

行政院國家科學委員會專題研究計畫成果報告

渦旋火焰與非渦旋火焰燃燒器的燃燒特性研究及 燃氣供應控制多目標最佳化分析

Studies on Combustion Characteristics of Swirling-Flame and
Nonswirling-Flame Combustors and Multi-Objective
Optimization Analysis of Fuel Supply Control of
Domestic Gas Burners

計畫編號：NSC 89-2212-E-168-020

執行時間：89年8月01日至90年07月31日

計劃主持人：侯順雄副教授 崑山科技大學機械系

共同主持人：林大惠教授 國立成功大學大機械系

中文摘要

渦旋火焰(swirling flame)不但具有較寬廣的穩定燃燒區間，且渦旋流亦可增進二次空氣的吸入效應。因此，對降低廢氣排放和提升熱效率兩大目標預期會有明顯的助益。但目前渦旋火焰主要應用於工業用燃燒爐且大都為燃料和空氣未預先充分混合的擴散火焰燃燒方式，在家用氣體燃燒器的實際應用可說極為罕見，相關的文獻探討亦付之闕如。因此，本計畫的第一個研究目的為針對渦旋火焰與非渦旋火焰燃燒器的燃燒特性(包括火焰穩定性、熱效率及廢氣排放)進行分析及比對。以深入瞭解渦旋火焰的燃燒特性並評估其實際應用於家用燃氣器具的可行性。

氣體燃燒器的性能指標主要有：熱效率、廢氣排放以及加熱速率等，但是這三種性能往往不易同時得到。一般氣體燃燒器的加熱模式都是從室溫開始以同一瓦斯供應率(入熱量)加熱，由於加熱初期的溫差大，不可逆性亦大，而且火焰與低溫器物的接觸也會排放較多的污染物。因此，傳統未經最佳化分析和瓦斯流量可隨溫度變化而予以控制的加熱方式顯然並非最理想的加熱模式。因此，本計畫之第二個目的為利用多目標最佳化分析，尋求最佳的加熱模式，俾使整個加熱過程中瓦斯流量均可隨溫度變化而得到最適當、最理想的

控制，以達到高熱效率、低污染且加熱速率亦佳的瓦斯爐燃燒最佳化。

關鍵詞：渦旋火焰、燃燒器設計、多目標最佳化、燃料供應控制

Abstract

In this proposal, first, the combustion characteristics of flame stability (liftoff, blowoff, flashback and yellow tipping), thermal efficiency and emissions are aimed to be investigated in swirling-flame and non-swirling-flame combustors under the influence of design parameters and operating conditions. The effects of design factors involving port size, port shape and loading height, and operating conditions involving thermal input, port loading and primary air premixedness affect burner performance, in particular its thermal efficiency, also affect its emissions. The factorial experimental design method is used to arrange the experiments, and the results are statistically analyzed using the analysis of variance. Secondly, multi-objective optimization analysis of fuel supply control of gas burners is achieved. In the heating process, in order to approach optimum burning and decrease irreversibility, the fuel supply may be varied as temperature is increased. The results help us to further understand what factor dominates the influence of increasing

thermal efficiency, improving complete combustion and reducing pollution emission. Additionally, it is very important to provide optimum design and real applications on manufacture of domestic gas burners. low pressure. Therefore, a new design of gas burner for burning oil gas with various compositions and flow rates is of greatly significance. To overcome the difficulties described above, we design a combustion furnace using the permanent pilot supplied by LPG with air premixedness to burn the issuing oil gas that contains the entrainment of primary air. Finally, in order to optimize safety, ease of operation and efficiency, many controls are developed to achieve these requirements.

