

國立交通大學  
機械工程學系  
碩士論文

振動圓柱對加熱凸塊之熱流分析



Heat Transfer Characteristics of the Heated Block with  
an Oscillating Cylinder

研究生：楊順吉

指導教授：傅武雄 博士

中華民國九十三年六月

振動圓柱對加熱凸塊之熱流分析

Heat Transfer Characteristics of the Heated Block with an  
Oscillating Cylinder

研究生：楊順吉  
指導教授：傅武雄

Student : Shun-Chi Yang  
Advisor : Wu-Shung Fu

國立交通大學  
機械工程學系  
碩士論文



A Thesis

Submitted to Department 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  
June 2004  
Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十三年六月

# 振動圓柱對加熱凸塊之熱流分析

研究生：楊順吉

指導教授：傅武雄

國立交通大學機械工程學系

## 摘 要

本研究利用實驗方法分析管道內裝置往復運動的圓柱之後，對凸塊壁面附近速度以及溫度場的影響，且進一步探討凸塊壁面熱傳的增益。數值方面，利用流體力學計算軟體模擬實際情形，驗證實驗裝置的正確性。實驗方面，主要探討當振動圓柱在不同的振幅、振動頻率、雷諾數狀態下，對管道內凸塊壁面的熱傳效率影響。

由研究結果得知，在流場中圓柱進行往復式的振盪運動，受到圓柱牽引的效應，使管道內的流體呈現上下振盪的現象，引導流體向壁面衝擊，擾亂在圓柱後方壁面的流場，為提高熱傳效率的主要機制。此外，當圓柱振動的頻率接近流場的自然振動頻率時，會與管道內的流體產生共振的現象，此現象能夠大幅的增加流體的擾動，並且擾亂管道內的流場以及溫度場，產生較佳的熱傳增益。

# Heat transfer characteristics of the heated block with an oscillating cylinder

Student: Shun-Chi Yang

Advisor: Wu-Shung Fu

Department of Mechanical Engineering  
National Chiao Tung University

## ABSTRACT

The study investigates the heat transfer enhancement by a reciprocated oscillating cylinder in a channel flow. The characteristics of flow and thermal fields are analyzed experimentally. In the numerical analysis, computational fluid dynamics software is adopted to solve the flow and thermal fields. In the experimental investigation, the effects of Reynolds number, oscillating amplitude and oscillating frequency on the heat transfer characteristics of a heated block in the channel are examined.

The results show that the oscillating cylinder induces the flow vibration. This phenomenon would disturb the flow and thermal fields in the channel flow, and the heat transfer rate in the channel would be enhanced. Furthermore, as the oscillating frequency of the cylinder approach the natural vortex shedding frequency, because of the phenomenon of resonance in the channel flow, and the heat transfer rate is enhanced more remarkably.

## 誌謝

衷心的感謝指導老師傅武雄教授二年來課業與論文上的悉心指導，以及在生活上各方面的關心與教誨，在此謹致最高的謝忱與敬意。同時也要感謝機械系諸師長在課業上的教導。並且感謝童寶鴻學長，以及同門的同學侯凱倫、梁尚智、賴昱志、王孝錚在實驗上以及數值上的協助，使研究得以順利完成。

更要感謝父母含辛茹苦的養育之恩，與家人、親友的支持、關懷與鼓勵，今日方能順利完成學業。最後，謹將此喜悅與所有關心我的人共同分享。



# 目錄

摘要.....	i
ABSTRACT.....	ii
誌謝.....	iii
目錄.....	iv
表目錄.....	vi
圖目錄.....	vii
符號說明.....	ix
第一章 緒論.....	1
第二章 振動圓柱對加熱凸塊之熱流實驗.....	8
2.1 物理模式.....	8
2.2 實驗設備.....	8
2.2.1 加熱裝置與溫度量測裝置.....	8
2.2.2 風洞與風速量測裝置.....	15
2.2.3 往復運動機構.....	17
2.3 實驗步驟.....	24
2.3.1 管道流流速量測.....	24
2.3.2 啟動往復運動.....	24
2.3.3 壁面溫度量測.....	27
第三章 數值模擬.....	33
3.1 物理模式.....	33
3.2 數值計算.....	33
3.3 邊界條件.....	36
3.4 數值方法.....	36
3.5 網格建立與網格測試.....	40

第四章 結果與討論.....	44
4.1 空管性能驗證.....	44
4.1.1 速度分布驗證.....	44
4.1.2 溫度分布驗證.....	48
4.2 加熱凸塊受振動圓柱頻率、振幅及雷諾數之影響討論.....	58
4.2.1 圓柱振動頻率對熱傳之影響.....	61
4.2.2 圓柱振幅對熱傳之影響.....	65
4.2.3 流體進口雷諾數對熱傳之影響.....	65
第五章 結論.....	71
參考文獻.....	72
附錄：實驗不準度分析.....	75



## 表目錄

表 1-1 主要冷卻方法比較表 [1].....	2
表 1-2 各種熱傳增益技術文獻數目統計表 [8].....	5
表 2-1 步進馬達運動參數表 .....	26
表 2-2 雷諾數 $Re_h=620$ ，凸塊前、頂及後壁面之溫度平均值與輸入電壓、 電流值.....	32
表 3-1 工作流體(空氣，Air) 相關性質表 .....	37
表 4-1 設計參數組合表 .....	45





## 圖目錄

圖 1-1 各種熱傳模式與冷卻流體之熱傳量與可達成溫度差關係圖 [5].....	3
圖 2-1 實驗物理模式圖 .....	9
圖 2-2 實驗裝置圖 .....	10
圖 2-3 加熱片之示意圖 .....	12
圖 2-4 加熱片結構示意圖 .....	13
圖 2-5 風洞上視圖以及側視圖 .....	16
圖 2-6 組合圖 .....	19
圖 2-7 往復機構設計 .....	20
圖 2-8 連動示意圖 .....	21
圖 2-9 馬達接頭局部放大圖 .....	22
圖 2-10 圓柱與管道結合示意圖 .....	23
圖 2-11 熱線之校正曲線 .....	25
圖 2-12 文獻[21]機構設計圖 .....	28
圖 2-13 圓柱振動速度與時間關係圖 .....	29
圖 3-1 物理模式圖 .....	34
圖 3-2 相鄰網格中心點及離散面相關位置示意圖[23].....	39
圖 3-3 對流通量(上風法)示意圖[23].....	39
圖 3-4 數值計算流程圖 .....	41
圖 3-5 不規則網格幾何模型舉例示意圖[24].....	42
圖 3-6 網格測試比較圖 .....	43
圖 4-1 $Re_h=515$ ，空管入口後 500mm 處，y 方向速度分布圖 .....	46
圖 4-2 $Re_h=588$ ，凸塊後方 160mm 處，z 方向速度分布圖.....	47
圖 4-3 管道內裝置凸塊之速度場分布 .....	49
圖 4-4 $Re_h=588$ ，凸塊後方 80mm 處，y 方向速度分布圖 .....	50

圖 4-5 $Re_h=588$ ，凸塊後方 160mm 處，y 方向速度分布圖 .....	51
圖 4-6 管道內裝置凸塊與靜止圓柱之速度場分布 .....	52
圖 4-7 凸塊後方 160mm 處，不同雷諾數 $Re_d$ ，y 方向速度分布圖 .....	53
圖 4-8 管道內裝置加熱凸塊之溫度場分布 .....	55
圖 4-9 進口雷諾數 $Re_h=620$ ，凸塊壁面之平均紐塞數與溫差關係圖.....	56
圖 4-10 管道內裝置加熱凸塊及靜止圓柱之溫度場分布 .....	57
圖 4-11 凸塊壁面平均紐塞數與雷諾數 ( $Re_d$ ) 分布情形.....	59
圖 4-12 重複性測試結果圖 .....	60
圖 4-13 $Re_d=147$ ，振幅 $L_c=0.4$ 時，振動頻率 $F_c$ 與凸塊壁面之平均紐塞數 分布情形.....	62
圖 4-14 $Re_d=155$ ，振幅 $L_c=0.4$ 時，振動頻率 $F_c$ 與凸塊壁面之平均紐塞數 分布情形.....	63
圖 4-15 圓柱在流場中，Strouhal number 與 Reynolds number 之關係[25] .....	64
圖 4-16 $Re_d=147$ ，不同振動振幅 $L_c$ 對凸塊壁面之平均紐塞數變化情形.....	66
圖 4-17 $Re_d=155$ ，不同振動振幅 $L_c$ 對凸塊壁面之平均紐塞數變化情形.....	67
圖 4-18 $Re_d=178$ ，不同振動振幅 $L_c$ 對凸塊壁面之平均紐塞數變化情形.....	68
圖 4-19 無因次振幅 $L_c=0.4$ ，不同雷諾數對凸塊壁面平均紐塞數之變化圖 .....	69

## 符號說明

$A$	面積	[m <sup>2</sup> ]
$C_\mu$ 、 $C_{\epsilon 1}$ 、 $C_{\epsilon 2}$ 、 $C_{\epsilon 3}$	紊流模式係數	
$D_m$	物質的濃度擴散係數	[m <sup>2</sup> /s]
$d$	圓柱直徑	[m]
$f_c$	圓柱的振盪頻率	[s <sup>-1</sup> ]
$F_c$	無因次圓柱的振盪頻率 ( $F_c = f_c d / u_0$ )	
$F_{m,j}$	物質於 $x_j$ 方向的擴散通量	[kg/m <sup>2</sup> s]
$h$	管道高度	[m]
$h_d$	凸塊高度	[m]
$I$	電流	[A]
$k$	熱傳導係數	[W · m <sup>-2</sup> · °C <sup>-1</sup> ]
$l_c$	圓柱振幅	[m]
$L_c$	無因次圓柱振幅 ( $L_c = l_c / d$ )	
$\overline{Nu}$	壁面平均紐塞數	
$p$	壓力	[N/m <sup>2</sup> ]
Pr	普朗特數 ( $Pr = \nu / \alpha$ )	
Re <sub><math>d</math></sub>	雷諾數 (以圓柱直徑為特徵長度)	
Re <sub><math>h</math></sub>	雷諾數 (以管道高度為特徵長度)	
$s_i$	動量來源(momentum source)	
$s_\phi$	來源係數	
$t$	時間	[sec]
$T$	溫度	[K]
$T_w$	凸塊壁面溫度	[K]
$T_m$	管道平均溫度	[K]
$T_\infty$	進口溫度	[K]



$u, v$	$x$ 和 $y$ 方向速度	$[m \cdot s^{-1}]$
$u_0$	進口速度	$[m \cdot s^{-1}]$
$v_c$	圓柱振盪速度	$[m \cdot s^{-1}]$
$V$	電壓	[Volt]
$V_c$	無因次圓柱振盪速度	
$\bar{V}$	熱線電壓值	
$w$	管道長度	[m]
$w_1$	進口到圓柱圓心的距離	[m]
$w_2$	加熱之起始區域至圓柱圓心的水平距離	[m]
$w_b$	凸塊長度	[m]
$x, y$	卡氏座標	[m]
$X, Y$	無因次卡氏座標	

### 希臘符號

$\Gamma_\phi$	任一獨立物理量之擴散係數(計算速度場中的黏滯係數)	
$\varepsilon$	紊流耗散率	
$\zeta$	轉換平面座標系	
$\eta$	轉換平面座標系垂直軸	
$\theta$	角度	[rad]
$\mu$	黏滯係數	[kg/ms]
$\mu_t$	紊流黏滯係數	[kg/ms]
$\nu$	表面速度	[m/s]
$\xi$	轉換平面座標系水平軸	
$\rho$	物體密度	$[kg/m^3]$
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	紊流模式係數	
$\tau_{ij}$	應力張量	
$\phi$	代表任一獨立物理量(如速度、溫度、濃度)	

## 上標說明

- 時均值
- + 紊流無因次參數
- " 新疊代之物理量選用
- ° 舊疊代之物理量選用

## 下標說明

$i, j, k$  張量使用序號(如  $i=1, j=2, k=3$ )

## 其他符號

- || 絕對值、取向量純量值
- $\nabla$  求取各方向的梯度量，如同 grad
- $\sum$  加總表示



# 第一章 緒論

近年來，由於電子產品的需求趨向於輕、薄、短、小，且功能強大，加上製程技術的進步，各種小尺寸高功率的電子元件不斷地被生產出來。然而新產品的單位面積發熱量往往是舊產品的數倍。為有效的降低元件溫度，使其溫度維持在操作範圍之內，避免因溫度過高導致元件失效，因此如何有效增加高溫壁面的熱傳效益，降低壁面以及元件的工作溫度，一直是工業界以及學術界致力研究的主題。

冷卻高溫壁面的模式主要有空氣自然對流(Natural air convection)、空氣強制對流(Forced air convection)、空氣強制對流加水冷式熱交換器(Forced air convection plus water-cooled heat exchanger)、以及包括蒸發冷凝的液體冷卻(Liquid-cooled)與熱管(Heat pipe)等方法[1]。上述各種模式的特性比較如表 1-1[1]所示。除了上述方法之外，近年來也有許多新的散熱觀念不斷被提出，Iida 等[2]在液體中加入鋁金屬微粒，當液體發生沸騰現象時，鋁金屬微粒也被液化，可將熱傳效率提高十倍。Fusegi [3]數值分析有肋狀突起管道中之振動對向流，當提高振動對黏性的相對強度時，可顯著的提高熱傳效率。Sitter 等[4]實驗探討高強度音場對重力場與微重力場下池沸騰的影響，發現音場有助於提高熱傳效率。

儘管如此，空氣強制對流具有結構簡單、冷卻劑（空氣）取得容易、成本低等特性，因而被廣泛應用在電子設備的散熱。然而，近年來隨著半導體製程技術的進步與高速運算的要求，不同功能的電路經由整合後直接製作在同一晶片上。晶片內的電子元件數目逐漸增加，電子構裝確有著輕薄短小的構裝趨勢，造成熱量集中造成現今電子元件的發熱量已經達到每平方公分數十瓦的等級，相較於圖 1-1 [5]之各種冷卻高溫壁面方法對壁面熱傳量與溫度差示意圖，此等級的熱傳量已經達到空氣強制對流的極限。因此如何提升空氣強制對流的熱傳效能成為研究的主要課題之一。

Bergles [6][7]詳細地討論與整理各種增加熱傳效率的方法，並且將常見

表 1-1 主要冷卻方法比較表 [1]

