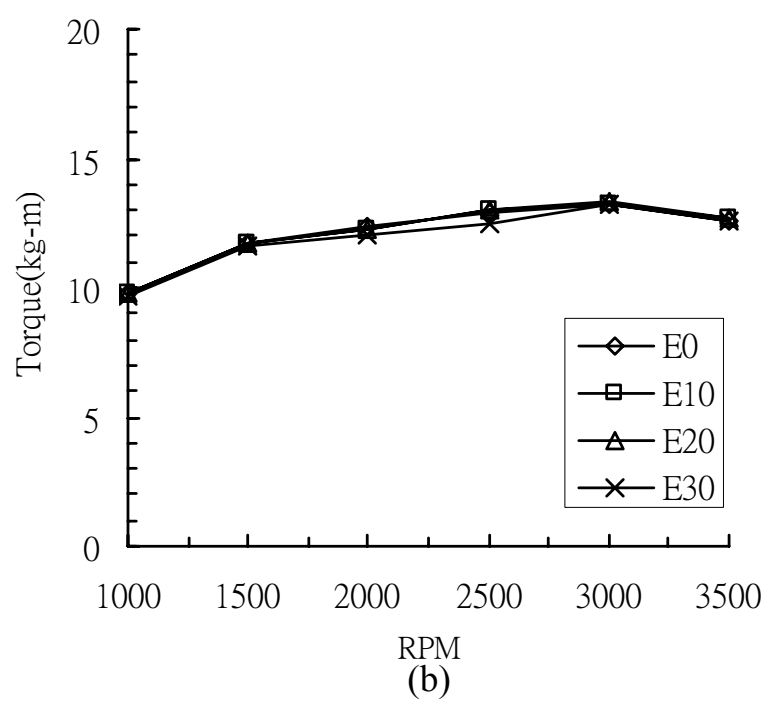
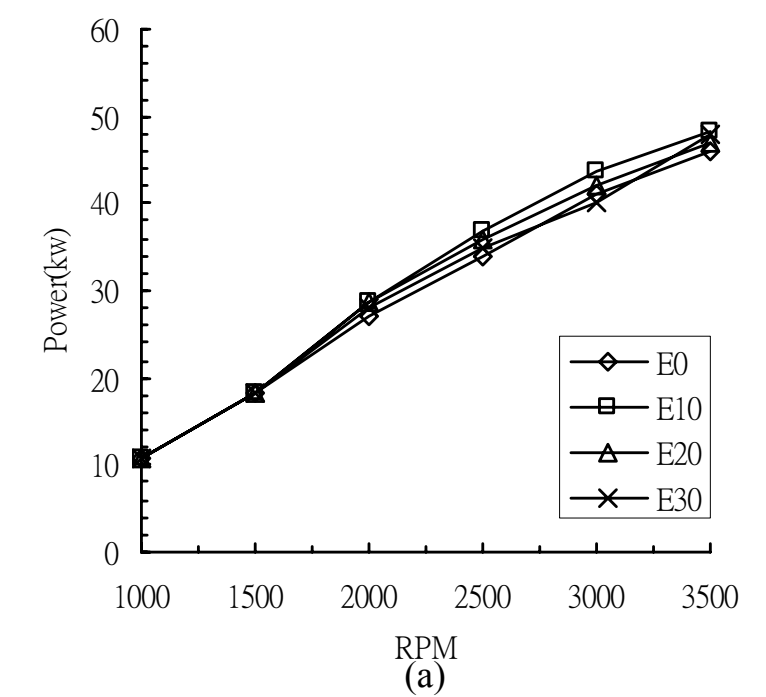
圖八 空氣流量與轉速對應圖



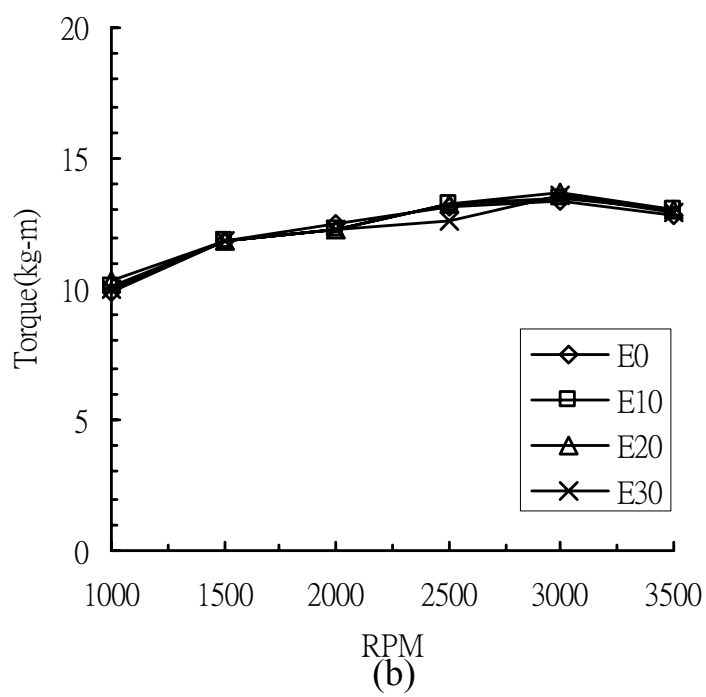
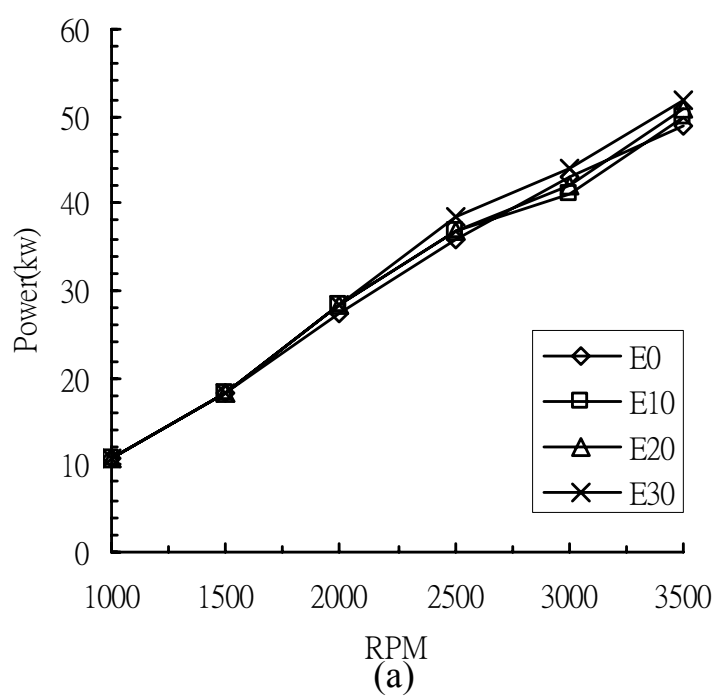
圖九 外加供油 0(ms) (a)馬力(b)扭力輸出
和廠方數據比較圖