Keywords : Swirling Flame, Burner Design, Multi-Objective Optimization Analysis, Fuel Supply Control

一、計劃緣由與目的

本生式瓦斯爐的燃燒模式係將瓦斯從噴嘴以一定之壓力噴出，利用瓦斯本身具有的速度所造成的壓力差，將一次空氣吸入，空氣於混合管中與瓦斯充分混合後由焰孔噴出燃燒，形成雙層火焰結構，即內層富油預混火焰(內焰)，以及未完全燃燒的瓦斯與周圍的空氣燃燒所形成的外層擴散火焰(外焰)在此燃燒模式下，熱效率、加熱速率與污染物的排放會受到預混空氣量、燃料開度及瓦斯壓力的影響[1-3]。由於從焰孔噴出之混合氣速度並不大且富油預混火焰的火焰結構具有穩定火焰的特性，因此瓦斯爐火焰皆呈現穩定的層流狀態，因此實驗分析上較為簡易，可以進行一系列整體的分析。

由於流場的分布與結構會影響燃燒器的火焰型態、穩定性及燃燒特性。因此，如何設計燃燒器的焰形狀、尺寸、排列和配置對燃燒性能之影響。在實際應用中燃燒器經常使用渦旋流來增進混合、控制火焰長度、火焰強度和穩定火焰[4-6]。目前渦旋火焰主要應用於工業用燃燒爐且大都為燃料與空氣未事先混合的擴散火焰燃燒方式，在家用氣體燃燒器的實際應用可說

極為罕見，相關文獻探討亦付之闕如，因此非常值得吾人進一步深入的研究與探討。因此，本計畫的第一個研究目的為針對渦旋火焰與非渦旋火焰燃燒器的燃燒特性進行分析及比對，以深入瞭解渦旋火焰的燃燒特性並評估其實際應用於家用燃氣器具的可行性。

評估瓦斯爐燃燒性能的指標主要有：熱效率、加熱速率以及廢氣排放(CO 和 NO_x)等，具有高熱效率(燃料消耗低)、加熱速率快(加熱時間短)以及污染物排放低等性能的爐具是我們所追求的目標，但是這三種性能往往無法同時得到，一般傳統瓦斯爐火焰大都以固定的入熱量，即以固定的燃料開度來加熱。然而加熱行為並非恆定，在加熱初期火焰與加熱面的溫差大，不可逆性亦大[7, 8]，而且由於火焰與低溫容器的接觸使得火焰被淬熄(quenching)而排放較多的污染物，因此傳統未經過最佳化分析和瓦斯流量隨溫度變化而控制的加熱模式顯然並非是最理想的加熱方式。因此，本計畫之第二個目的係針對在不同的溫度區間給予不同的加熱條件，而非傳統上從低溫加熱到高溫都以同樣的加熱條件(燃料開度維持不變)來加熱。利用多目標最佳化的分析方法尋求特定加熱條件下之最佳操作模式。

二、結果與討論

本計畫所採用的實驗設備是典型雙環火之本生式瓦斯爐，包括爐頭、爐蓋、控制器和空氣調節器等各部份零件，並將其重新組合裝配於實驗用之平台上。再利用量測工具將瓦斯開關依角度劃分成若干個不同開度；瓦斯開關開度越大表示瓦斯供氣流率越大。同樣的亦將空氣調節器依角度劃分成若干個不同開度。角度越大表示空氣調節器開口越大，預混空氣越多。在燃料方面採用高壓鋼瓶裝的液化石油氣(LPG)，並在鋼瓶的出口處裝上一圓盤狀之瓦斯壓力調整器(regulator)，其錶壓可視需要而調整。

吾人首先利用U型管對不同的瓦斯調壓器(LPG regulator)開度，進行壓力校

正。而內外環噴嘴之 LPG 出口流率，則使用氣泡式流率測試器 (bubble meter)，針對不同的瓦斯開關開度，進行流率校正並量測其相對應之壓力。溫度量測系統及廢氣量測系統如圖 1 所示。實驗項目包含火焰觀察、加熱時間、加熱效率分析及燃燒污染物分析。

圖 2 所示為渦旋火焰燃燒器與非渦旋火焰燃燒器，在瓦斯開度為 90°、空氣開度為 90°時之加熱間距(L)和加熱時間之關係圖。由圖 2 的結果吾人發現在相同的加熱間距下，加熱至相同水溫(50、70 和 90)的時間，渦旋火焰燃燒器均較非渦旋火焰燃燒器來得短。亦即渦旋火焰之加熱效率大於非渦旋火焰燃燒器。此外吾人亦發現加熱時間隨著加熱間距之增加而增加。