	Natural air convection (NAC)	Forced air convection (FAC)	FAC plus water-cooled heat exchanger (WCHE)	Liquid-cooled (including evaporation, boiling)		
				Direct	Indirect	Heat pipe
Construction (→: main heat flow)	Component (IC etc.) plus fin → circuit-board shelf → frame	NAC plus fan/blower	WCHE inserted into air-flow passage	Component → liquid-immersion plus HE (water, air)	Component → cold plate	Component → heated area → cooled area → heat sink
Coolant	Air	Air	Air, water	Inert insulator liquid	Water, etc.	Water, methanol, ammonia, F.C., etc.
Coolant mover	(Bouyancy)	Fan/blower	Fan/blower, pump	Pump	Pump	Vapor pressure, capilarity
Coolant velocity	~ 0.2 m/s	0.5 ~ 10 m/s	—	—	—	—
Cooling capability	Small	Middle ~ large	Middle ~ large	Very large	Large	Large
Equipment volume	Large	Middle	Middle	Small	Small	Small
Acoustic noise	None	Middle ~ large	Middle	Small	Small	Small (heat-sink liquid-cooled)
Reliability of cooling	Large	Middle	Middle	Small	Small	Large
Economy	Large	Middle ~ large	Middle	Small ~ middle	Small ~ middle	Small at present
Remarks (capabilities, etc.)	Capability increases by chimney effect	—	—	Capability depends on HE capacity	For example, He-gas used to decrease contact ther. resist.	Capability depends on HE capacity

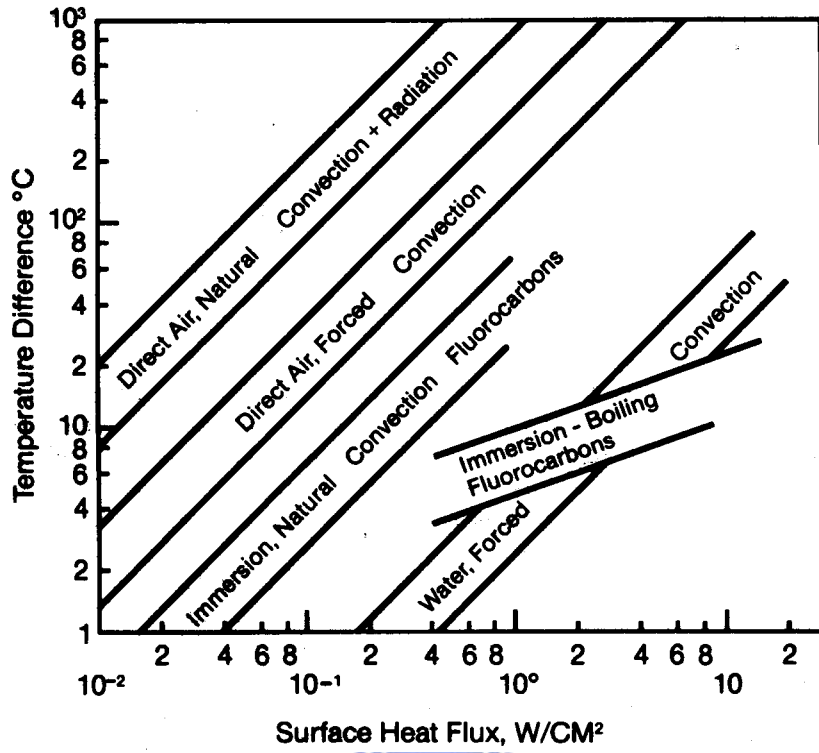


圖 1-1 各種熱傳模式與冷卻流體之熱傳量與可達成溫度差關係圖 [5]



的增加熱傳效率方法略分為兩大類：一為不須另外作功的被動 (passive) 方法，比如在壁面加一層塗料、將壁面作表面粗糙處理、增加熱傳表面積、加裝混合流體或使流體產生旋轉流動的機構、與在流體中加入添加物等；另一類為須外加能量的主動式(active)方法，包括有以機構增加流體的擾動、使壁面振動或振動流場、增加電磁場、噴入流體、移除覆蓋熱傳面的冷凝水膜、或加裝噴嘴直接對高溫壁面噴出流體等。此外，Bergles 與 Webb [8]進一步將過去有關提高熱傳效率的文獻，依據上述分類整理製表(如表 1-2)。

比較上述各種增加熱傳量的方法，利用被動式方法是由於受到流場在熱傳面上形成的速度與溫度邊界層妨礙熱量傳出的影響，因此熱傳效率的增加受到限制。根據熱傳導的傅利葉定律，在溫度梯度小的情況下，熱傳量也較小。因此，溫度邊界層的存在將限制壁面所能傳出之熱傳量。為了大幅提高高溫壁面的熱傳效率，必須移除熱傳面上的邊界層，使高溫壁面直接與低溫流體接觸，進而提高壁面與流體間的溫度梯度，達成增加壁面熱傳量的目的。因此，Fu et al.[9]採用在加熱壁面上裝置移動薄塊的方式，藉由薄塊在加熱壁面上快速的往復運動有效掃除壁面的邊界層，有效的增加管道內的熱傳效果，結果顯示最大的熱傳可以增加 98%；但是，利用薄塊掃除溫度邊界層以增加熱傳效果的方法，由於受限於往復機構必須在溫度邊界層內才能達到要求的熱傳效益，因此無法有效地應用在具有凹槽、凸塊以及複雜幾何外型的管道壁面。

在管道內裝置加熱凸塊是常見用來分析電子元件在基板上熱傳性質的模式，也因如此，直至今日仍有許多研究針對裝置加熱凸塊的管道進行探討。Mikic et al. [10][11] 利用數值模擬的方法模擬槽道流的熱傳效率，結果顯示當流場雷諾數接近臨界雷諾數時，流體的振盪擾動會導致流場共振的現象，並且增強熱傳的效率。Myrum et al. [12][13] 研究管道內加裝渦流產生器的位置對於肋條表面熱傳效率的影響，結果顯示當渦流產生器位於肋條上方時會產生最大的熱傳效率，效率提升約為 30%。Garimella and

表 1-2 各種熱傳增益技術文獻數目統計表 [8]

	Single-Phase Natural Convection	Single-Phase Forced Convection	Pool Boiling	Force-Convection Boiling	Condensation	Mass Transfer
<b>Passive Techniques</b> (no external power required)						
Treated surfaces	—	—	149	17	53	—†
Rough surfaces	7	418	62	65	65	29
Extended surface	23	416	75	53	175	33
Displaced enhancement devices	—†	59	4	17	6	15
Swirl flow devices	—†	140	—	83	17	10
Coiled tubes	—†	142	—	50	6	9
Surface tension devices	—	—	12	1	—	—†
Additives for liquids	3	22	61	37	—	6
Additives for gases	—†	211	—	—	5	0
<b>Active Techniques</b> (external power required)						
Mechanical aids	16	60	30	7	23	18
Surface vibration	52	30	11	2	9	11
Fluid vibration	44	127	15	5	2	39
Electric or magnetic fields	50	53	37	10	22	22
Injection or suction	6	25	7	1	6	2
Jet impingement	—	17	2	1	—	2
Compound techniques	2	50	4	4	4	2

— Not applicable.

\*Not considered in this survey.

†No citations located.



Eibeck [14] 測試不同渦流產生器的尺寸對於大量不連續加熱元件熱傳效率的影響。最大的熱傳效率可以達到 40%。Iyer et al. [15] 研究具有凹槽之管道流的不穩定性以及熱傳特性。結果顯示，當流體雷諾數超過臨界雷諾數時，熱傳效率會大幅的增加。Chen and Wang [16] 採用實驗以及數值的方法研究強制對流對於管道內前後排列的加熱凸塊的熱傳效率影響，結果分別比較層流以及紊流對於加熱面上 Sherwood number 的影響，並且討論凸塊與凸塊間間距對熱傳效率的影響。Wu and Perng [17]以數值方式研究利用加裝斜板於管道內的加熱凸塊上以增加熱傳效率，結果顯示當斜板傾斜角度為  $\pi/3$  時，有最大的熱傳效率，效率提升約 39.5%。Herman and King [18] 利用彎曲的葉片增加凹槽管道流的熱傳效率，結果顯示流場的振盪現象有助於增加熱傳效率。

Fu and Tong[19]以數值分析及實驗量測研究管道中加裝振盪圓柱對高溫壁面的影響，結果顯示在強制對流的水平管道中加裝振盪圓柱，可以有有效的擾亂流場，提高高溫壁面的熱傳效率，同時當圓柱振盪頻率接近流場的自然剝離頻率產生共振現象時，會大幅提昇管道內壁面的熱傳效率。但是，平板上無加裝發熱凸起物，所以無法模擬電子元件裝置於電路板上之散熱情形，作出最佳化安排電子元件於電路板上之參考。

本實驗主要在探討強制對流管道中加裝高溫凸塊及振動圓柱時，流體流過振動圓柱對管道內凸塊壁面溫度的影響及流場中流動的變化；實驗為在水平管道內裝置一個振動圓柱，藉由圓柱振動導致流體震動的現象以及渦流剝離並不斷的將渦流向後方推動的機制，造成流場紊亂，破壞管道和凸塊間的迴流區域及溫度邊界層，以提升凸塊表面熱傳效率。以往凸塊的實驗多是用銅塊來代替，底部用加熱片來加熱，利用銅塊具有高熱傳導係數的特性，可將凸塊表面視為等溫狀態，如此方法無法求得凸塊前、頂及後壁面的分別平均熱傳效率，為了改進此項缺失，本實驗則是利用三塊特製的加熱片來組成凸塊的前、頂及後方的加熱面，可分別加熱控制溫度，由巴沙木算出熱損失，求得凸塊三個加熱面的熱傳效率。

為了確認實驗裝置的正確性，當圓柱靜止時實驗先與數值模擬比對，驗證其一致性。再以實驗的方式來探討圓柱振動時，凸塊熱傳效率的增益。結果顯示發現當流體達到自然頻率時，熱傳效率的增益是最大的，與 Fu and Tong.[20]的數值分析結果相同。希望所得之數據結果可以有定性的分析，將來可以應用於電子裝備冷卻問題分析，高性能熱交換器之設計工作或是燃氣渦輪葉片冷卻等實際應用工程上。



## 第二章 振動圓柱對加熱凸塊之熱流實驗

### 2.1 物理模式

本文將以實驗方法來探討振動圓柱對加熱凸塊之熱流場分析，所採用的物理模式如圖 2-1 所示，在一個高  $h=20\text{mm}$ ，長度  $w=600\text{mm}$ ，寬為  $160\text{mm}$  的二維水平管道中放置一個直徑為  $d=5\text{mm}$  的圓柱體。管道的入口距離圓柱圓心為  $w_1=200\text{mm}$ ，由圓柱圓心到凸塊前方表面的水平距離是  $w_2=5\text{mm}$ 。高溫凸塊的高以及長度分別是  $h_b=10\text{mm}$  以及  $w_b=10\text{mm}$ 。當時間為零時，圓柱靜止於管道內；待流場穩定後，開始計算時間，同時圓柱開始以頻率  $f_c$ 、振幅  $l_c$  垂直進口流場的方向進行反覆振盪運動，圓柱的振動速度  $v_c = 2\pi \cdot f_c l_c \cos(2\pi \cdot f_c t)$ 。

### 2.2 實驗設備

本實驗探討振動圓柱對加熱凸塊的熱傳影響，實驗設備如圖 2-2 所示。實驗設備分為凸塊加熱裝置與溫度量測裝置、風洞與風速量測裝置、往復運動機構與個人電腦等四部分。

#### 2.2.1 加熱裝置與溫度量測裝置

為得到較佳之等溫面與量測壁面紐塞數，以銅箔、天然雲母、鎳鉻絲及巴沙木等製成加熱片，並由電源供應器提供熱量。每片加熱片上均黏有七條熱電偶，藉以量測溫度及計算熱損失。如圖 2-1，分別將一塊表面積為  $30\text{mm} \times 10\text{mm}$  之加熱片頂面與兩塊表面積為  $30\text{mm} \times 8\text{mm}$  之加熱片（前壁面及後壁面）呈門字型緊密結合，在中空部分塞於一  $30\text{mm} \times 6\text{mm} \times 6\text{mm}$  之巴沙木板，結合時保持加熱片表面與巴沙木板表面維持同一平面，即成為三面加熱之凸塊。為計算總熱損失，在凸塊底部再加裝一  $30\text{mm} \times 6\text{mm}$  厚  $10\text{mm}$  的巴沙木，及為了減低熱量由加熱凸塊背面散失產生的熱損失，在加熱凸塊露於外界的部分貼附厚度為  $25\text{mm}$  之絕熱泡棉。但此設計當凸塊壁面溫度下降時，因三塊加熱片彼此間距離太近熱傳效果很大，故三塊加熱片的熱量無法估計從何加熱片所散失，只能