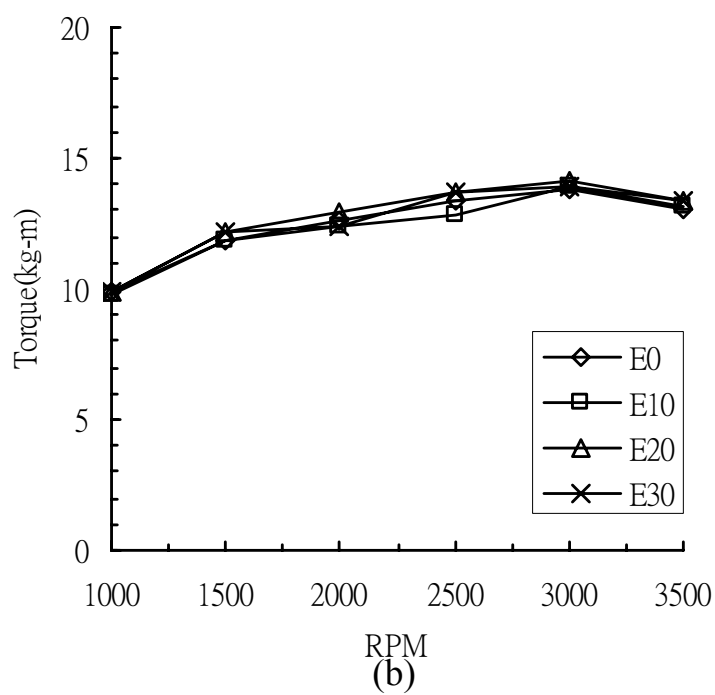
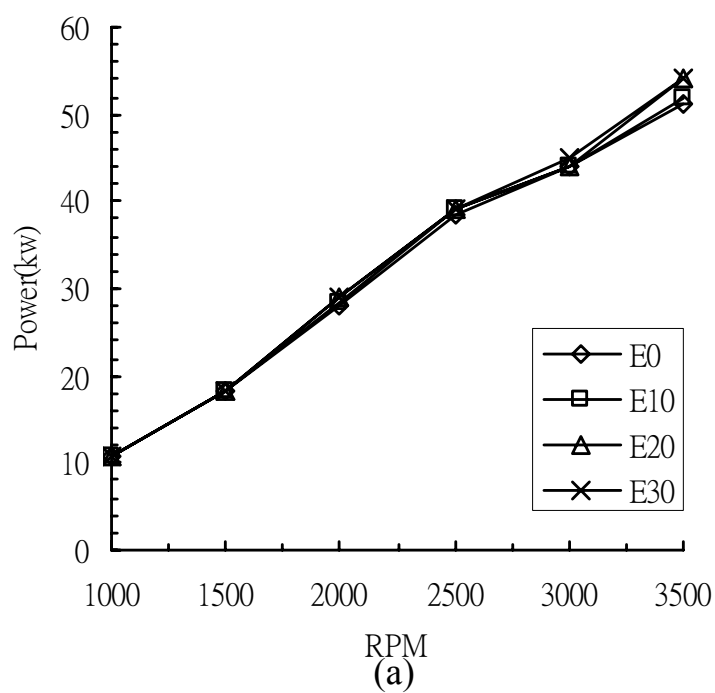
圖十 外加供油 1(ms) 馬力、扭力比較圖
(a)馬力(b)扭力輸出



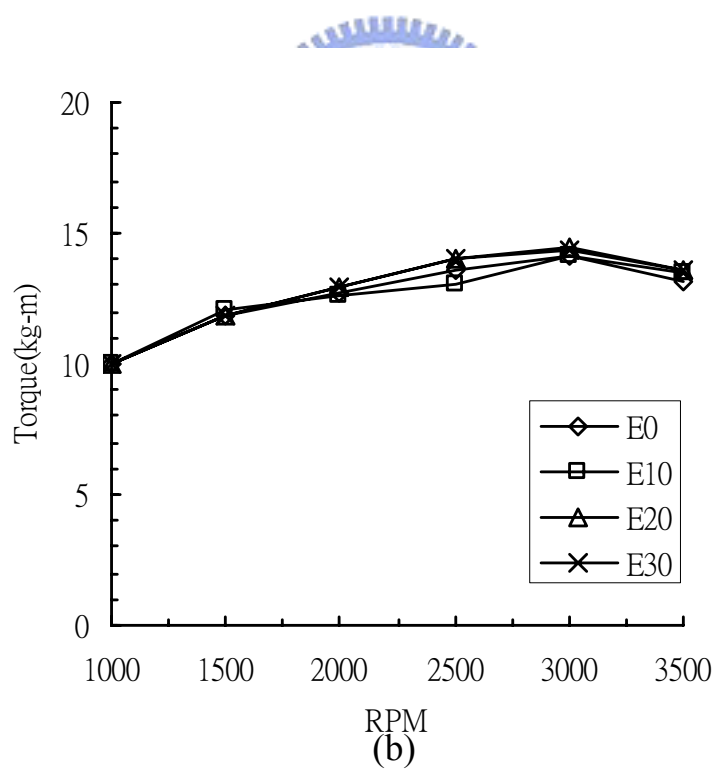
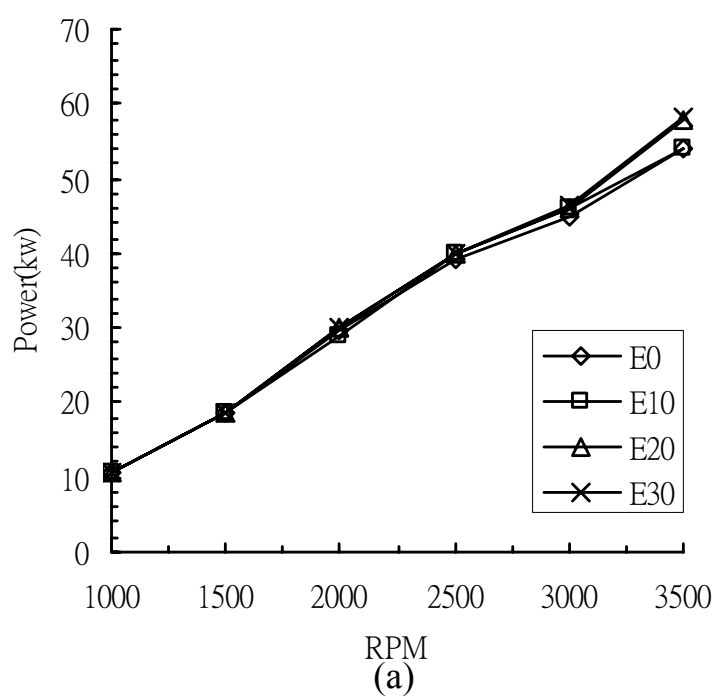
圖十一 外加供油 3(ms) 馬力、扭力比較圖
(a)馬力(b)扭力輸出



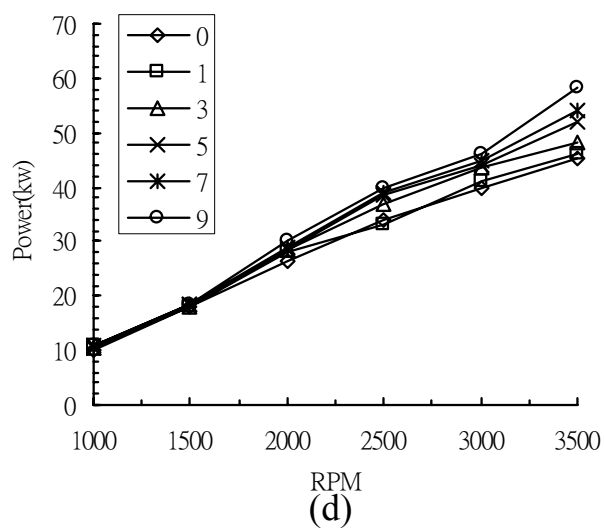
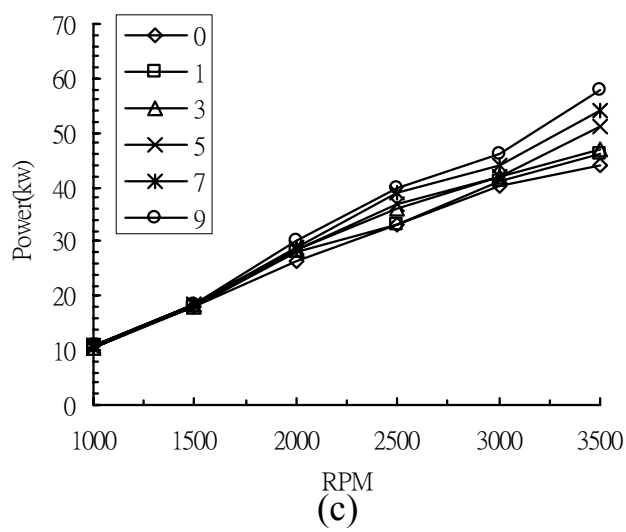
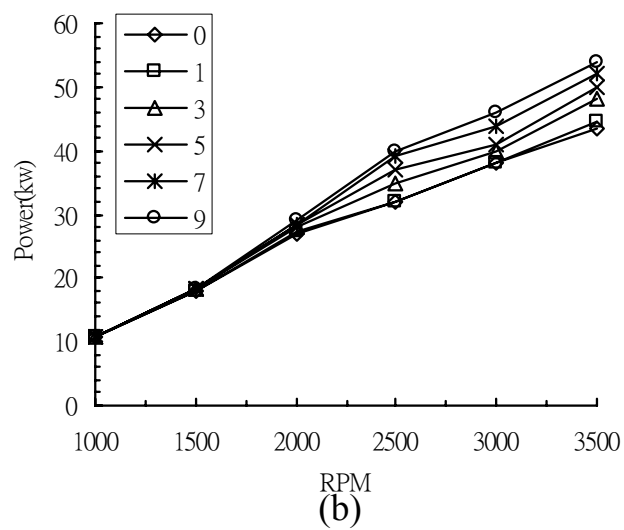
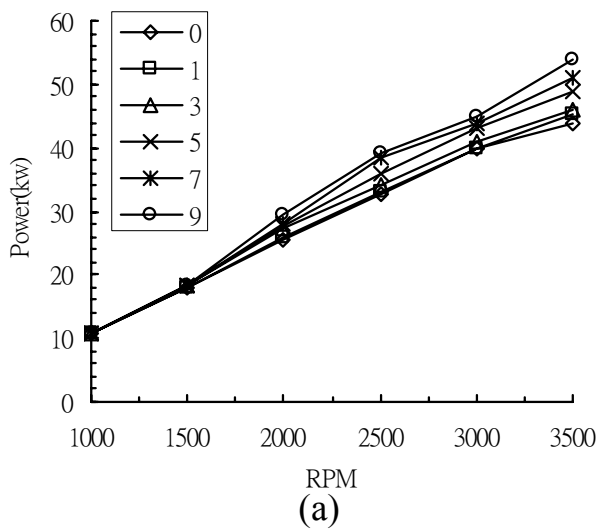
圖十二 外加供油 5(ms) 馬力、扭力比較圖
(a)馬力(b)扭力輸出