圖 3 所示為渦旋火焰燃燒器與非渦旋火焰燃燒器，在瓦斯開度為 90°、空氣開度為 90°時，不同加熱間距(L)下，加熱時間和 CO 排放量之關係圖。結果顯示在相同的加熱間距下，渦旋火焰燃燒器均遠比非渦旋火焰燃燒器有較低的 CO 排放量。此外，CO 排放量隨著加熱間距之增加而降低。此乃因較低的加熱間距雖有較大的加熱面積，但亦可能造成火焰局部淬熄(quenching)形成不完全燃燒，使 CO 排放量增加。因此選取適當的加熱間距對加熱效率與燃燒污染物排放影響甚鉅。

多目標最佳化分析，尋求最佳的加熱模式實驗中係利用雙環瓦斯爐燃燒器，在不同燃料開度下探討加熱時間、燃料消耗與 CO 排放，尋求在不同時間權重下之最佳操作條件，並分析此模式與真實加熱行為之間的差異。首先量測各個瓦斯爐燃料開度的 LPG 流率，然後以各個燃料開度來加熱含水加熱鍋直至鍋內的水沸騰。根據 CNS-13605 的 "家庭用燃氣器具試驗法" [9]與 CNS-3660 的 "液化石油氣台爐" [10]的規範，如圖 1 所示，量測加熱過程中的升溫速率。由加熱實驗的升溫速率與各個燃料開度的 LPG 流率來分析各燃料開度加熱至沸騰所需的加熱時間、燃料消耗與熱效率。

由加熱實驗的結果，吾人引進加熱多目標最佳化理論模型來進行最佳化分析。以溫度區間 ΔT 為 10 一個區間，將升溫過程中每個溫度區間所消耗的時間與燃料等資料建立成資料庫並且利用程式找出所有可能的控制路徑。以室溫為起始點，燃料開度的控制有六個開度(90°、80°、70°、60°、50°和 40°)，因此起始點有六個起始點。當起始點選定後進入下一個溫度區間(在該溫度區間之內，瓦斯開關的開度固定)，基於連續控制的原則，這個溫度區間的燃料控制僅有三種選擇：維持原開度、下降一個開度以及上升一個開度三種，之後的燃料控制均遵循此一模式。由此模式可以得到從室溫到 100 所有可能的控制模式以及各種控制路徑(control path)的總加熱時間($\Delta t_{o,i}$)總燃料消耗($\Delta Q_{o,i}$)。根據所得到的控制路徑(control path)而得到總加熱時間($\Delta t_{o,i}$)總燃料消耗量($\Delta Q_{o,i}$)之中可以找出時間與燃料消耗之最大($\Delta t_{o,max}$, $\Delta Q_{o,max}$)與最小的總消耗量($\Delta t_{o,min}$, $\Delta Q_{o,min}$)。利用這些最大、最小之總燃料消耗與總加熱時間，將各別路徑的總加熱時間與總燃料消耗，做正規化(normalized)後，成為燃料消耗的子目標函數與加熱時間的子目標函數。吾人利用多目標最佳化中的線性加權和法來構成評價函數，將此評價函數作為控制模式選擇的依據，各子目標函數依其重要性，給予適當的權重(weight)合併成為一個單目標的模型，以此單目標模型作為評價函數，將多目標合併成一個單一目標之後，利用折衷規劃法中的折衷解將可推導計算接近一個理想解之值。

表 1 為加熱多目標最佳化模型的模擬結果。由表 1 可以得知最少、最多的總加熱時間($\Delta t_{o,min}$, $\Delta t_{o,max}$)與最少、最多的總燃料消耗($\Delta Q_{o,min}$, $\Delta Q_{o,max}$)。某時間權重之控制路徑和其相對應的總加熱時間與總燃料消耗。由表中網格所標示的部份，代表是相同控制模式。而我們可以發現當時時間因素(時間權重值)較為重要時，燃料開度都偏向較大的開度(90°、80°)，燃料消耗較為重要時，燃料開度則偏向稍小