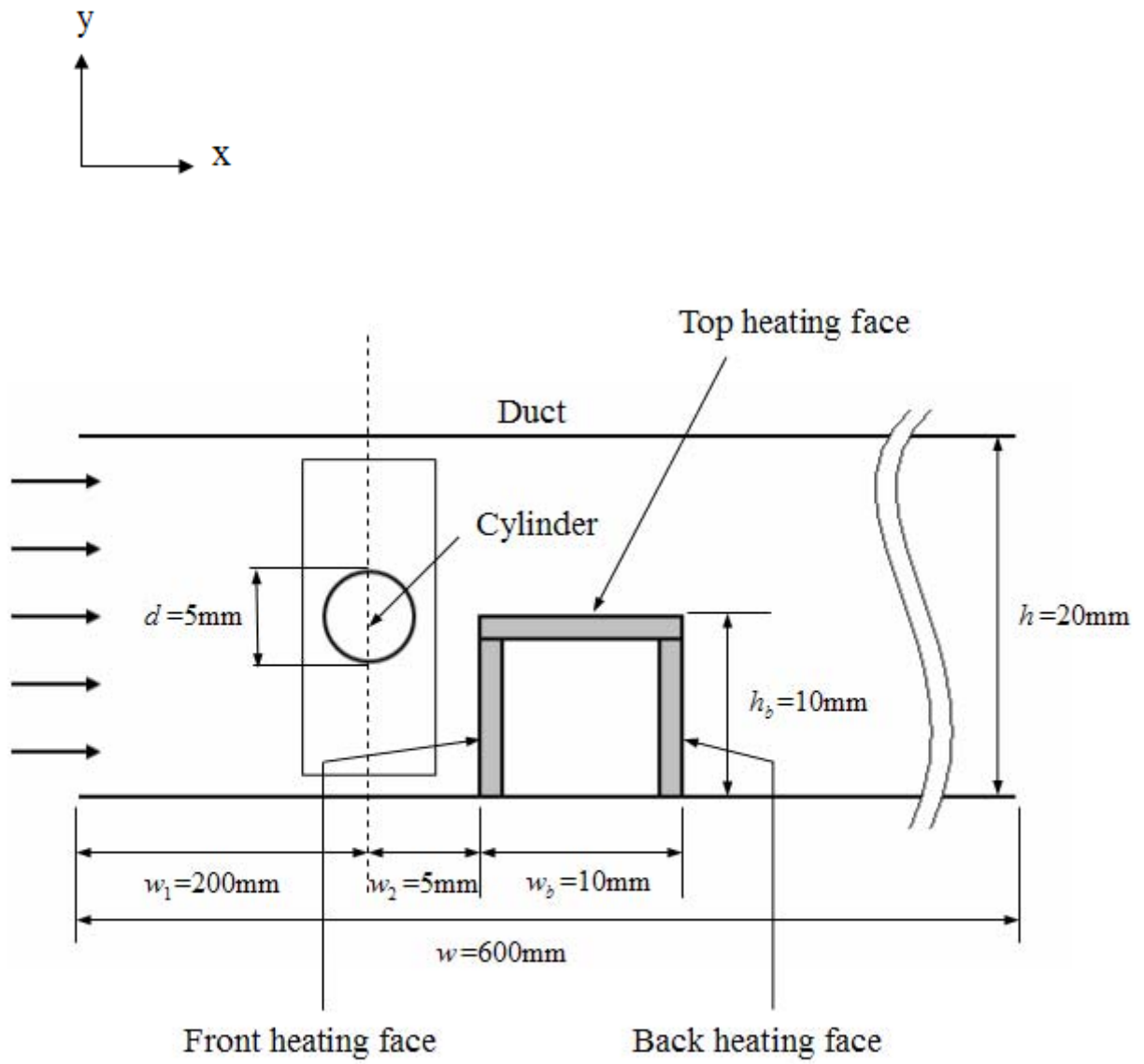
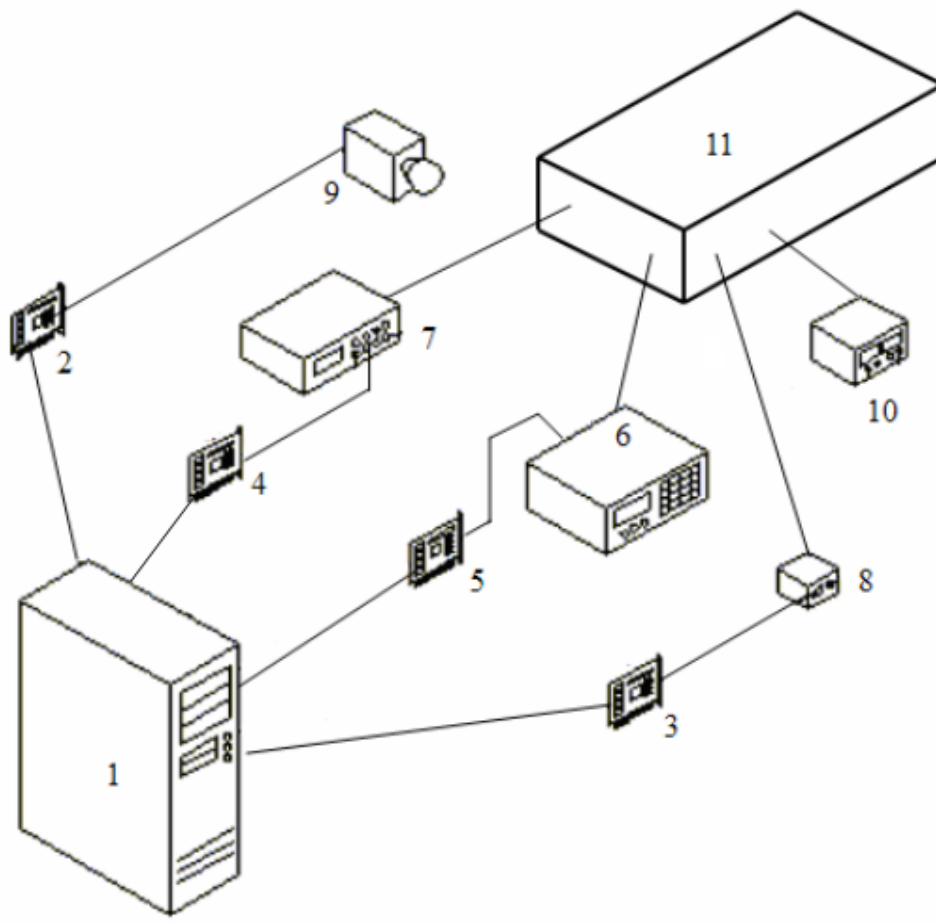


圖 2-1 實驗物理模式圖



- |           |            |
|-----------|------------|
| (1) 個人電腦  | (7) 熱線測速儀  |
| (2) 影像擷取卡 | (8) 馬達驅動器  |
| (3) 介面卡   | (9) 電視攝錄機  |
| (4) 資料擷取卡 | (10) 電源供應器 |
| (5) 資料擷取卡 | (11) 測試裝置  |
| (6) 資料擷取器 |            |

圖 2-2 實驗裝置圖

算出總熱散失。

故將其改進，如圖 2-3，凸塊變由 30mm×10mm×6mm 巴沙木製作，其三個面前、頂及後面加裝 30mm×10mm×4mm 加熱片可形成凸塊壁面發熱體，總共做三個，分別將其放入管道中間附近同一位置但不同方向，形成凸塊前面、頂壁面和後壁面，且彼此間有絕熱泡棉作為阻隔三加熱片熱傳之所用。此設計可同時量測所需求的熱量，比原設計估算熱損失更為容易。圖 2-4 為 30mm×10mm×4mm 加熱片結構示意圖，其詳細的製作過程如下：

(a) 材料準備：

銅箔（厚度 0.15mm），天然雲母片，電路板（厚度 1.3mm），直徑 0.17mm 之鎳鉻絲，AB 膠，電氣絕緣膠布，巴沙木，線徑 0.005inch 之 J-TYPE 熱電偶，快乾膠等。

(b) 雲母片夾層製作：

取平整且厚度適當的天然雲母片，切出寬度 10mm，長度 30mm 之長條型。將天然雲母片剝離，取出厚度約 0.1mm 者兩片。取厚度 1.3mm 之電路板，切出寬度 10mm，長度 30mm 之長條形，於裁好的電路板上繞以細密且均勻間隔之鎳鉻絲，電路板上的鎳鉻絲不可相互重疊以避免短路，並將鎳鉻絲穿過電路板最外側的適當孔位。以快乾膠將纏繞之鎳鉻絲固定於電路板上，再將剪裁好的兩片 0.1mm 厚之雲母片包覆在繞線電路板的正反兩面，以絕緣鎳鉻絲與銅箔避免漏電，並用電氣絕緣膠布固定。於長度方向鑽三個孔徑 1mm 之通孔，以利熱電偶線穿過。(圖 2-4 (2)(3))

(c) 銅箔處理：

切取尺寸為 30mm×20(3+2+10+2+3) mm 厚度 0.15mm 之銅箔，並且在寬度 20mm 邊上的適當位置輕微切出折痕，將銅箔折成寬度為 10mm 之 U 字型，測試面盡量保持平坦。並將穿過雲母片夾層之三條熱電偶線黏貼於銅箔與雲母片內側通孔的對應位置。(圖 2-4 (1))



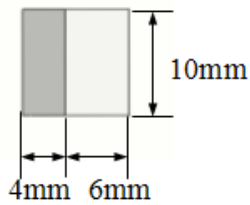
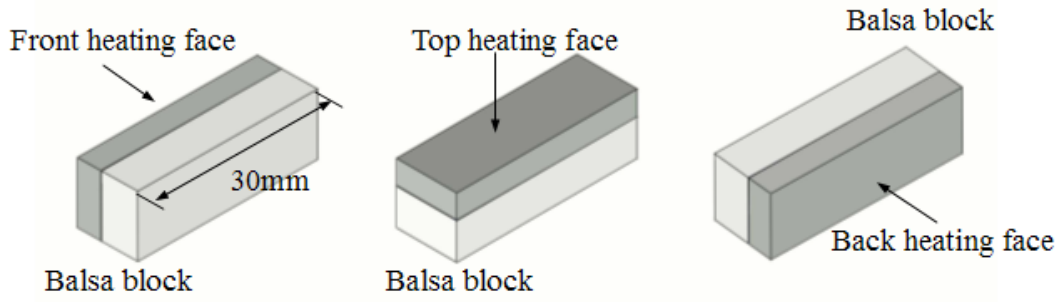
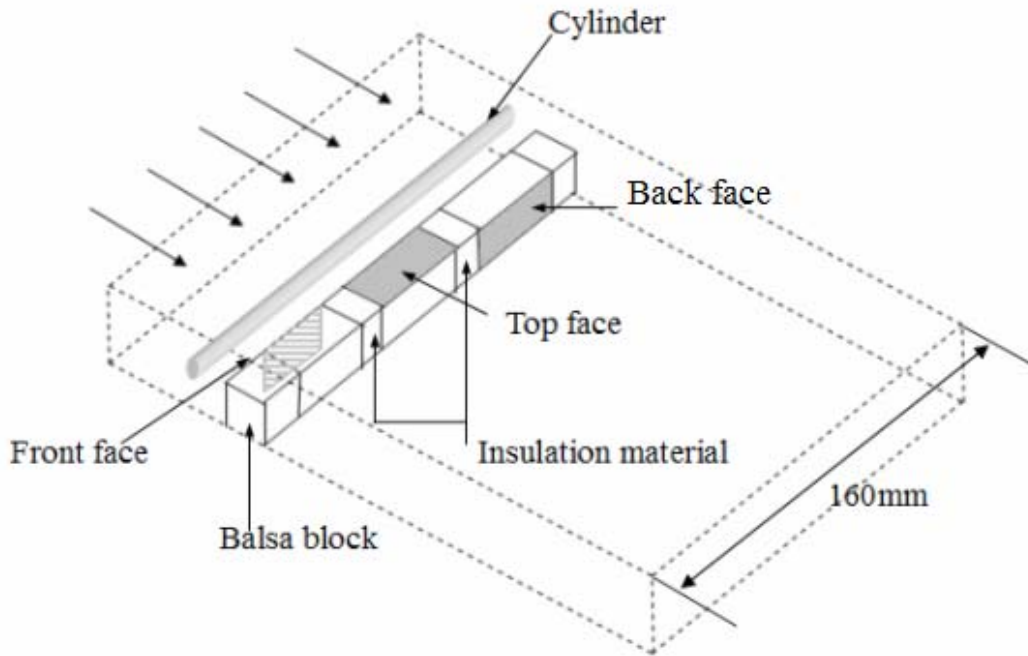
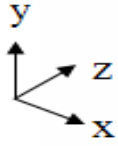
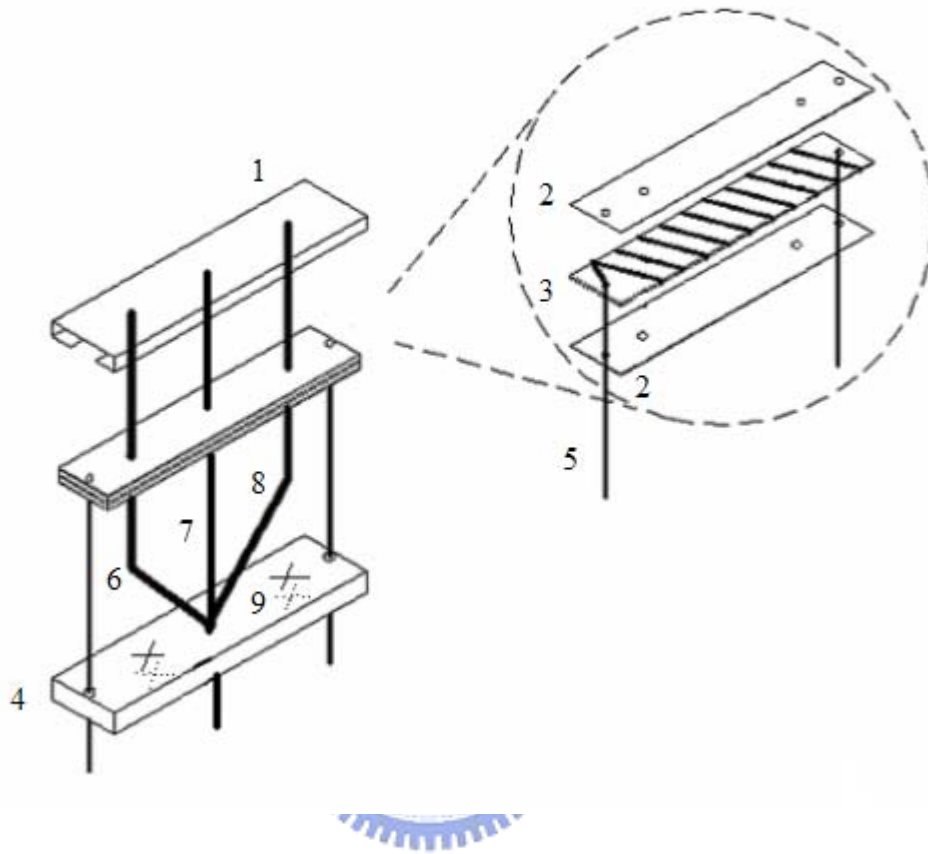


圖 2-3 加熱片之示意圖



- |        |                    |
|--------|--------------------|
| (1)銅箔  | (5)鎳鉻絲             |
| (2)雲母片 | (6)~(8)黏貼於銅箔背面之熱電偶 |
| (3)電路板 | (9)黏貼於巴沙木上下之熱電偶    |
| (4)巴沙木 |                    |

圖 2-4 加熱片結構示意圖

(d) 巴沙木處理：

切取 30mm×10mm×1.5mm 的巴沙木板，在巴沙木內面兩端，各距離中心點約 8mm 處黏貼兩條熱電偶線，並在巴沙木上鑽五個直徑 1mm 之通孔，中間三個通孔各用來通過先前黏貼的三條熱電偶線，另兩個通孔距離巴沙木邊緣 1mm，用來穿過與固定鎳鉻絲。並且在巴沙木的外側中心附近黏貼兩條熱電偶線。(圖 2-4 (4))