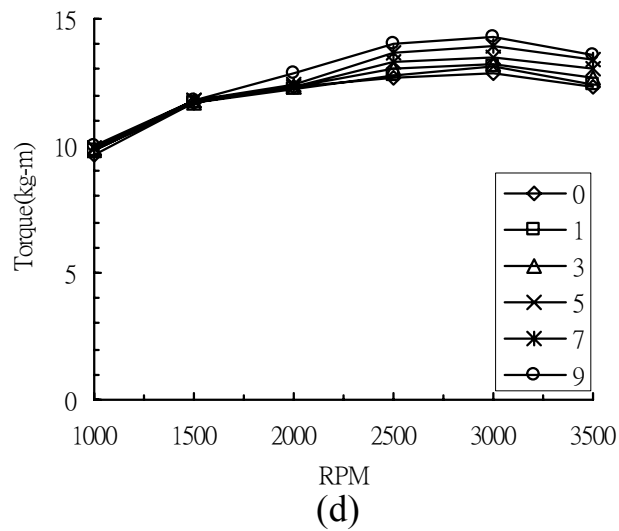
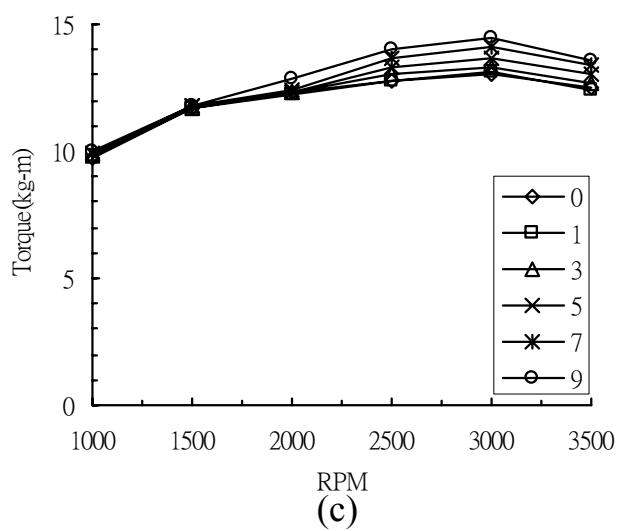
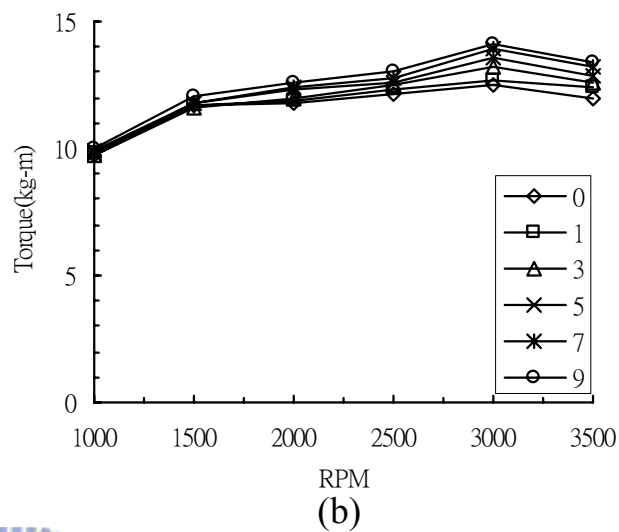
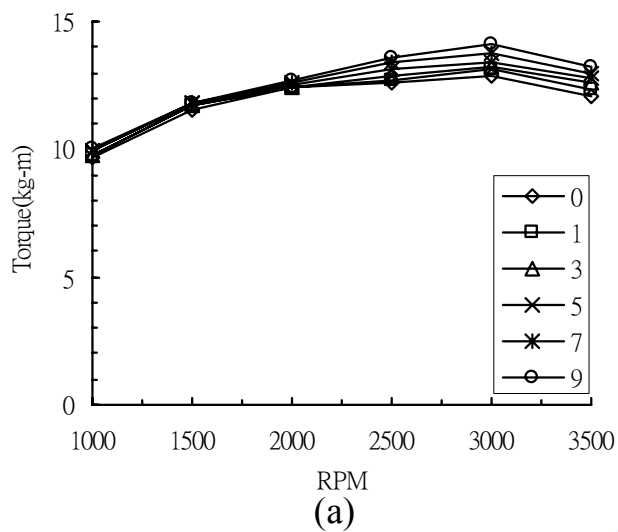
圖十三 外加供油 7(ms) 馬力、扭力比較圖
(a)馬力(b)扭力輸出