的開度 (70°、60°)。隨著水量增加，控制模式會向較大的開度方向移動。加熱初期火焰與加熱面之溫差最大，不可逆性最大，其熱效率較低，在不特別強調加熱時間的情形下 (時間權重 < 0.9)，其初始燃料開度不需要太大。水量較少 (3L) 時同一種加熱模式，可以同時滿足時間與燃料消耗，隨著水量增加 (4L)，時間與燃料消耗模式就分開。

由最佳化模式的分析結果得到下列重要結論：當時間因素較為重要時，偏向燃料開度 90°、80°；燃料消耗較為重要時，則偏向燃料開度 70、60。隨著水量增加，控制模式偏向較大燃料開度，並且水量較少 (3L) 時同一種加熱模式可以同時滿足最佳時間消耗與燃料消耗，隨著水量增加 (4L、5L)，最佳時間消耗模式與燃料消耗模式就分開，CO 的排放的趨勢與燃料消耗的取向相似，整體的 CO 濃度值亦隨水量增加而降低。

四、參考文獻

1. Junus, R., Stubington, J. F., Sergeannt, G. D., Inter. J. Environmental Studies, Vol.45, pp.101-121, 1994.
2. Ashman, P. J., Junus, R., Stubington, J.F., Sergeant, G.D., Combust. Sci. and Tech., Vol.103, pp.283-298, 1994.
3. Stubington, J. F., Beashel, G., Murphy, T., Junus, R., Ashman, P. J., and Sergeant, G. D., International of Institute of Energy, Vol.67, pp.143-155, 1994.
4. Cha, J. M. and Sohrab, S. H., Combustion and Flame, Vol.106, pp.467-477, 1996.
5. Tamir, A., Combustion Science and Technology, Vol. 90, pp.193-209,1993.
6. Shue, W. J., Sohrab, S. H. and Sivashinsky, G. I., Combustion and Flame, Vol. 79, pp.190-198, 1990.
7. De Groot, S.R., "Thermodynamics of irreversible process" Amsterdam, North-Holland, 1952.
8. Van, Wylen, G. J., Sonntag, R. E., and Borgnakke, C., 4th, ed., Wiley, 1994
9. 中國國家標準 CNS-13605, "家庭用燃氣器具試驗法", "民國七十年修訂。