(e) 加熱片成形：

將步驟 (b) 之繞線雲母片夾層以 AB 膠黏貼於步驟 (c) 之銅箔內側，成為銅箔發熱體，再以 AB 膠緊貼在步驟 (d) 之巴沙木上。組裝時，將各熱電偶線與鎳鉻絲分別由巴沙木上的各通孔拉出，至此完成加熱片的組裝工作。製作過程中務必保持加熱面銅箔的平整，以達到均溫的效果。

(f) 加熱片測試：

將完成後的加熱片之兩條鎳鉻絲連接電源供應器，由電源供應器提供一電位差，鎳鉻絲通電後發熱，使銅箔溫度上升。量測黏貼於銅箔背面三條熱電偶之溫度，若彼此溫度差均能維持在 0.1℃ 內則通過測試。

另外兩塊 30mm×10mm×4mm 之加熱片，詳細做法也如以上 (a) ~ (f) 的步驟，再將其加熱片黏貼於 30mm×10mm×6mm 巴沙木凸塊上。將做好的三個加熱凸塊至於測試端，於底部位置再黏貼厚 25mm 的絕熱泡棉，減少熱散失於外界環境中。每塊加熱片上都有七條熱電偶線，其中兩條熱電偶預埋在巴沙木內側，三條熱電偶黏貼於銅片背面，另兩條熱電偶則黏貼在巴沙木背面。三塊加熱片與量測環境溫度的熱電偶，共有二十二組熱電偶。

為準確的控制每個加熱片之輸入熱量，將每一加熱片分別連接至 Good Will 公司之 GPC-3030D 型電源供應器，並且利用 TES 公司之 2201 型三用電表量測電壓與電流值。

溫度量測部分則利用 OMEGA 公司 TT-J-36 熱電偶(線徑為 0.005inch 之 J-TYPE 熱電偶)，配合 Yokogawa 公司之 DA-2500E 型資料擷取器，讀取各熱電偶溫度值。以 National Instruments 公司之 AT-GPIB 資料擷取卡，將熱電偶所量得的溫度值讀入個人電腦進行分析。

### 2.2.2 風洞與風速量測裝置

本實驗之風洞以壓克力製作，用以產生可控制流速之管道流系統。考慮整個實驗之規劃，將風洞設計為開放吹氣型低速風洞。圖 2-5 為風洞二視圖，共分為風扇、漸擴區、整流區、漸縮區與測試區等五區域，各個區域分述如下：

#### (a) 風扇

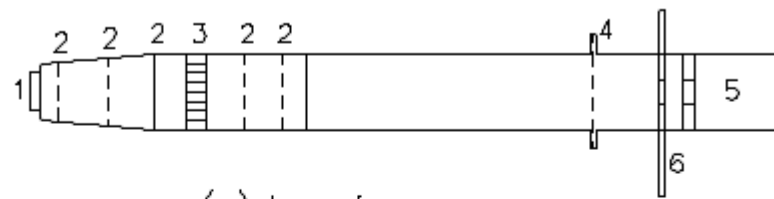
本實驗為低風速實驗，因此選用一般市售 MITACHI 公司之 B922512AH 型直流風扇，由 DC12V、0.19A 之無刷直流馬達轉動直徑 9cm 之扇葉。(圖 2-5 (1))

#### (b) 漸擴區

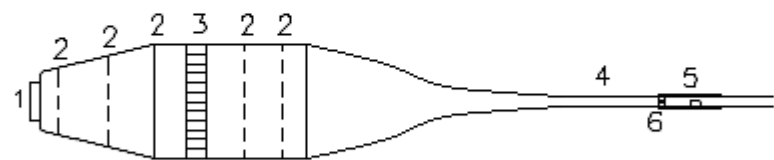
流體流經漸擴區時流速減小，導致流體的動壓轉換成靜壓，可降低壓力損失。在固定的面積比下，增加漸擴區的角度可縮短其長度，減少摩擦損失與建造成本。為避免漸擴角度太大使流體產生分離現象，因此在漸擴區內加裝兩層整流網，間隔 95mm 即加裝一層以避免產生流體分離現象。整流網之線徑為 0.7mm，孔目為 1.09mm 之正方形。(圖 2-5 (2))

#### (c) 整流區

本區的目的在於使風洞流場穩定，降低干擾，增加流速的均勻性。在降低能量損耗的前提下，裝設整流網以減少流場之靜壓擾動，使流速更為均勻，同時使得邊界層較不易分離。為了填補整流網之不足，另外加裝蜂巢結構以減少氣流流動方向上的擾動和漩渦及流場之紊流強度，增進氣流的均勻性和穩定性。蜂巢結構長 43.4mm，六邊形直徑約 5.2mm。(圖 2-5 (3))



(a) top view



(b) side view

- |          |           |
|----------|-----------|
| (1) 風扇   | (4) 測試段進口 |
| (2) 整流網  | (5) 加熱凸塊  |
| (3) 蜂巢結構 | (6) 振盪圓柱  |

圖 2-5 風洞上視圖以及側視圖

此區上方距離末端約 1cm 處鑿穿一個直徑 1mm 的小孔，作為熱電偶線探針伸入口，探針埋入後再用膠帶封住小孔，此熱電偶線量得的溫度即為測試區之入口空氣溫度。

#### (d) 漸縮區

在整流區後方加裝漸縮區的目的是在於產生低擾動性的均勻氣流。此外，漸縮區的終點即為測試區之入口。漸縮區的外形由五次多項式求得，即

$$y = f(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 + a_4x^4 + a_5x^5 \quad (2-1)$$

其中式 (2-1) 中的  $y$  除了需要配合漸縮區兩端邊界之尺寸外，還必須滿足一次與兩次導函數於邊界處值為 0 的條件。

#### (e) 測試區

測試段的二維簡化物理模式如圖 2-1 所示，測試區由一組壓克力板構成一個矩形管道，其管道開口尺寸為 20mm×160mm，長度為 1000mm；管道開口之一端與漸縮區相接，為流場入口。在壓克力管道之下壁面 (160mm×405mm) 中央適當位置挖洞與加熱凸塊相結合。此外，在壓克力管道左右壁面 (20mm×400mm) 適當的位置挖一槽道，以方便裝設往復運動機構。關於流速量測的部分，採用恆溫式熱線風速計，利用單絲熱線探針，與貝思公司 HW110 型熱線測速儀。結合 Advantech 公司 PCL-812PG 資料擷取卡，將數據讀入個人電腦進行分析。

### 2.2.3 往復運動機構

往復運動機構包括圓柱、傳動組件，配合步進馬達及驅動器，如圖 2-6 組合圖所示，即可使圓柱進行往復運動。各部份分別詳述如下：

#### (a) 傳動組件

傳動組件如圖 2-7 所示。(1) 為馬達接頭，一端背面圓心處連接步進馬達，另一端正面則與調整振幅的連桿 (2) 相連接。為了能有不同大小的振幅，故經過計算，在馬達接頭正面同一半徑設置不同位

置的孔洞 (9) 及另一側之固定孔 (11)，連桿 (2) 中央設置一傳動軸孔 (10)，此軸孔未貫穿連桿供傳動軸 (3) 插入。連桿 (2) 與馬達接頭 (1) 組裝時可以藉由移動外圍的孔洞 (9) 來使其傳動軸孔 (10) 偏離圓心，偏離距離即為圓柱振動的振幅。傳動軸 (3) 和連動桿 (4) 上端相連接。(5) 為滑塊下方裝有振動圓柱 (6)，上端與連動桿 (4) 下端相連接，為了使圓柱上下移動時能同時同步，故滑塊必須做成 U 字型，兩端寬度必須大於管道寬，以便固定圓柱。滑塊 (5) 放置於底板 (7) 上，與滑軌 (8) 連接。

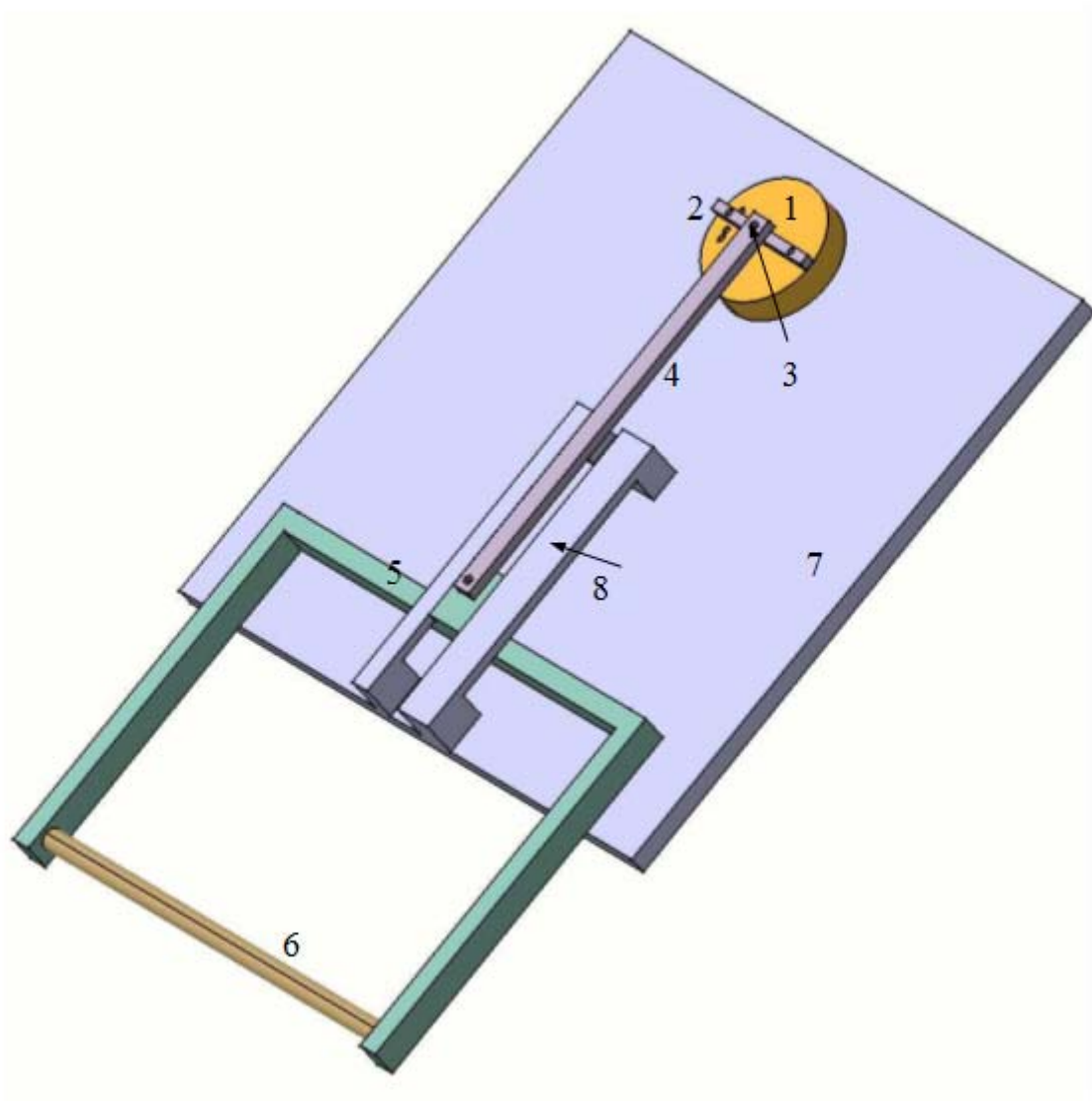
圖 2-8 為連動示意圖，可看出當步進馬達往同一方向在旋轉時，滑塊受到固定垂直滑軌 (8) 的限制只能上下移動，故使的圓柱在管道內也能夠進行往復垂直上下的運動。且滑軌的高度必須低於馬達接頭 (1)，以防止連動桿在移動時會產生干涉現象卡到滑軌。

圖 2-9 為馬達接頭局部放大示意圖，圖中可看出當馬達接頭在旋轉時，傳動軸孔 (10) 會以馬達接頭圓心 (12) 的距離 4mm 為半徑一起旋轉，故振動振幅  $l_c$  為兩點連心距。如要使用不同振動振幅時，只需移動孔洞的位置，即可達到所需求之振幅。

#### (b) 圓柱

圓柱為一長 300mm 直徑為 5mm 之壓克力棒。在圓柱靠近管道 z 方向兩側壁面適當位置上加裝 1mm 薄塊如圖 2-10，配合位於壁面上的簡單滑道，使薄塊隨著圓柱振動時也會在壁面上做往復上下振動，避免流體從圓柱旁縫隙流到外界。薄塊的選取盡量選重量輕的材質，使的薄塊在停止與轉動的過程中，不至因慣性力的影響而繼續運動，以確保薄塊運動距離為實驗的設定值。

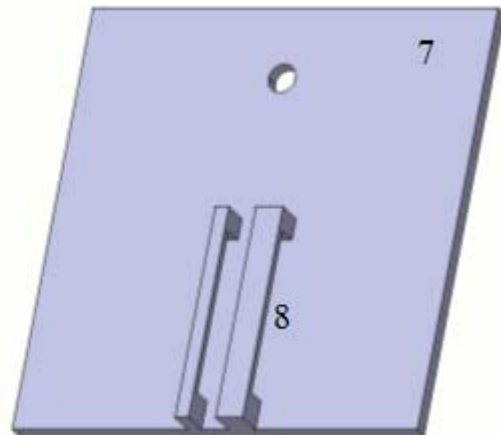
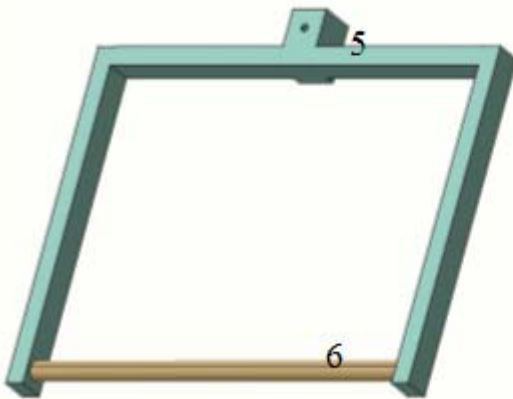
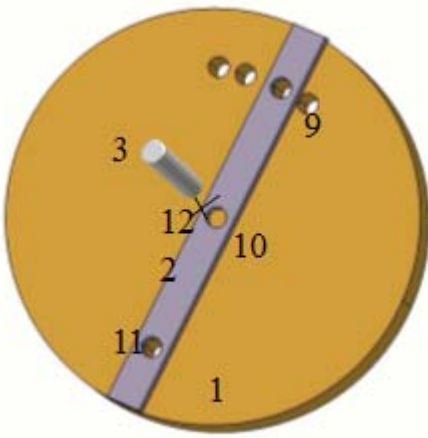
為達成圓柱上下振動運動的目的，馬達必須提供高轉速的旋轉給予傳動機構，因此選用 SANYO DENKI 公司的 103H8223-5111 型步進馬達。同時利用個人電腦，透過 RS-232 介面與 Parker 公司的 OEM650 型馬達控制器相連結，以控制步進馬達。