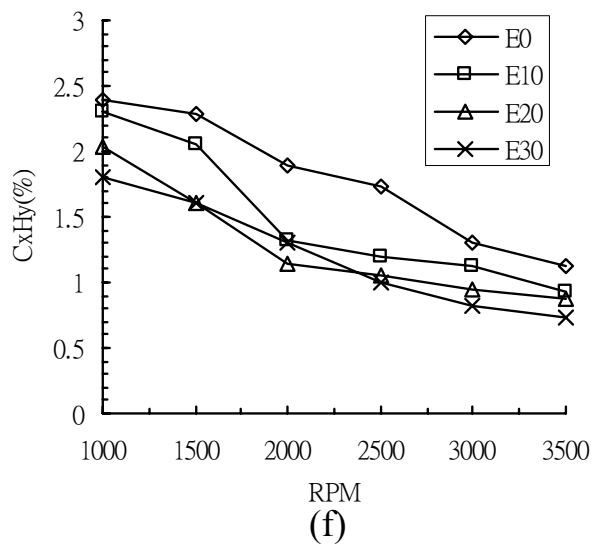
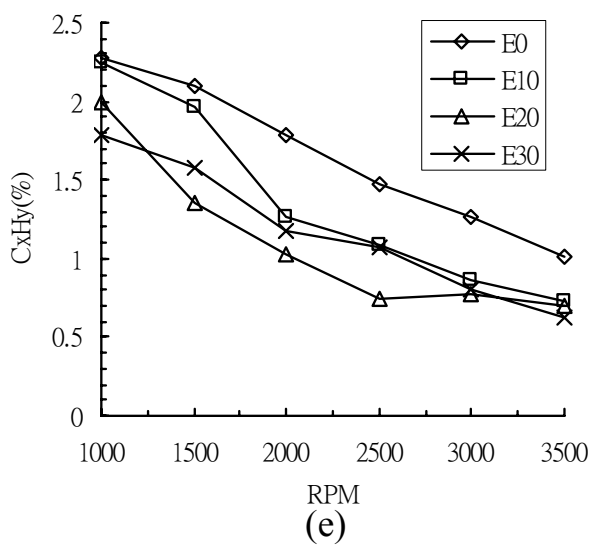
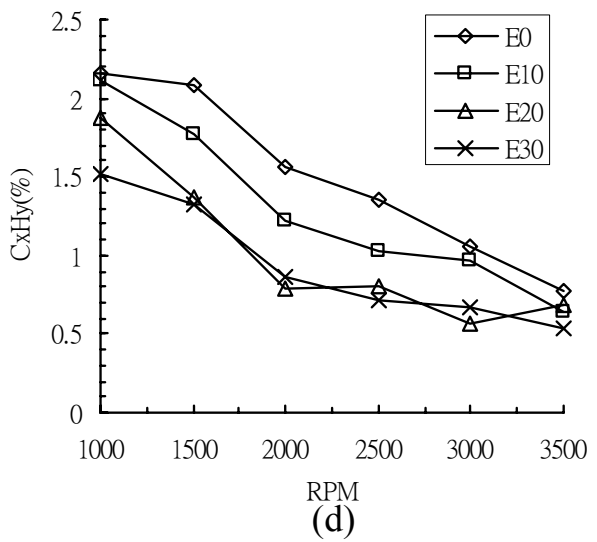
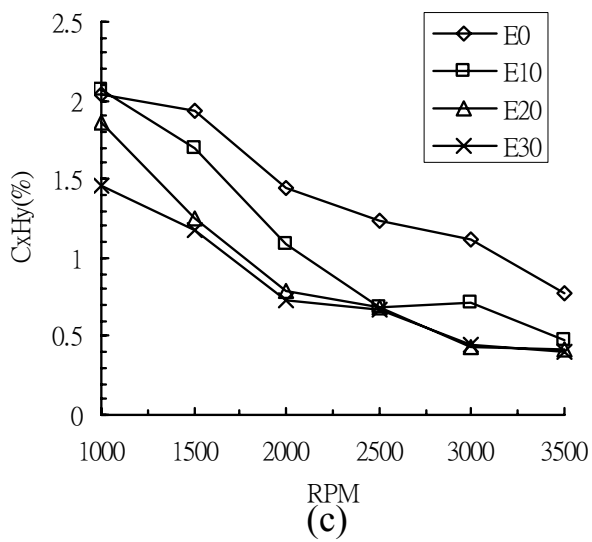
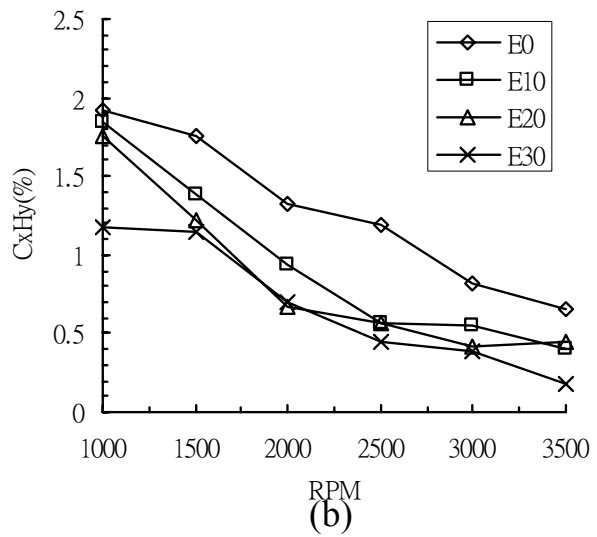
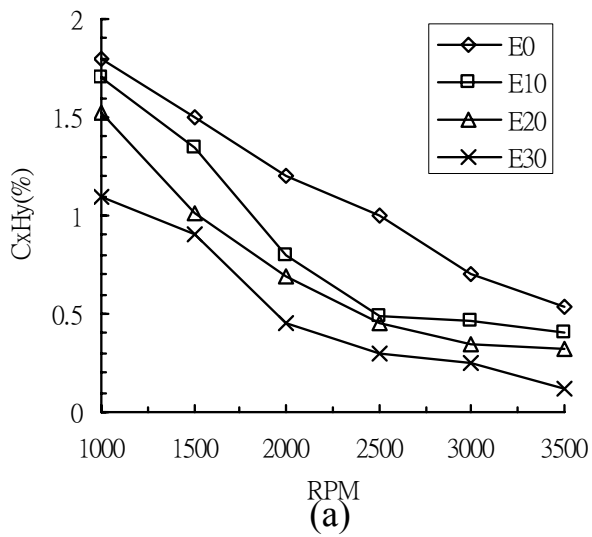
圖十四 外加供油 9(ms) 馬力、扭力比較圖
(a)馬力(b)扭力輸出



圖十五 使用乙醇-汽油(a)E0(b)E10(c)E20(d)E30
在不同外加供油時間馬力比較圖

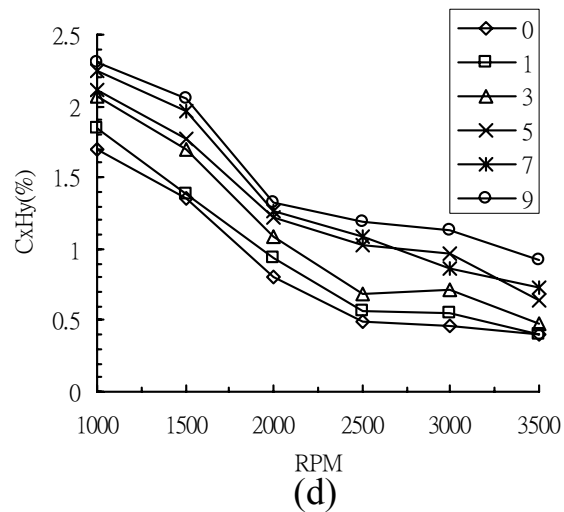
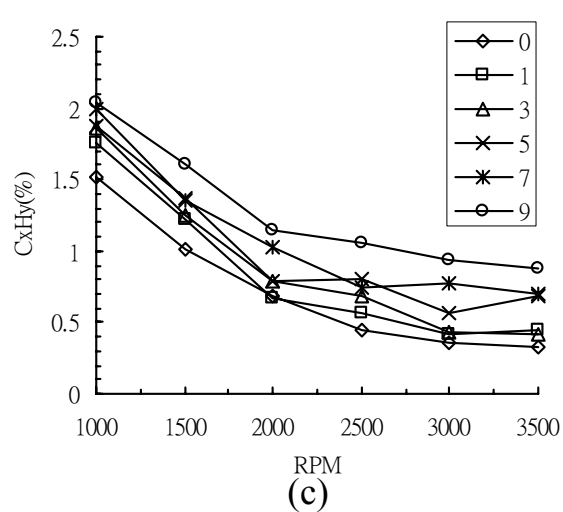
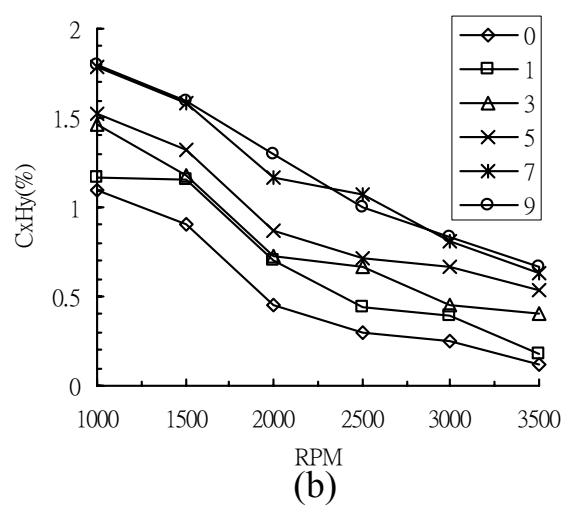
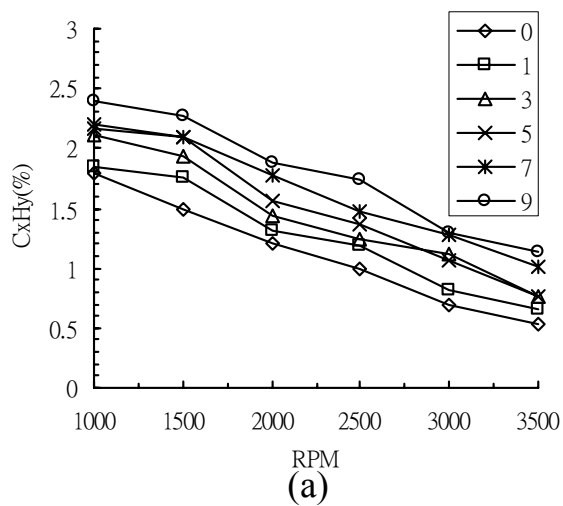