10. 中國國家標準 CNS-3660, "液化石油氣台爐", "民國八十二年修訂。

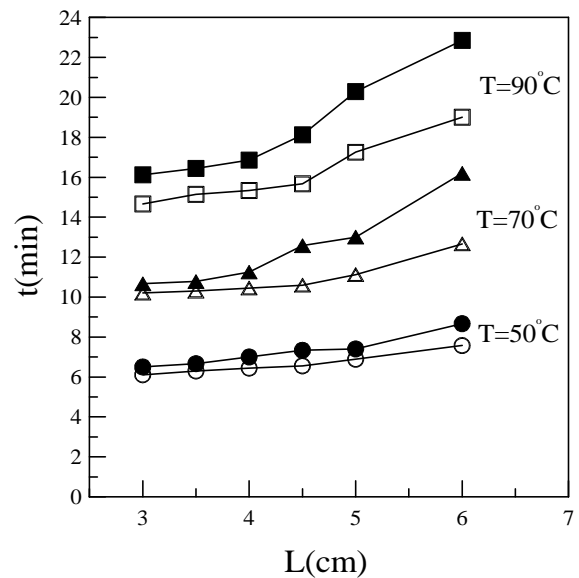


圖 2 在瓦斯開度為 90°、空氣開度為 90°時之加熱間距(L)和加熱時間之關係圖(空心符號為渦旋火焰,實心符號為非渦旋火焰)。

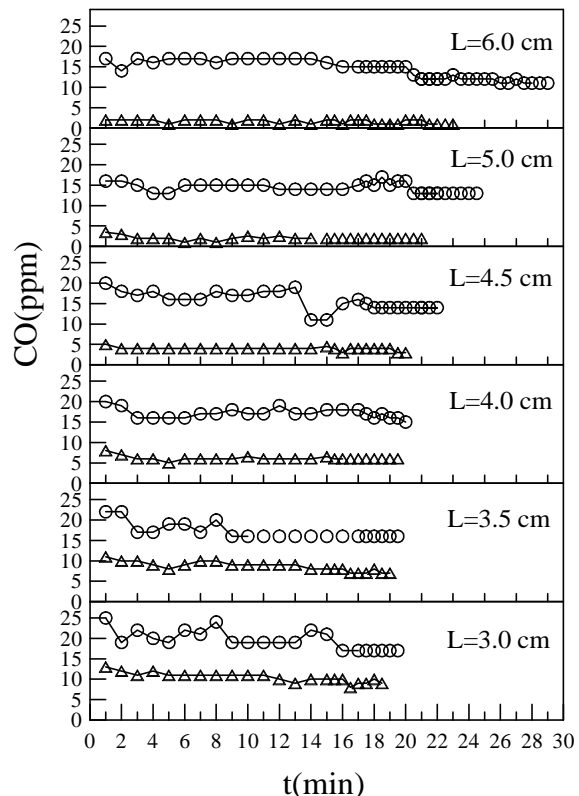


圖 3 渦旋火焰燃燒器()與非渦旋火焰燃燒器(), 在瓦斯開度為 90°、空氣開度為 90°時, 不同加熱間距(L)下, 加熱時間和 CO 排放量之關係圖。

表1 水量5升、4升、5升之不同時間權重的多目標理論模式模擬結果表

$U_{t_0, \max}=12.707 \text{ min}, U_{t_0, \min}=7.047 \text{ min}, U_{Q_0, \max}=24345 \text{ cc}, U_{Q_0, \min}=20765 \text{ cc}$													
$V_{H_2O} = 3L$		Scale							$L_{0, \min}$	U_{t_0}		U_{Q_0}	
a	$T_r/40$	40/50	50/60	60/70	70/80	80/90	90/100	min		%	cc	%	
1	90	90	80	90	90	90	90	0.000	7.047	55.5	22243	91.4	
0.9	70	80	80	90	80	90	90	0.031	7.134	56.1	21377	87.8	
0.8	70	80	80	90	80	90	90	0.046	7.134	56.1	21377	87.8	
0.7	70	80	80	90	80	90	90	0.062	7.134	56.1	21377	87.8	
0.6	70	80	80	90	80	90	90	0.078	7.134	56.1	21377	87.8	
0.5	70	80	80	90	80	90	90	0.093	7.134	56.1	21377	87.8	
0.4	70	80	80	90	80	90	90	0.109	7.134	56.1	21377	87.8	
0.3	70	80	80	90	80	90	90	0.124	7.134	56.1	21377	87.8	
0.2	70	60	60	70	80	90	90	0.127	8.544	67.2	21096	86.7	
0.1	70	60	60	50	50	40	40	0.072	11.125	87.6	20765	85.3	
0	70	60	60	50	50	40	40	0.000	11.125	87.6	20765	85.3	
$U_{t_0, \max}=16.532 \text{ min}, U_{t_0, \min}=9.073 \text{ min}, U_{Q_0, \max}=32045 \text{ cc}, U_{Q_0, \min}=26815 \text{ cc}$													
$V_{H_2O} = 4L$		Scale							$L_{0, \min}$	U_{t_0}		U_{Q_0}	
a	$T_r/40$	40/50	50/60	60/70	70/80	80/90	90/100	min		%	cc	%	
1	80	90	80	90	80	90	90	0.000	9.076	54.9	28557	89.1	
0.9	80	90	80	90	80	80	90	0.030	9.073	54.9	28391	88.6	
0.8	80	90	80	90	80	80	90	0.060	9.073	54.9	28391	88.6	
0.7	80	90	80	90	80	80	90	0.090	9.073	54.9	28391	88.6	
0.6	80	90	80	90	80	80	90	0.120	9.073	54.9	28391	88.6	
0.5	80	90	80	90	80	80	90	0.151	9.073	54.9	28391	88.6	
0.4	70	60	70	70	80	80	90	0.172	10.725	64.9	27546	86	
0.3	70	60	70	70	80	70	60	0.142	11.962	72.4	27006	84.3	
0.2	70	60	70	70	60	70	60	0.098	12.716	76.9	26815	83.7	
0.1	70	60	70	70	60	70	60	0.049	12.716	76.9	26815	83.7	
0	70	60	70	70	60	70	60	0.000	12.716	76.9	26815	83.7	
$U_{t_0, \max}=20.747 \text{ min}, U_{t_0, \min}=11.544 \text{ min}, U_{Q_0, \max}=37856 \text{ cc}, U_{Q_0, \min}=34357 \text{ cc}$													
$V_{H_2O} = 5L$		Scale							$L_{0, \min}$	U_{t_0}		U_{Q_0}	
a	$T_r/40$	40/50	50/60	60/70	70/80	80/90	90/100	min		%	cc	%	
1	80	90	80	90	90	90	90	0.000	11.544	55.6	36659	96.8	
0.9	80	90	80	90	90	90	80	0.062	11.562	55.7	36466	96.3	
0.8	80	90	80	90	90	90	80	0.122	11.562	55.7	36466	96.3	
0.7	80	90	80	80	70	80	80	0.175	12.145	58.5	35866	94.7	
0.6	80	90	80	70	70	80	80	0.204	12.613	60.8	35536	93.9	
0.5	70	70	70	70	70	80	70	0.197	14.855	71.6	34478	91.1	
0.4	70	70	70	70	70	80	70	0.165	14.855	71.6	34478	91.1	
0.3	70	70	70	70	70	80	70	0.165	14.855	71.6	34478	91.1	
0.2	70	60	70	70	70	80	70	0.096	15.208	73.3	34430	90.9	
0.1	70	60	70	60	70	80	70	0.055	15.587	75.1	34400	90.9	
0	60	50	60	60	70	70	70	0.000	17.195	82.9	34358	90.8	