- |          |          |
|----------|----------|
| (1) 馬達接頭 | (5) 滑塊   |
| (2) 連桿   | (6) 振動圓柱 |
| (3) 傳動軸  | (7) 底板   |
| (4) 連動桿  | (8) 滑軌   |

圖 2-6 組合圖





- |          |             |
|----------|-------------|
| (1) 馬達接頭 | (7) 底板      |
| (2) 連桿   | (8) 滑軌      |
| (3) 傳動軸  | (9) 孔洞      |
| (4) 連動桿  | (10) 傳動軸孔   |
| (5) 滑塊   | (11) 固定孔    |
| (6) 振動圓柱 | (12) 馬達接頭圓心 |

圖 2-7 往復機構設計

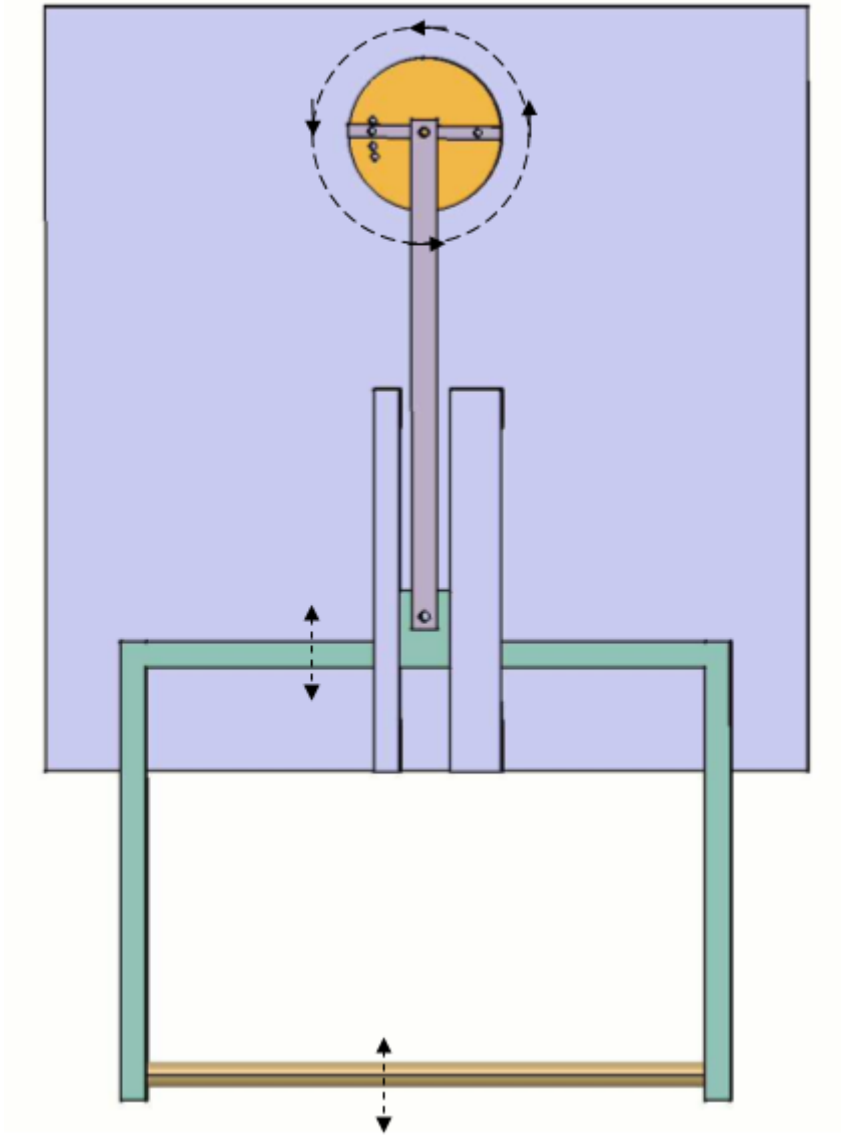
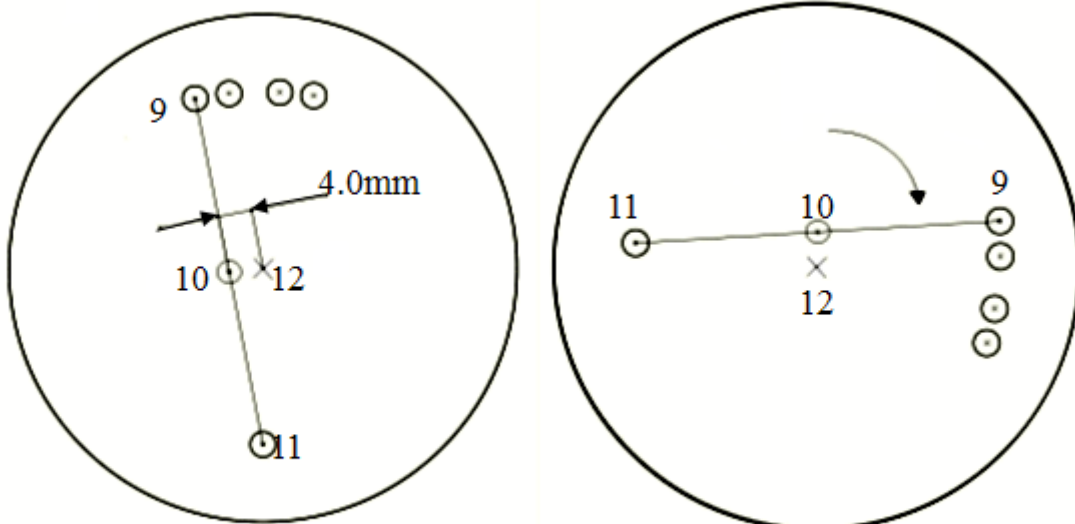
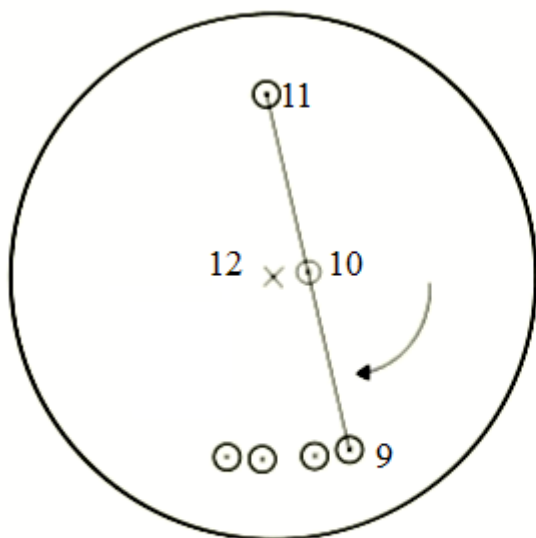


圖 2-8 連動示意圖

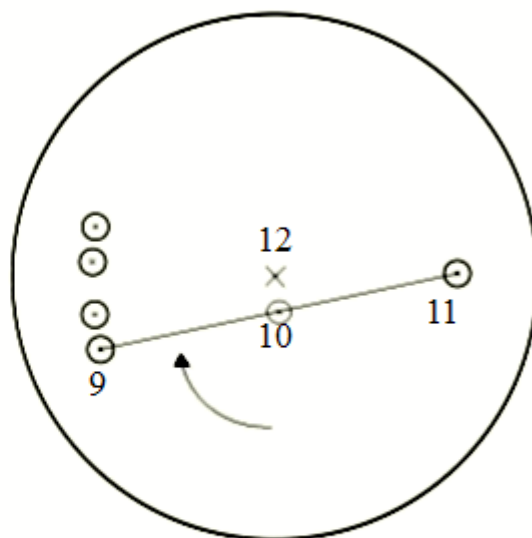


(a)

(b)



(c)



(d)

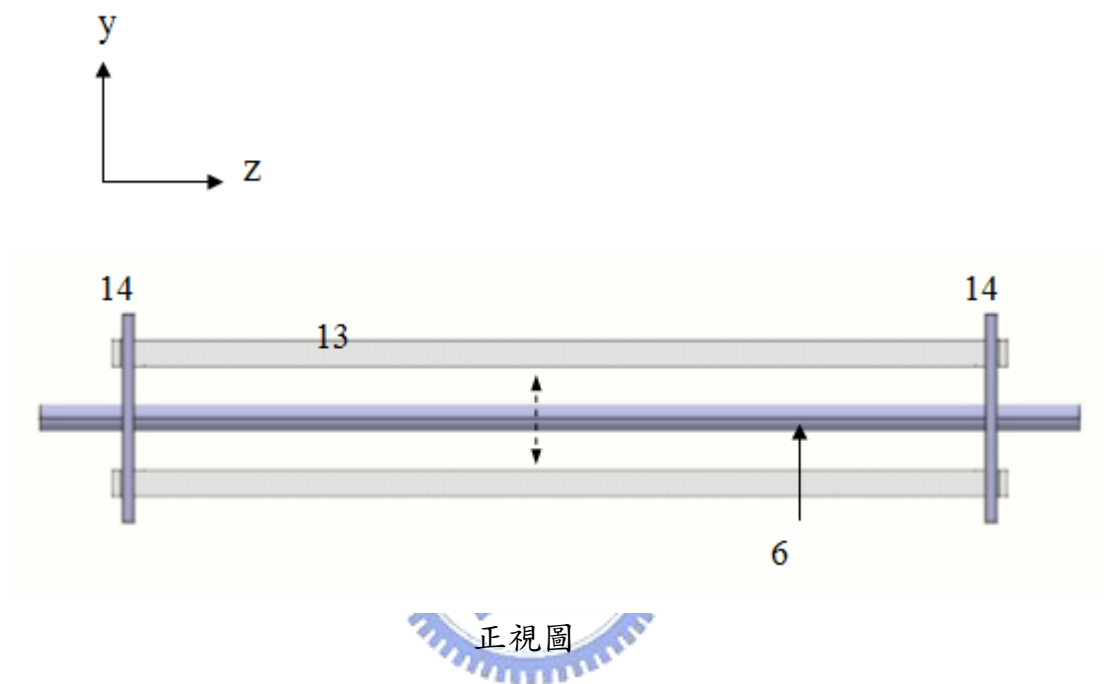
(9) 孔洞

(11) 固定孔

(10) 傳動軸孔

(12) 馬達接頭圓心

圖 2-9 馬達接頭局部放大圖



(6) 圓柱      (13) 管道      (14) 薄塊

圖 2-10 圓柱與管道結合示意圖

## 2.3 實驗步驟

本章的目的在於以實驗方法驗證數值結果。並且以熱傳實驗驗證往復式散熱機構對管道流熱傳效率的提升。主要的實驗步驟可分為三部份：管道流流速量測、啟動往復運動與壁面溫度量測。

### 2.3.1 管道流流速量測

關於流速量測，本研究採用恆溫式熱線風速計量測流體的流速。由於每一組熱線探針之電阻值皆有些微的差異，在進行量測前必須先求得探針的校正曲線，以減低實驗的誤差。所得之熱線校正曲線如圖 2-11，其方程式為

$$Velocity = 0.0844\bar{V}^4 - 0.1161\bar{V}^3 + 1.3487\bar{V}^2 + 0.3308\bar{V} - 0.0026 \quad (2-2)$$

式中的 $\bar{V}$ 代表熱線量測之相對電壓值

完成熱線的校正後，即可量測管道流流速。首先將熱線探針自校正風洞上取下，需小心避免碰觸熱線探針。將熱線探針固定於 XY 平台上，調整 XY 平台，將熱線探針伸至欲量測風速的位置，以個人電腦讀取熱線之電壓值，並求取一個小時的電壓平均值，代入式 (2-2) 可求得風速值，進而換算成雷諾數。雷諾數定義如下：

$$Re_h = \frac{u_0 \cdot h}{\nu} \quad (2-3)$$

式中的 $u_0$ 為管道流入口流速

$h$ 為管道的入口高度

$\nu$ 為動黏滯係數 (kinematic viscosity)

由反覆調整風扇的電壓值，使雷諾數值符合實驗所需。

### 2.3.2 啟動往復運動

本實驗以解析度為 36000 步/轉之步進馬達帶動往復運動機構，其運動狀態可由馬達的轉動求得，相關的馬達運動參數如表 2-1 所示。

圓柱的振幅 ( $l_c$ ) 可以利用馬達接頭上外圍的圓洞來進行微調，即可達到傳動軸稍微的偏心，導致步進馬達在轉動時傳動軸能做偏心運動，

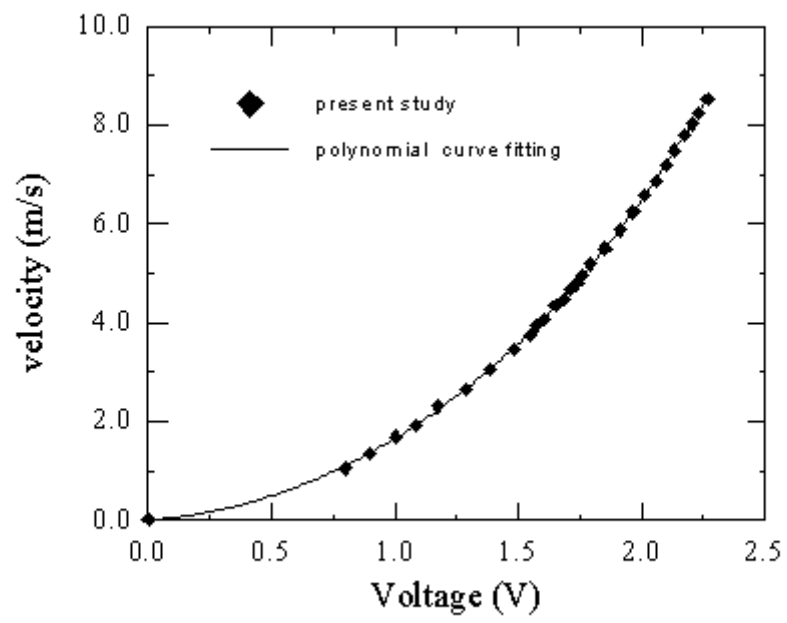


圖 2-11 熱線之校正曲線

表 2-1 步進馬達運動參數表

解析度 (step)	36000
轉速 (rev/s)	0~20
角加速度 ( $\text{rad/s}^2$ )	0~10
轉動步數	36000



此做法在加工上比較容易，且也可以減少振幅的誤差。

圓柱的振盪頻率 ( $f_c$ ) 可以經由控制器去調整步進馬達的轉速 (revs/sec)，使步進馬達呈等速度轉動，則圓柱因連接於滑塊上故會以週期性的上下振動。為求精準，故利用碼錶量測圓柱振盪 120 次後的時間 ( $t$ )，因圓柱上下來回振盪一次即為步進馬達轉一圈 (rev)，故可依照下式計算出圓柱振盪頻率與控制器輸入轉速值做比較，發現極為準確誤差極小，但是因步進馬達扭力無法負載滑塊重力所導致的力矩，故轉速不能太大。

$$f_c = 120/t \text{ (revs/sec)} \quad (2-4)$$

圓柱的振盪速度 ( $v_c$ ) 因步進馬達等速度的轉動可由下式求得，呈現週期性的變化

$$v_c = 2\pi \cdot f_c l_c \cos(2\pi \cdot f_c t) \quad (2-5)$$

式中  $t$  (sec) 為轉動的時間

圖 2-12 為文獻[21]中所擷錄，此機構設計採用控制步進馬達小幅度的做往復運動來達到圓柱呈現直線振動，故步進馬達並非作圓周旋轉運動，此振動速度  $v_c$  計算出的曲線如圖 2-13 虛線所示。本實驗設計的機構，當振動頻率  $f_c=4$  (次/秒)，振動振幅  $l_c=2\text{mm}$  時，圓柱振動速度  $v_c$  如圖 2-13 實線所示，與文獻中的速度曲線比較可看出本實驗的速度曲線呈現  $\cos$  函數，有較平滑且穩定的現象。