圖十六 使用乙醇-汽油(a)E0(b)E10(c)E20(d)E30
在不同外加供油時間扭力比較圖



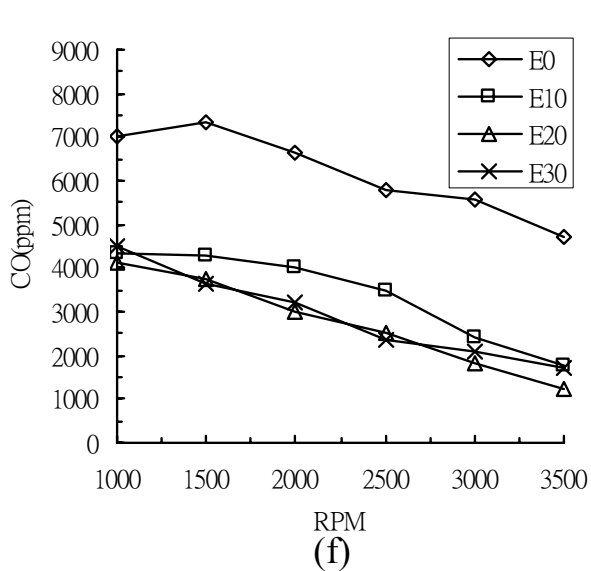
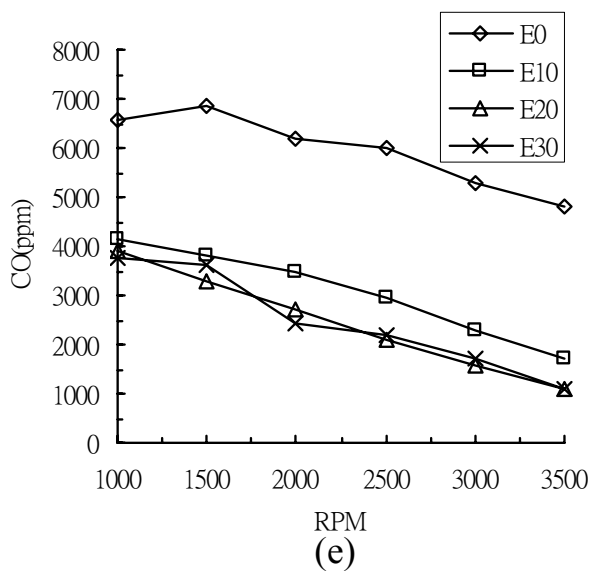
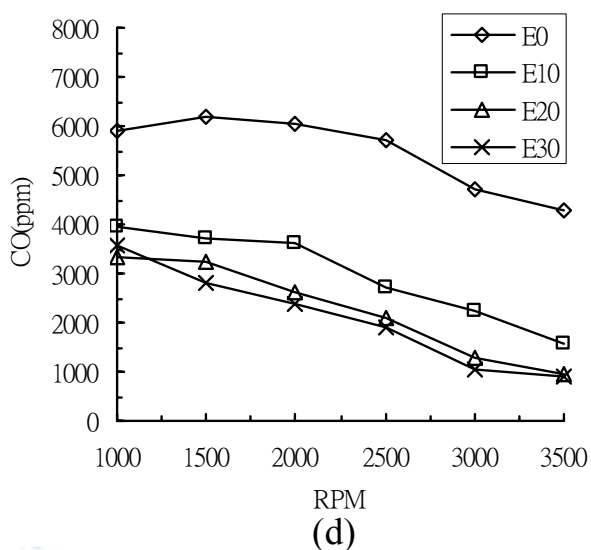
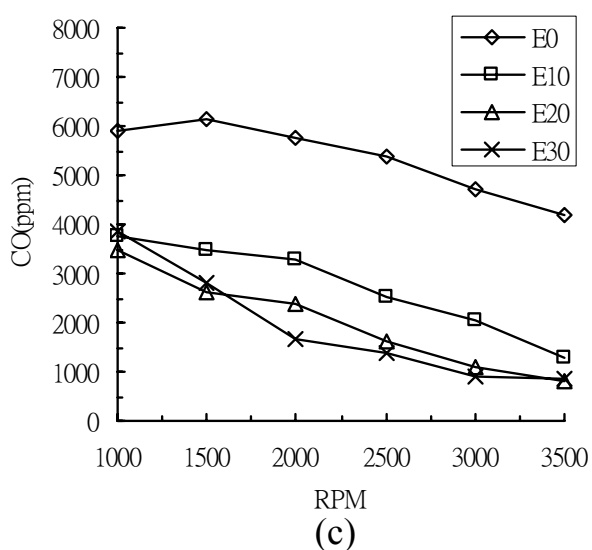
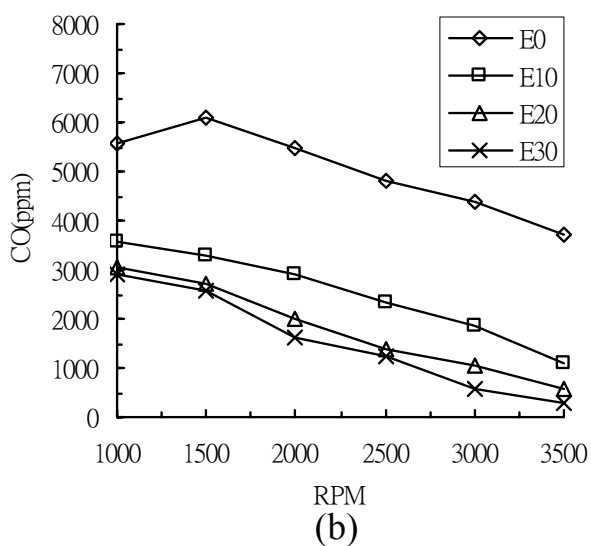
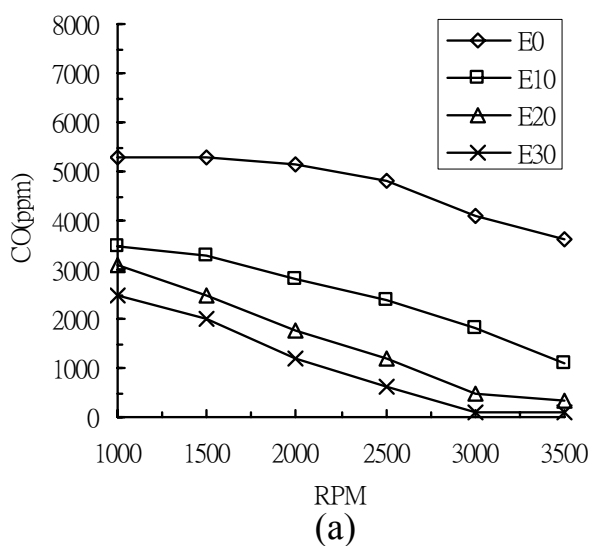
圖十七 增加供油(a)0(b)1(c)3(d)5(e)7(f)9(ms)

HC 排放濃度比較圖



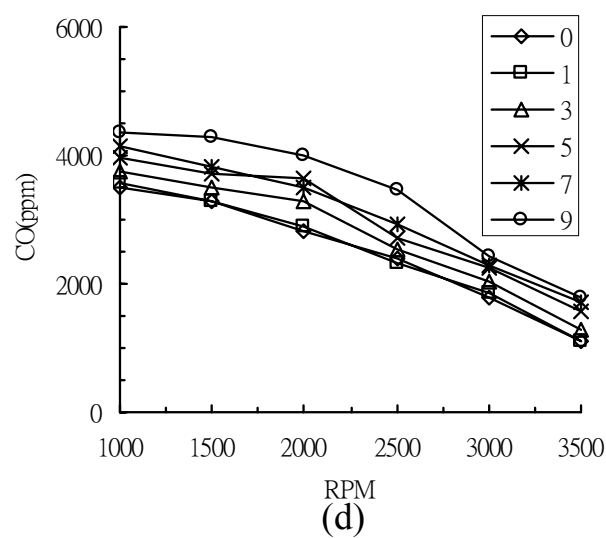
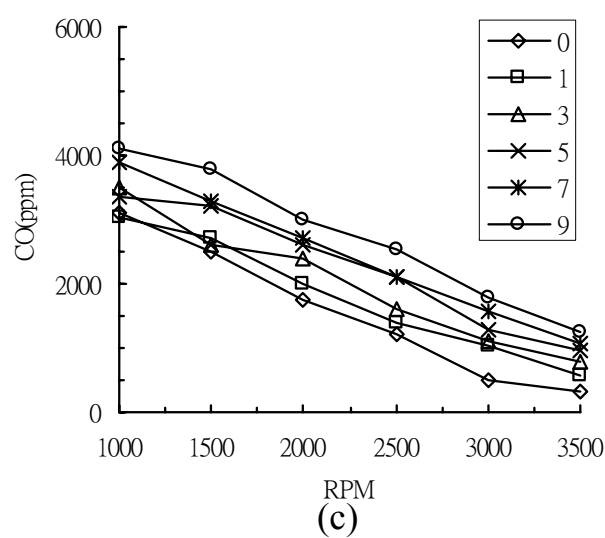
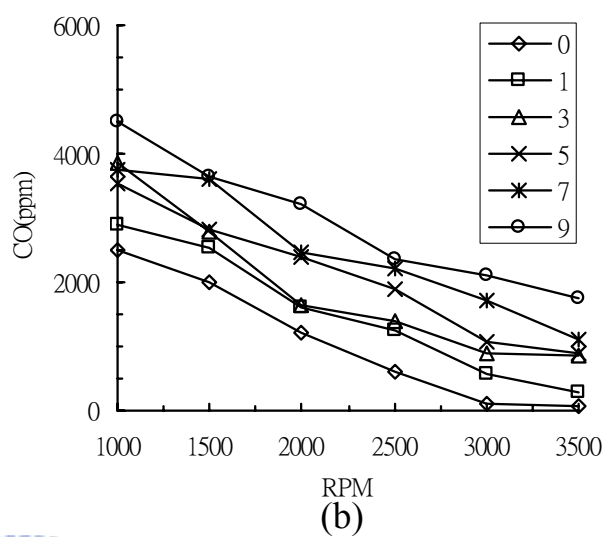
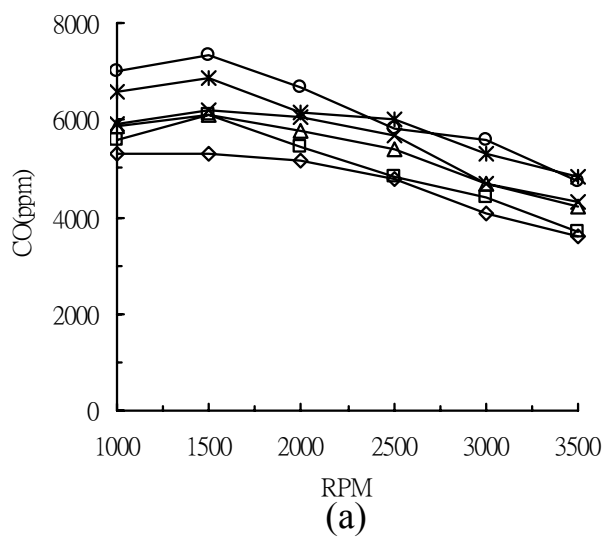
圖十八 使用乙醇-汽油(a)E0(b)E10(c)E20(d)E30