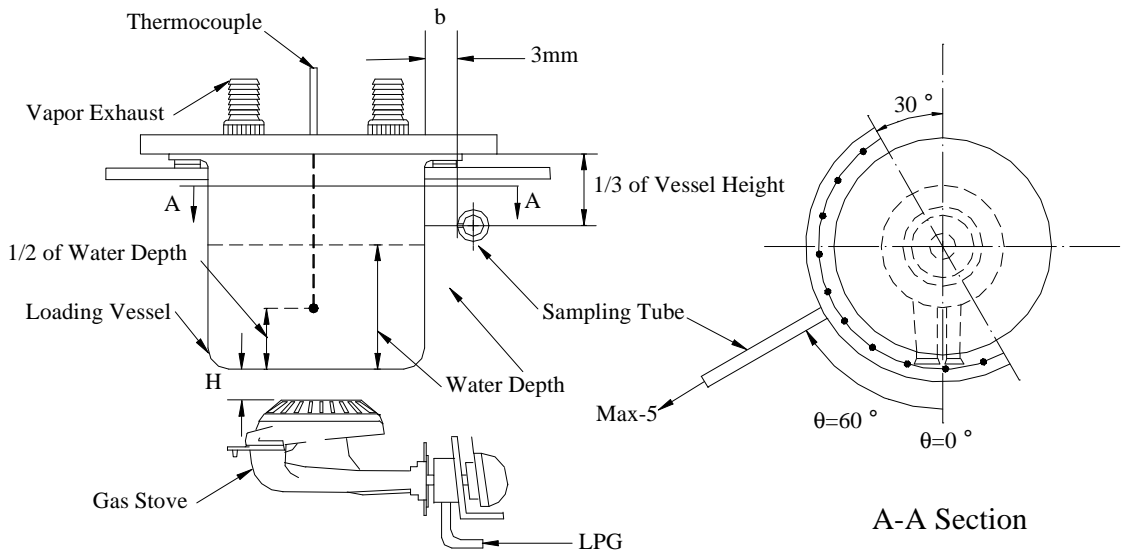


圖1 溫度量測系統及廢氣量測系統