### 2.3.3 壁面溫度量測

本實驗藉由量測凸塊壁面溫度，進而計算壁面平均紐塞數，評估管道中加裝往復式振動圓柱對加熱凸塊熱傳效能的影響。由於 Yokogawa 公司之 DA-2500E 型資料擷取器掃描速度較慢，無法配合圓柱震盪運動速度，進行暫態溫度的量測。因此，以個人電腦每 30 秒求各量測點的平均溫度，連續量測一小時，觀察其溫度變化。溫度量測的實驗步驟如下：

1. 將管道流雷諾數調整至實驗所需數值，並待流場穩定。
2. 啟動電源供應器使加熱片溫度上升。



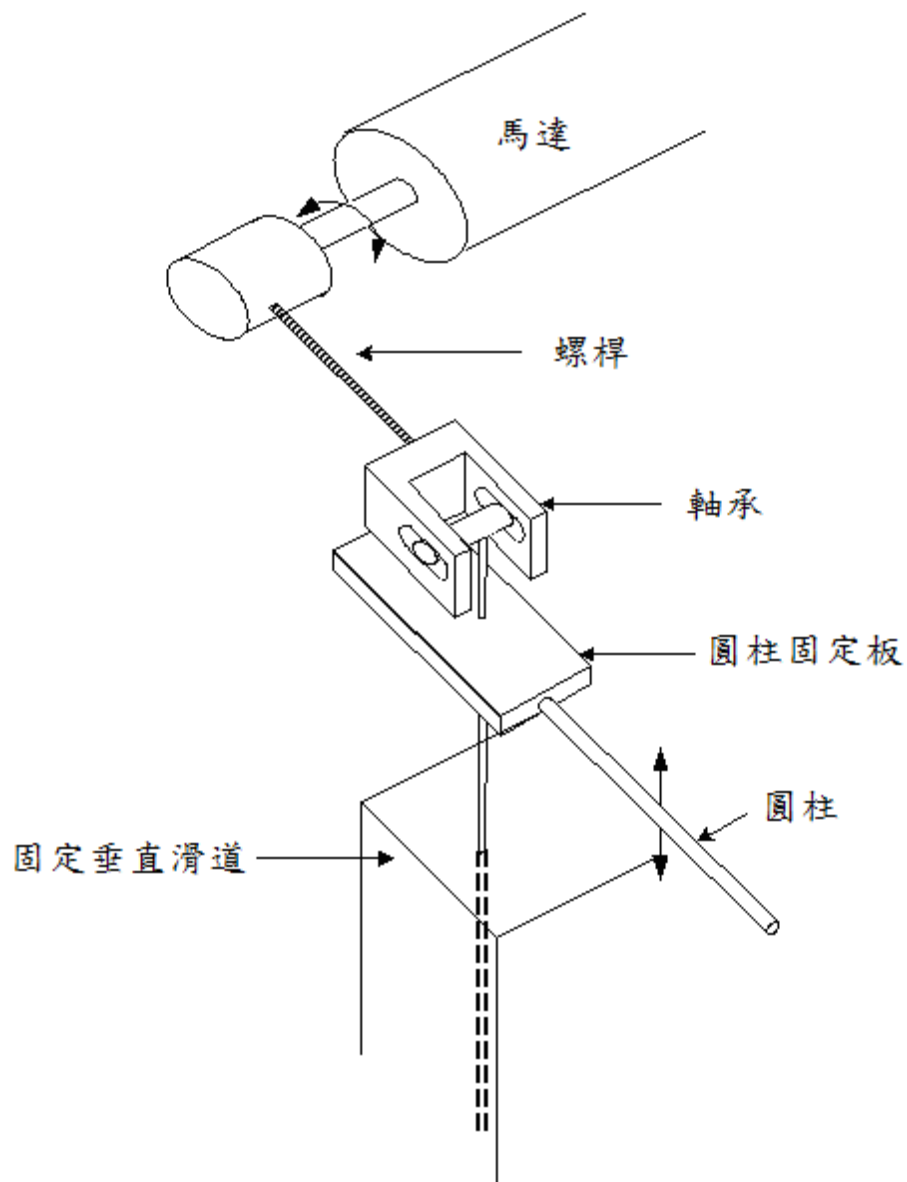


圖 2-12 文獻[21]之機構設計圖

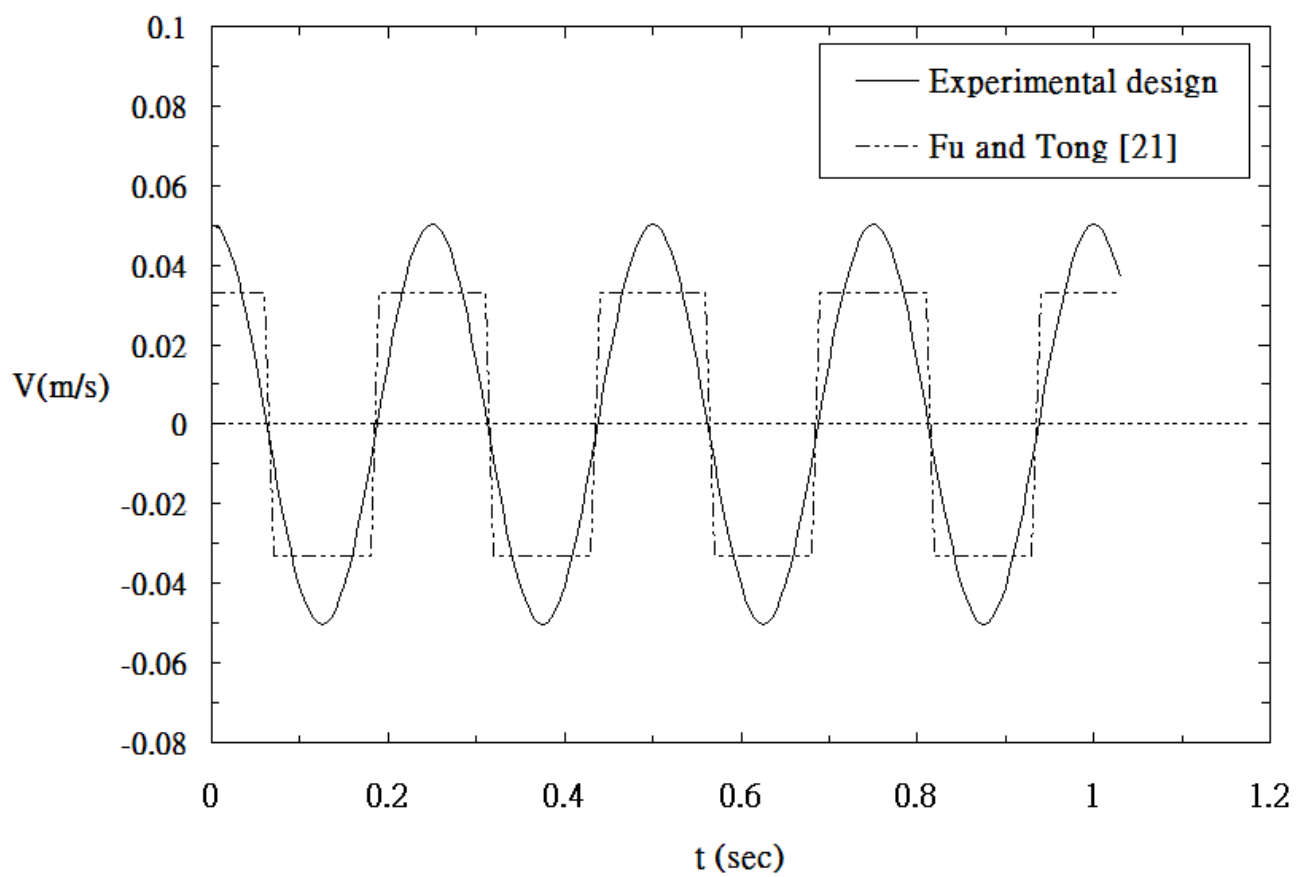


圖 2-13 圓柱振動速度與時間關係圖

3. 個別調整各加熱片的輸入功率，使各加熱片表面溫度皆相同（溫差  $\leq 0.1^{\circ}\text{C}$ ）。
4. 啟動往復運動機構，開始紀錄各監測點溫度。
5. 每半小時量測溫度變化一次，並調整電源供應器，使加熱片表面保持等溫（溫差  $\leq 0.1^{\circ}\text{C}$ ）。若連兩次量測加熱片表面溫度與流體進口平均溫差均為定值（容許溫度為  $0.1^{\circ}\text{C}$ ）時，則判定溫度場趨於穩定，則實驗完成，開始分析數據。反之，繼續實驗。

表 2-2 為雷諾數  $Re_h=620$ ，管道加裝高溫凸塊時，凸塊前壁面、頂壁面、後壁面的平均溫度與輸入電壓、電流值。以下利用表 2-2 中凸塊頂壁面之數據說明壁面平均紐塞數與熱量散失的估算方法。

本實驗，藉由輸入電能於加熱片再轉換為熱能來模擬熱源，最理想的狀況為所有加熱片產生的熱量皆傳到銅箔上，但實驗中存在著無可避免之熱量損失，在忽略熱輻射的前提下，當熱量加入加熱片後，有三種傳遞的途徑，一為經由表面的銅箔傳入流場，此為計算紐塞數的主要部分。另一為經由巴沙木向外散逸，第三部分為加熱片彼此間的熱傳。

(a) 輸入加熱片的能量

以電源供應器提供加熱片能量，輸入能量為輸入電壓與電流乘積

$$Q_{in} = V \times I = 1.104 \text{ (V)} \times 0.120 \text{ (A)} = 0.13248 \text{ (W)} \quad (2-6)$$

(b) 散逸的能量

雖然巴沙木背面加有絕熱泡棉，但仍有熱量由此散逸

$$Q_{lose} = k_b \times A_b \times dT/dy \quad (2-7)$$

式中的  $k_b$  為巴沙木熱傳導係數  $= 0.055 \text{ (W/m}^{\circ}\text{C)}$

$A_b$  為巴沙木面積  $= 0.03 \times 0.01 = 3.0 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$

$dT$  為巴沙木兩端溫度差  $= 34.86 - 32.35 = 2.51 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$

$dy$  為巴沙木厚度  $= 0.0011 \text{ (m)}$

因此  $Q_{lose} = 0.03869$

(c) 加熱片間熱傳

因加熱片間都有絕熱泡棉在其中，故加熱片間的熱傳幾乎微乎其微，可以忽略不計。

(d) 量測管道平均溫度

利用 OMEGA Hypodermic Needle Probes 以及 XY 平台量測管道內的溫度分佈。配合熱線測速探針分別量測量測管道截面上不同高度之速度，定義管道平均溫度

$$T_m = \frac{\sum((uT)dy)}{\sum(udy)} \quad (2-8)$$

(e) 壁面平均紐塞數估算

由加熱片傳入流場的總能量為

$$Q_{air} = Q_{in} - Q_{lose} = 0.13248 - 0.03869 = 0.09379 \text{ (W)} \quad (2-9)$$

根據紐塞數定義計算凸塊高溫加熱片的平均值

$$\overline{Nu} = \frac{Q_{air}}{A_h \Delta T_w} \cdot \frac{h}{k} \quad (2-10)$$

式中的  $A_h$  為加熱片總表面積 =  $0.03 \times 0.014 = 4.2 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$

$\Delta T_w$  為加熱片表面與管道平均溫度差 ( $^{\circ}\text{C}$ )

$h$  為管道高度 =  $0.02 \text{ (m)}$

$k$  為空氣熱傳導係數 =  $0.025 \text{ (W/m}^{\circ}\text{C)}$

由上述方法則可計算出加熱片之平均紐塞數值。

表 2-2 雷諾數  $Re_h=620$ ，凸塊前、頂及後壁面之溫度平均值與輸入電壓、電流值

	表面溫度 ( $^{\circ}\text{C}$ ) (時間平均)	巴沙木與 銅片間溫 度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	巴沙木與外 界空氣間溫 度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	室溫 ( $^{\circ}\text{C}$ )	輸入電壓 (V)	輸入電流 (mA)
加熱片 前	35.11	34.83	33.01	25.0	1.031	112
加熱片 頂	35.08	34.86	32.35	25.0	1.104	120
加熱片 後	35.14	34.94	31.07	25.0	0.920	100

	$Q_{in}$ (W)	$Q_{\text{heating face}}$	$Q_{\text{loses}}$
加熱片 前	0.115	82%	18%
加熱片 頂	0.132	74%	26%
加熱片 後	0.092	46%	54%