在不同增加供油時間 HC 排放濃度比較圖



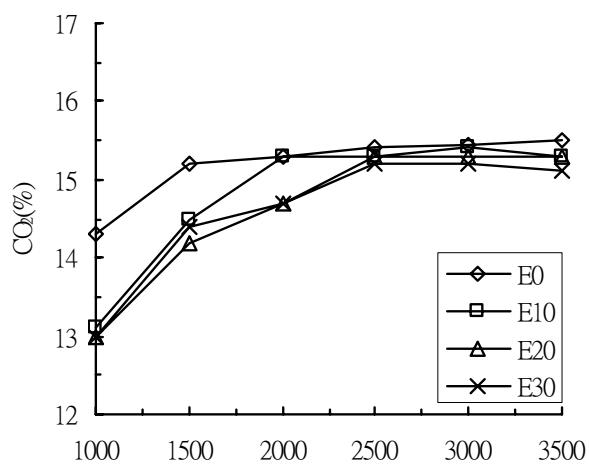
圖十九 增加供油(a)0(b)1(c)3(d)5(e)7(f)9(ms)

CO 排放濃度比較圖

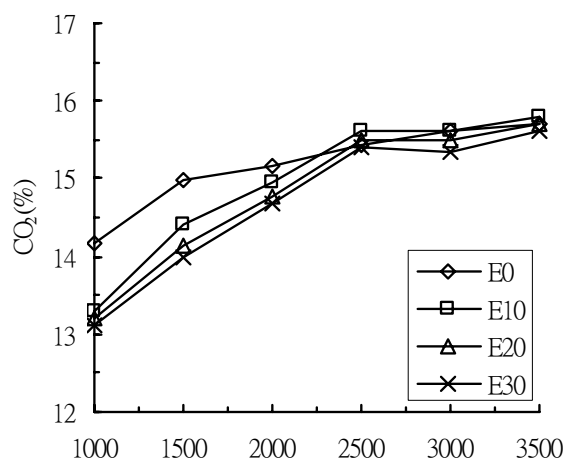


圖二十 使用乙醇-汽油(a)E0(b)E10(c)E20(d)E30

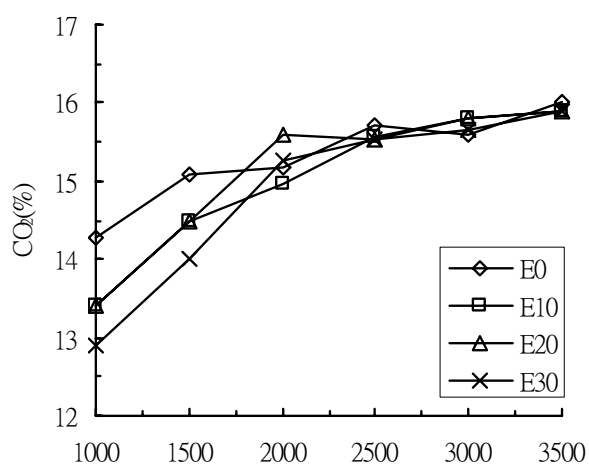
在不同增加供油時間 CO 排放濃度比較圖



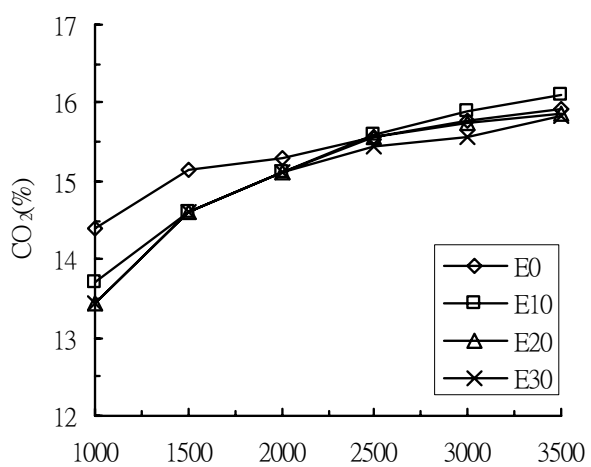
(a)



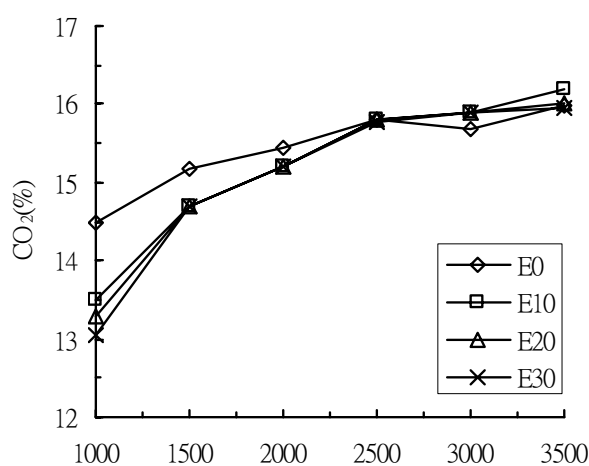
(b)



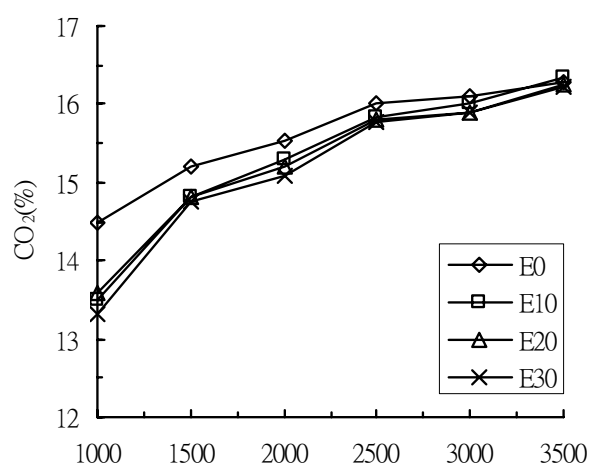
(c)



(d)



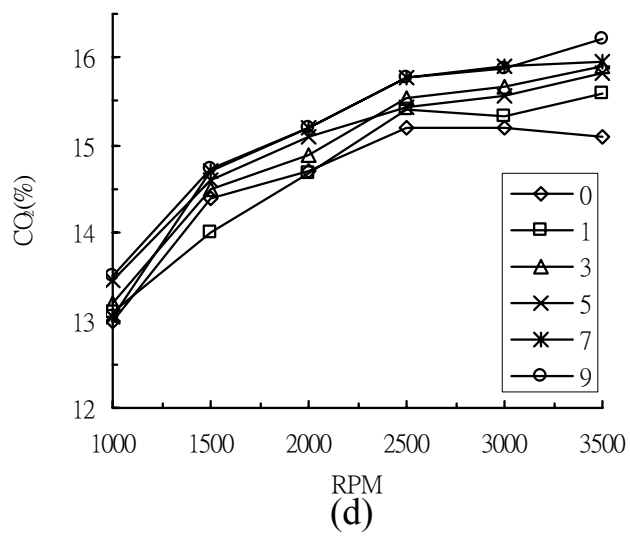
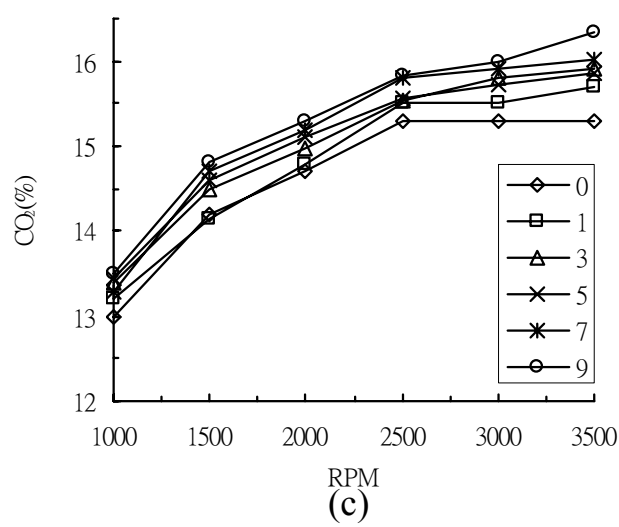
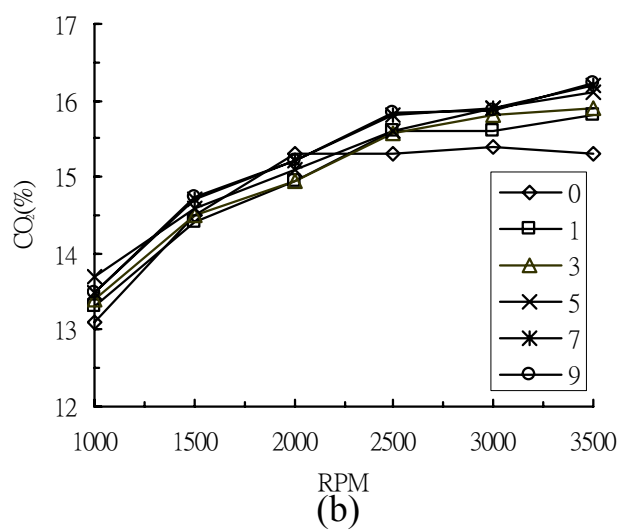
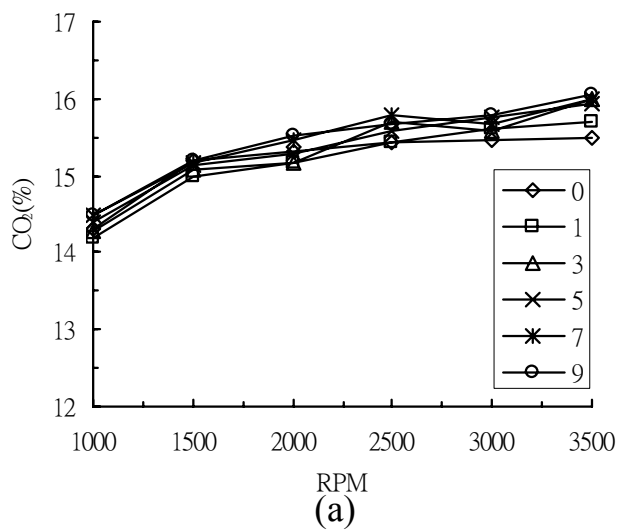
(e)



(f)

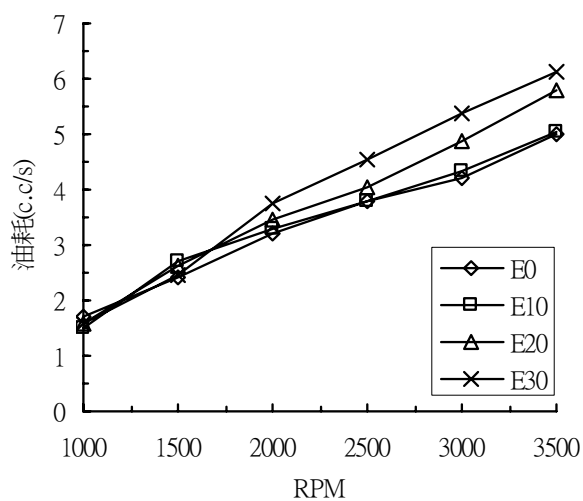
圖二十一 增加供油(a)0(b)1(c)3(d)5(e)7(f)9(ms)

CO₂排放濃度比較圖

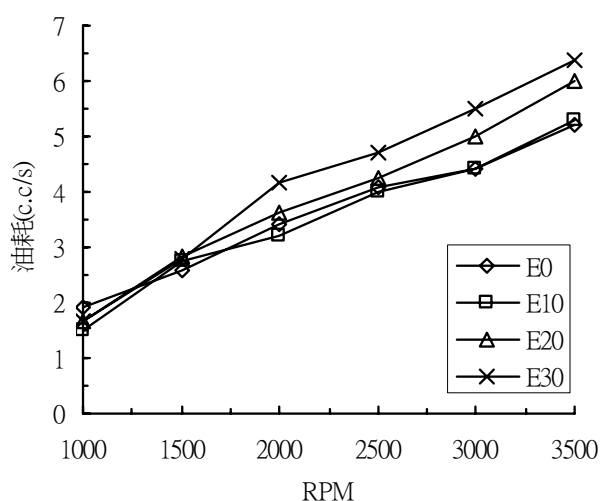


圖二十二 使用乙醇-汽油(a)E0(b)E10(c)E20(d)E30

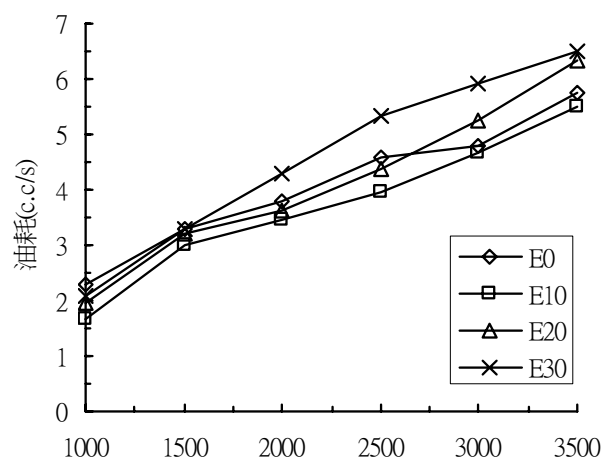
在不同增加供油時間 CO₂ 排放濃度比較圖



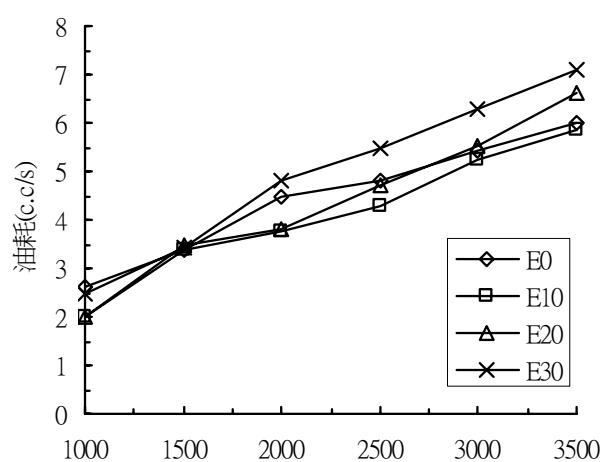
(a)