## 第三章 數值模擬

### 3.1 物理模式

本章將以流體力學計算軟體來模擬探討振動圓柱對加熱凸塊之熱流場分析，有助於我們對實驗結果的分析更透徹。所採用的物理模式如圖 3-1 所示，在一個高  $h = 20\text{mm}$  以及長度為  $w = 1000\text{mm}$  的二維水平管道中放置一個直徑為  $d = 5\text{mm}$  的圓柱體。管道的入口距離圓柱圓心為  $w_1 = 400\text{mm}$ ，由圓柱圓心到凸塊前方表面的水平距離是  $w_2 = 5\text{mm}$ 。高溫凸塊的高以及長度分別是  $h_b = 10\text{mm}$  以及  $w_b = 10\text{mm}$ 。

### 3.2 數值計算

本文選擇  $\kappa - \varepsilon$  紊流模式模擬流場，為簡化數值分析，流場做以下假設：

1. 流場為二維流場。
2. 流體為不可壓縮之牛頓流體。
3. 流體的各種性質為常數。
4. 流體與壁面間符合無滑動條件。
5. 忽略重力項。

統御方程式部分則有以下方程式，分別為連續方程式、動量方程式、紊流動能方程式、紊流能量消耗方程式。以下分別列出：

#### 連續方程式

$$\rho \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.1)$$

#### 動量方程式

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \quad (3.2)$$

$$\text{式(3.2)中之 } \tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i u_j} \quad (3.3)$$

$$\text{式(3.3)中之 } s_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.4)$$

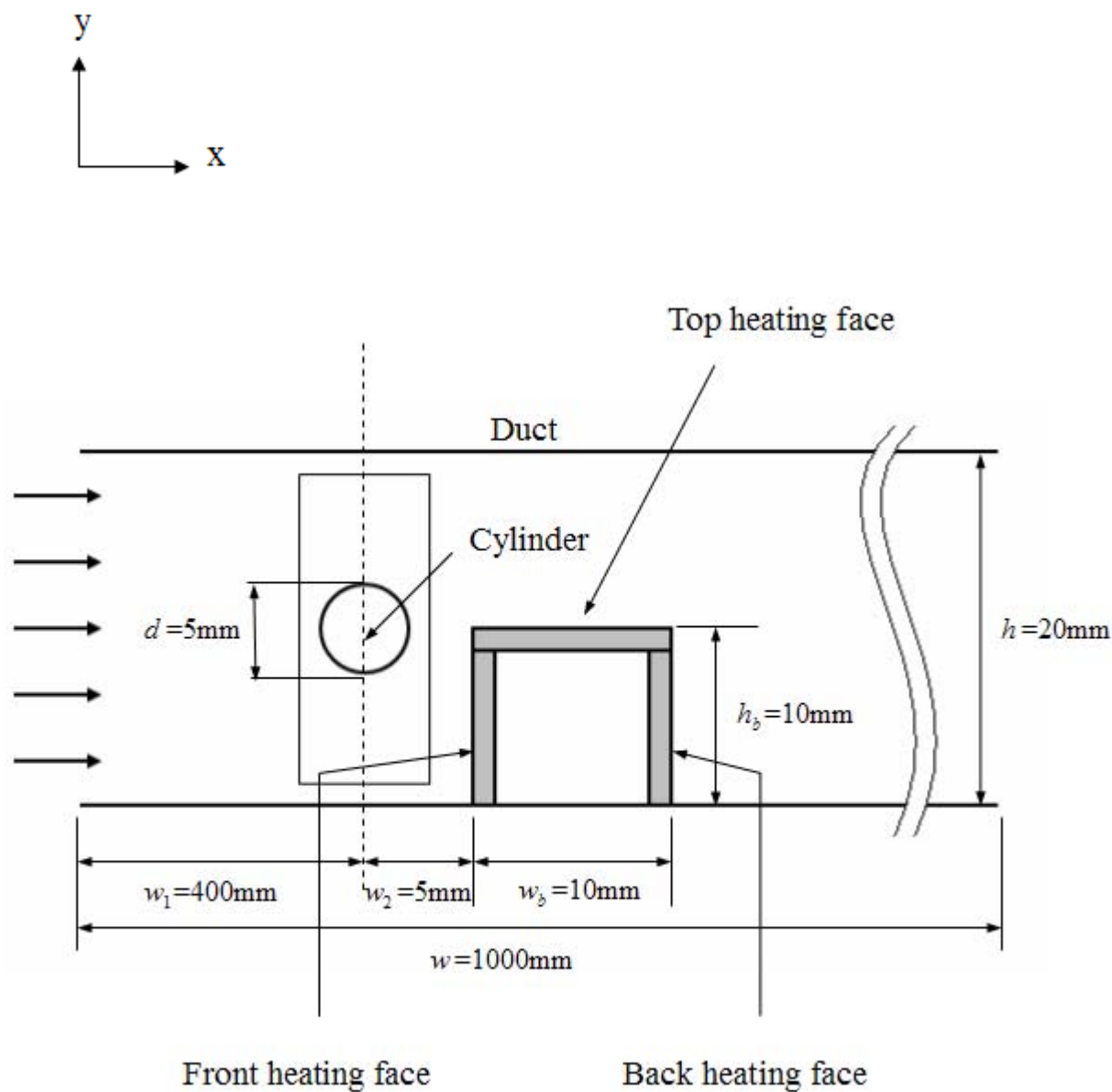


圖 3-1 物理模式圖

式 (3.1) 及式 (3.2) 中:

$t$ : 時間。

$x_i$ : 卡氏座標( $j=1,2,3$ )。

$u_i$ : 流體在  $x_i$  方向的絕對速度。

$\tilde{u}_j$ : 流體和座標系統的相對速度。

$p$ : 全壓值。

$\rho$ : 工作流體之密度。

$s_i$ : 動量來源(momentum source)。

### 紊流動能方程式

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho \tilde{u}_j k - \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \mu_t P - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (3.5)$$

式 (3.5) 中:

$$P \equiv 2s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.6)$$

$\sigma_k$  為經驗值。

### 紊流能量消耗方程式

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\rho \tilde{u}_j \varepsilon) - \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] = c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[ \mu_t P - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + c_{\varepsilon 3} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (3.7)$$

其中式 (3.5) 及式 (3.7) 之相關經驗值如下所示:

$c_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$	$c_{\varepsilon 1}$	$c_{\varepsilon 2}$	$c_{\varepsilon 3}$
0.09	1	1.22	1.44	1.92	-0.33



### 3.3 邊界條件

初始條件：

以圓柱靜止在管道中央之穩態速度與溫度場為初始條件。

1. 入口條件：

$u_0=0.46\text{m/s}$ 、 $0.48\text{m/s}$ 、 $0.55\text{m/s}$ 、 $0.57\text{m/s}$ 、 $0.64\text{m/s}$ 、 $0.74\text{m/s}$ 、 $0.85$ 、 $1.01\text{m/s}$  共八個不同的入口速度為條件， $v=0$ ， $T_\infty$ =實驗值

2. 管道絕熱面條件：

$$u_0=0, v=0, \frac{\partial(T-T_\infty)}{\partial y}=0$$

3. 管道內凸塊壁面條件：

$$u_0=0, v=0, T_w=\text{實驗值}$$

4. 出口條件：

$$\frac{\partial u}{\partial x}=0, \frac{\partial v}{\partial x}=0, \frac{\partial(T-T_\infty)}{\partial x}=0$$

本數值計算的工作流體為空氣，而其性質如表 3-1 所示。

### 3.4 數值方法

本文流場的統御方程式乃是應用流體力學計算軟體輔助計算。而其利用有限體積法 (finite volume) 疊代解 Navier-Stokes equations、以及其餘相關的方程式(詳見 3.2 節)。統御方程式乃利用 SIMPLE Algorithm[22]解二維流場統御方程式。各物理量變數定義於每個控制容積的中央，離散方程式則是將統御方程式對每個控制容積做積分而求得。

統御方程式可表示成下列通式：

$$\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u}_r \phi - \Gamma_\phi \nabla \phi) = s_\phi \quad (3-8)$$

其中  $\bar{u}_r = \bar{u} - \bar{u}_c$  為相對於座標軸速度。 $\Gamma_\phi$  為擴散係數 (diffusion)，如計算速度場可為黏滯係數， $s_\phi$  為來源係數 (source)。

表 3-1 工作流體(空氣, Air) 相關性質表

係數	對應值	單位
密度(Density)	1.205	Kg/m <sup>3</sup>
分子黏滯係數(Molecular Viscosity)	1.81×10 <sup>-5</sup>	Kg/ms



將式 (3-8) 改寫：

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_S (\rho \bar{u}_r \phi - \Gamma_\phi \nabla \phi) \cdot d\bar{S} = \int_V s_\phi dV \quad (3-9)$$

對照相鄰網格之離散面如圖 3-2，將方程式寫成下式：

$$\frac{d}{dt} \int_{V_p} \rho \phi dV + \sum_j \int_{S_j} (\rho \bar{u}_r \phi - \Gamma_\phi \nabla \phi) \cdot d\bar{S} = \int_V s_\phi dV \quad (3-10)$$

$T_1 \qquad T_2 \qquad T_3$

式 (3-10) 中的第一項可離散如下式：

$$T_1 \approx \frac{(\rho \phi V)_P^n - (\rho \phi V)_P^o}{\Delta t} \quad (3-11)$$

其中式 (3-11) 的下標 p 為 p 點。上標 n 代表新值 (new)，o 代表舊值 (old)。

式 (3-10) 中的第二項可將其分成對流項 (convection) 以及擴散項 (diffusion)

$$T_2 \approx \sum_j (\rho \bar{u}_r \phi \cdot \bar{S})_j - \sum_j (\Gamma_\phi \bar{\nabla} \phi \cdot \bar{S})_j \equiv \sum_j C_j - \sum_j D_j \quad (3-12)$$

convection          diffusion

擴散項可展開成下式：

$$D_j \approx \Gamma_\phi \left\{ f_j^l (\phi_N - \phi_P) + [\bar{\nabla} \phi \cdot \bar{S} - f_j^l \bar{\nabla} \phi \cdot \bar{d}_{PN}]_j \right\} \quad (3-13)$$

對流項的計算處理，採用 Upwind Differencing Scheme (如圖 3-3)。

$$C_j^{UD} \equiv F_j \begin{cases} \phi_P & , F_j \geq 0 \\ \phi_{N^+} & , F_j \leq 0 \end{cases} \quad \text{其中 } F_j \equiv (\rho \bar{u}_r \cdot \bar{S})_j \quad (3-14)$$

式 (3-10) 中的第三項可寫成下式。

$$T_3 \approx s_1 - s_2 \phi_P \quad (3-15)$$

將各離散方程代回式 (3-10) 中，可得到一通式：

$$\frac{(\rho V)^n - (\rho V)^o}{\Delta t} + \sum F_j = 0 \quad (3-16)$$

可以表示成

$$A_p \phi_P^n = \sum_m A_m \phi_m^n + s_1 + B_p \phi_P^o \quad (3-17)$$

其中

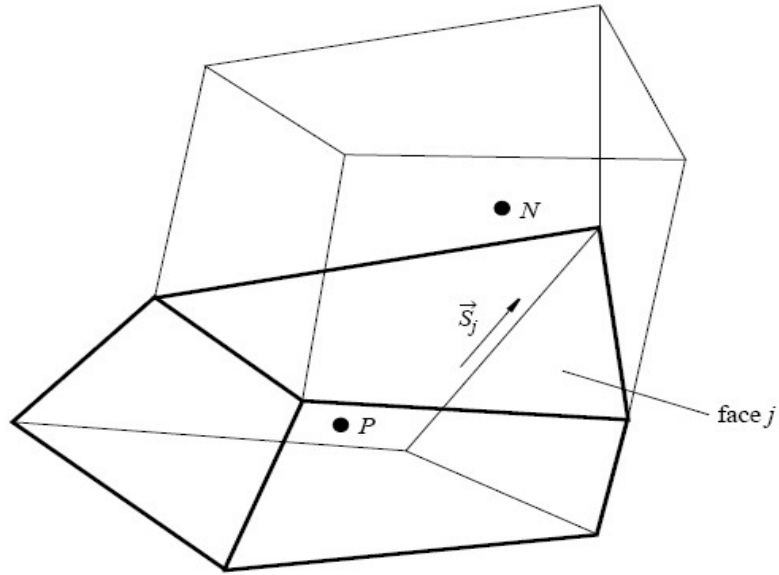


圖 3-2 相鄰網格中心點及離散面相關位置示意圖[23]

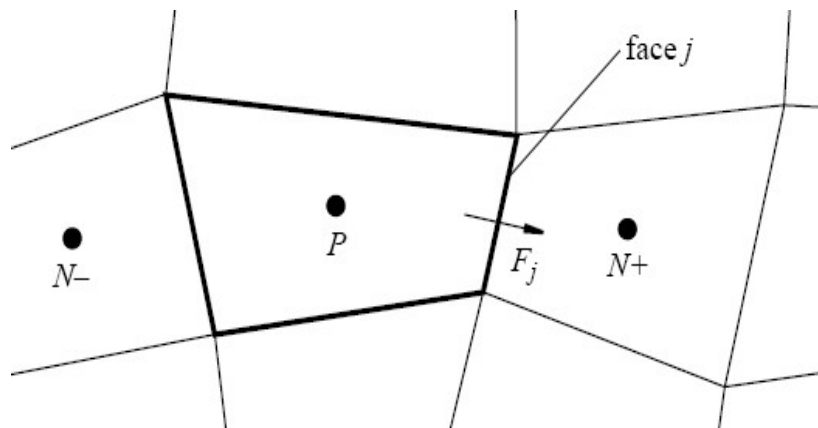


圖 3-3 對流通量(上風法)示意圖[23]

$A_m$  是擴散或是對流項的影響。

$$B_p = (\rho V)^0 / \Delta t。$$

至於計算之收斂條件則為以每一次疊代計算後之所有控制容積內的殘值改變率小於給定的收斂值作為收斂條件。

$$C_\phi^k = \sum \left( \left| B_p^n \phi_p^n \right| - \left| B_p^o \phi_p^o \right| \right) < \text{收斂值} \quad (3-18)$$

而本文給定的收斂值為千分之一。

計算流程如圖 3-4 所示

### 3.5 網格建立與網格測試

數值於求解流場的過程中，網格品質的好壞可直接影響未來電腦計算速度之快慢及流場收斂的趨向及穩定性。故為了有效利用運算資源以節省計算時間且能符合實際物理現象，網格測試是必要的。