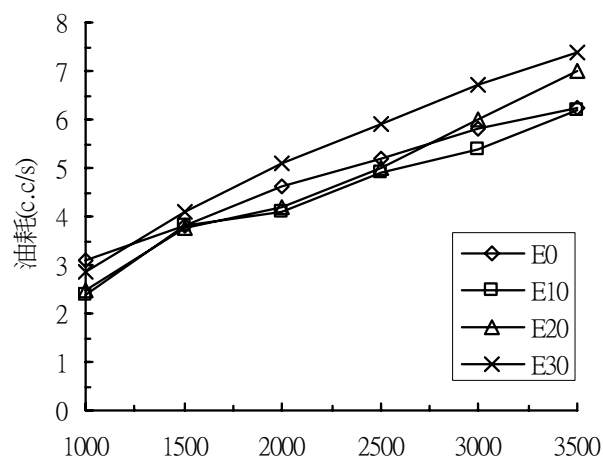
(b)



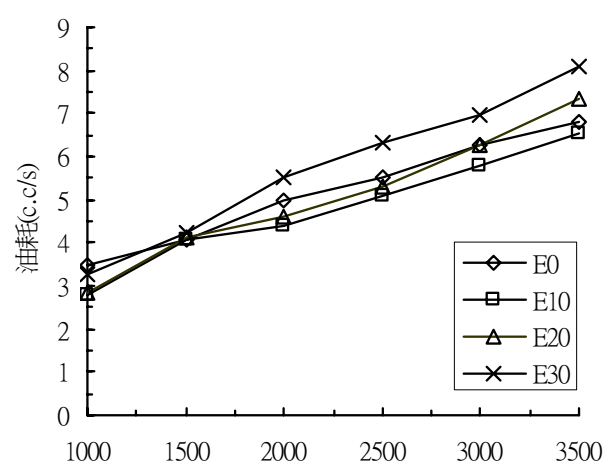
(c)



(d)



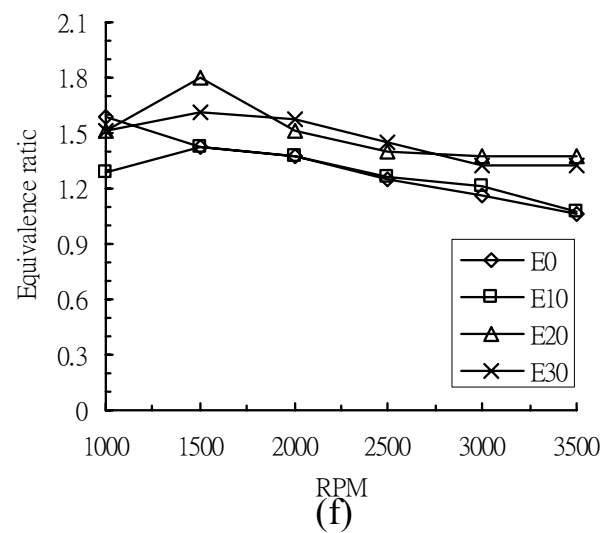
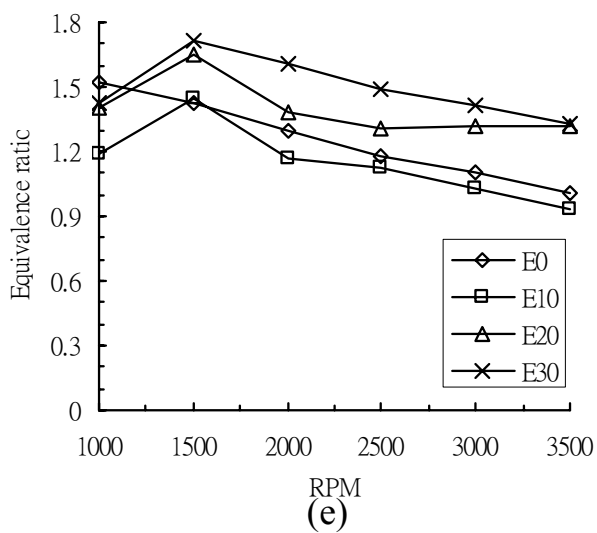
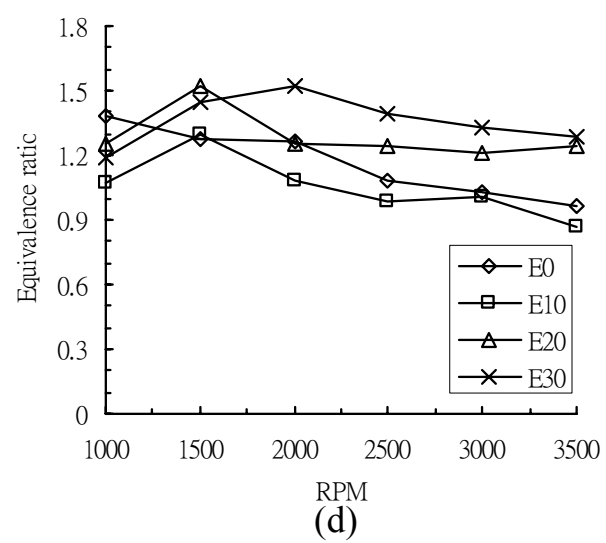
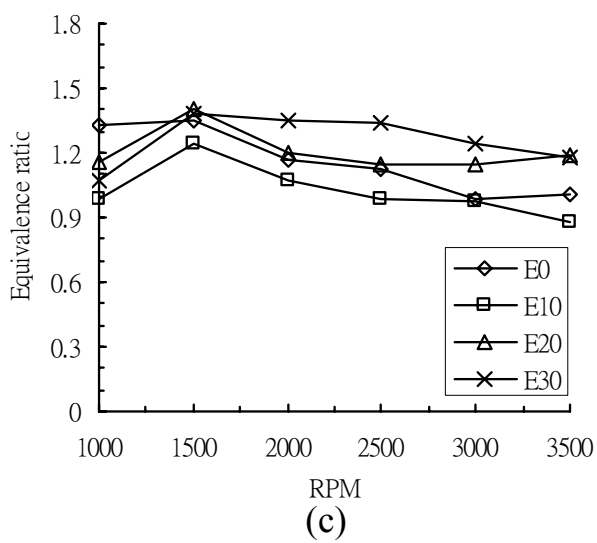
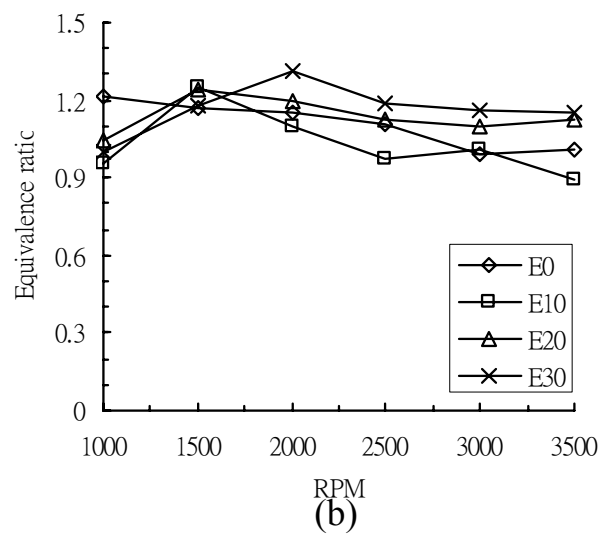
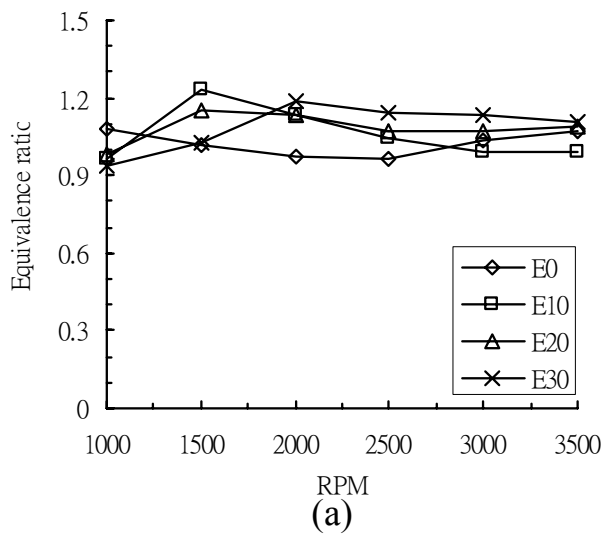
(e)



(f)

圖二十三 增加供油(a)0(b)1(c)3(d)5(e)7(f)9(ms)

燃料消耗比較圖



圖二十四 增加供油(a)0(b)1(c)3(d)5(e)7(f)9(ms)

等效比比較圖



照片一 引擎本體



照片二 外加供油系統



照片三 磁鎖動力計



照片四 磁鎖動力計控制器



照片五 煙道分析儀



照片六 油耗計



照片七 Air Tube 測試段



照片八 供油電腦