依照實際物理模型設計尺寸建立離散網格及配合 STAR-CD 之提供的網格容量限制及形狀。STAR-CD 網格形狀及建立方式，可採用的方式如 Multi-block、Unstructured、body-fitted 及引入其他 CAD 軟體建構模型或是建立不規則網格形狀如三角錐、四面體、六面體相互接合如圖 3-5 所示，均可以非常適當的表現出實際形狀。而本文所採用的方式大多為 Multi-block 建構。

為了獲得較準確的速度場以及溫度場，本文配合幾何外型以及軟體所容許的計算容量，採取適當區塊數及採用非均勻網格，在圓柱及凸塊附近網格較密集。在雷諾數  $Re_d = 155$  之穩定流場下，進行網格測試，其網格數分別為 39344、67376 和 141104，於凸塊前 0.5mm 平行 y 軸之速度分布如圖 3-6 所示。根據網格測試的結果，本研究採用 67376 個網格數。

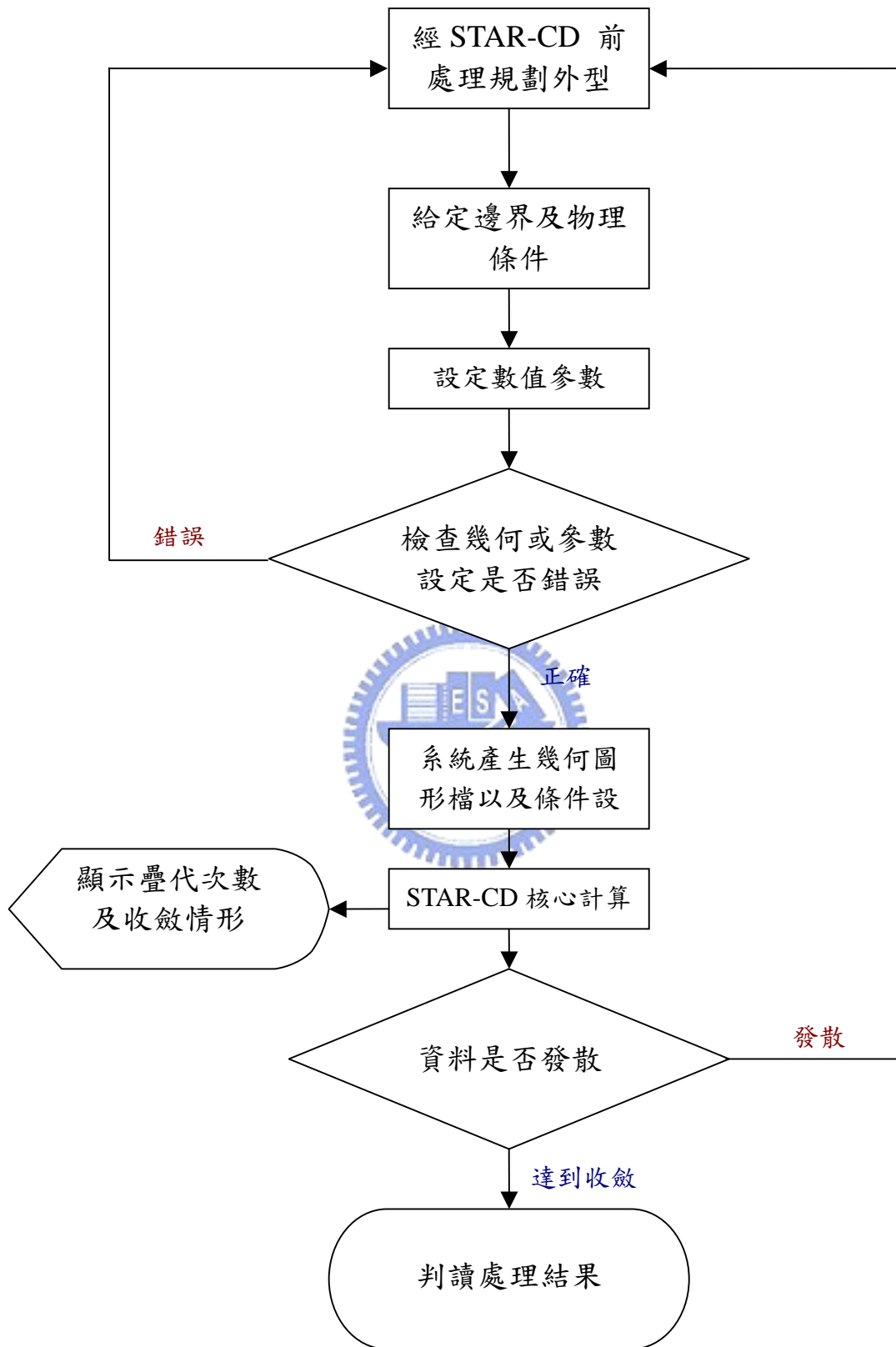


圖 3-4 數值計算流程圖

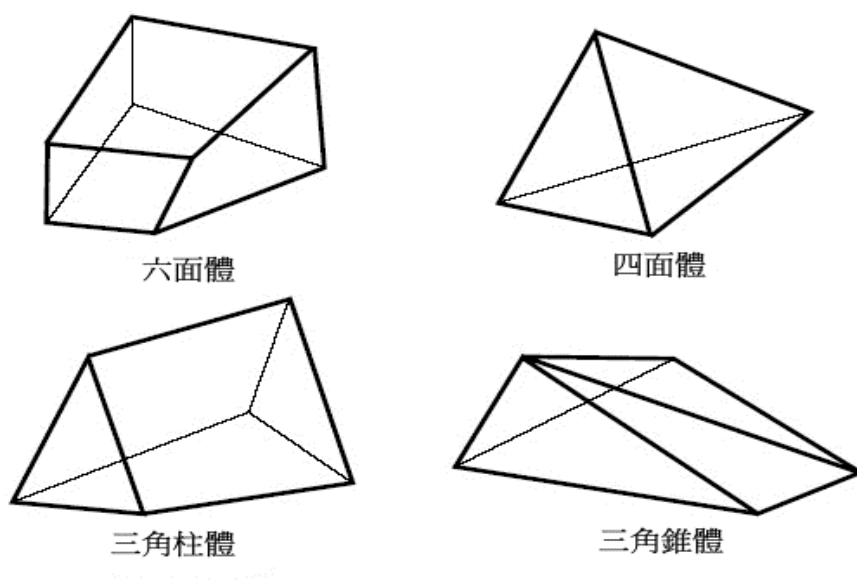


圖 3-5 不規則網格幾何模型舉例示意圖[24]

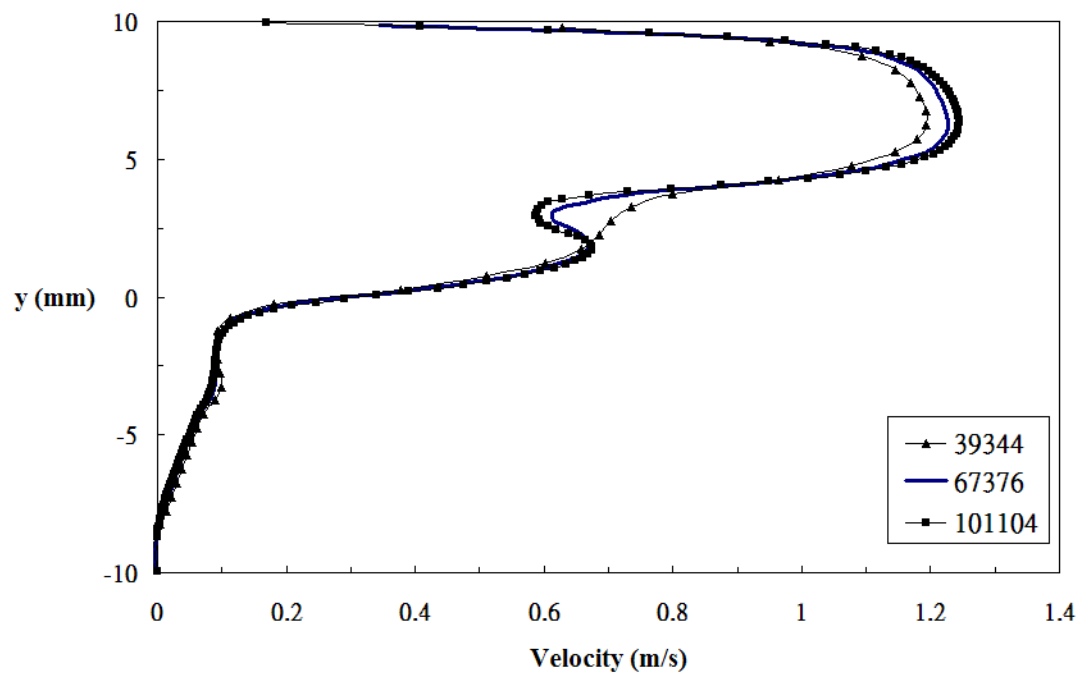


圖 3-6 網格測試比較圖



## 第四章 結果與討論

本章節共分為靜態結果與動態結果，探討往復振動圓柱機構對管道內高溫凸塊之熱傳效率的影響。實驗之不準度分析說明於附錄。首先，將水平管道內高溫凸塊壁面紐塞數和流場局部速度分佈的實驗結果與數值模擬做比對，以驗證實驗的準確性，並且也驗證水平管道內置入靜止圓柱時的結果。隨後再以實驗的方式研究管道內置入往復式振動圓柱對高溫凸塊壁面之熱傳效率的影響。本研究主要所採用的工作流體為空氣。研究參數之雷諾數有兩種定義，振動圓柱不存在之空管狀態時，代表尺寸為管的高度  $h$ ， $Re_h = u_0 \cdot h / \nu$ ，當振動圓柱存在時，代表尺寸為圓柱直徑  $d$ ， $Re_d = u_0 \cdot d / \nu$ ，無因次振動振幅  $L_c = l_c / d$  及無因次振動頻率  $F_c = f_c \cdot d / u_0$ ，參數的組合情形如表 4-1 所示。

### 4.1 空管性能驗證

#### 4.1.1 速度分布驗證

##### (a) 空管道

首先用熱線測速儀先測量空管入口後 500mm 處，進口雷諾數  $Re_h = 515$ ， $y$  方向的局部速度場變化，與完全發展流曲線做比對，如圖 4-1 發現兩者結果最大誤差 7%，故得知實驗所設計的管道夠長，可使入口均勻流達到完全發展流的現象。

##### (b) 二維的正確性

驗證二維的正確性，故量測了位於凸塊後 160mm 處，進口雷諾數  $Re_h = 588$ ， $z$  方向的速度分布。由圖 4-2 可得知，靠近管道兩側壁面的速度變化較大，而在管道中間時  $z$  方向速度幾乎維持一穩定值，故安裝加熱凸塊時最好能裝置於中間附近的區域，這樣可以確保實驗二維的正確性。也因如此數值模擬時可以簡化為二維的流場，建立計算模式或是模擬上比較容易，也比較省時間。

圖 4-3 為用數值模擬二維管道內加裝凸塊的流場分布情形，可以



表 4-1 設計參數組合表

	$Re_d$	$F_c$	$L_c$
Case1	147	0.102	0.4
Case2	147	0.153	0.4
Case3	147	0.204	0.4
Case4	147	0.204	0.2
Case5	155	0.135	0.4
Case6	155	0.156	0.4
Case7	155	0.177	0.4
Case8	155	0.198	0.4
Case9	155	0.198	0.2
Case10	155	0.219	0.4
Case11	178	0.166	0.4
Case12	178	0.166	0.2
Case13	185	0.131	0.4
Case14	185	0.157	0.4
Case15	205	0.118	0.4
Case16	205	0.142	0.4
Case17	238	0.121	0.4
Case18	275	0.106	0.4
Case19	327	0.089	0.4

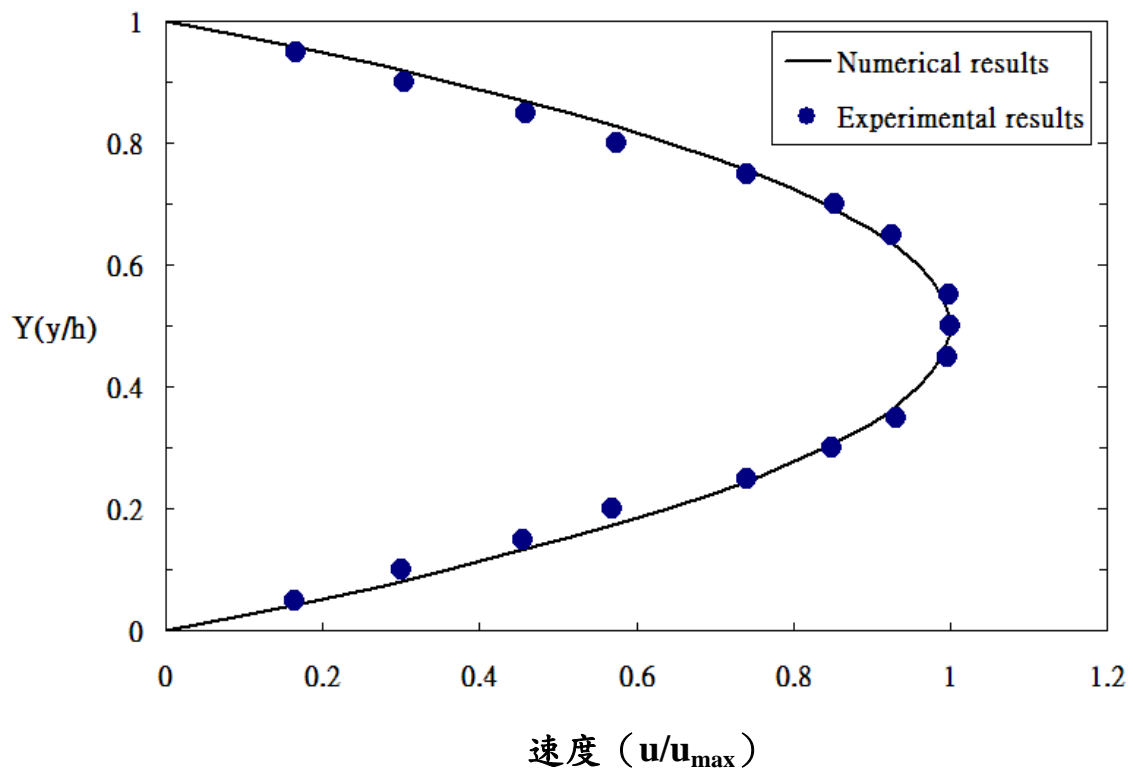


圖 4-1  $Re_h=515$ ，空管入口後 500mm 處，y 方向速度分布圖

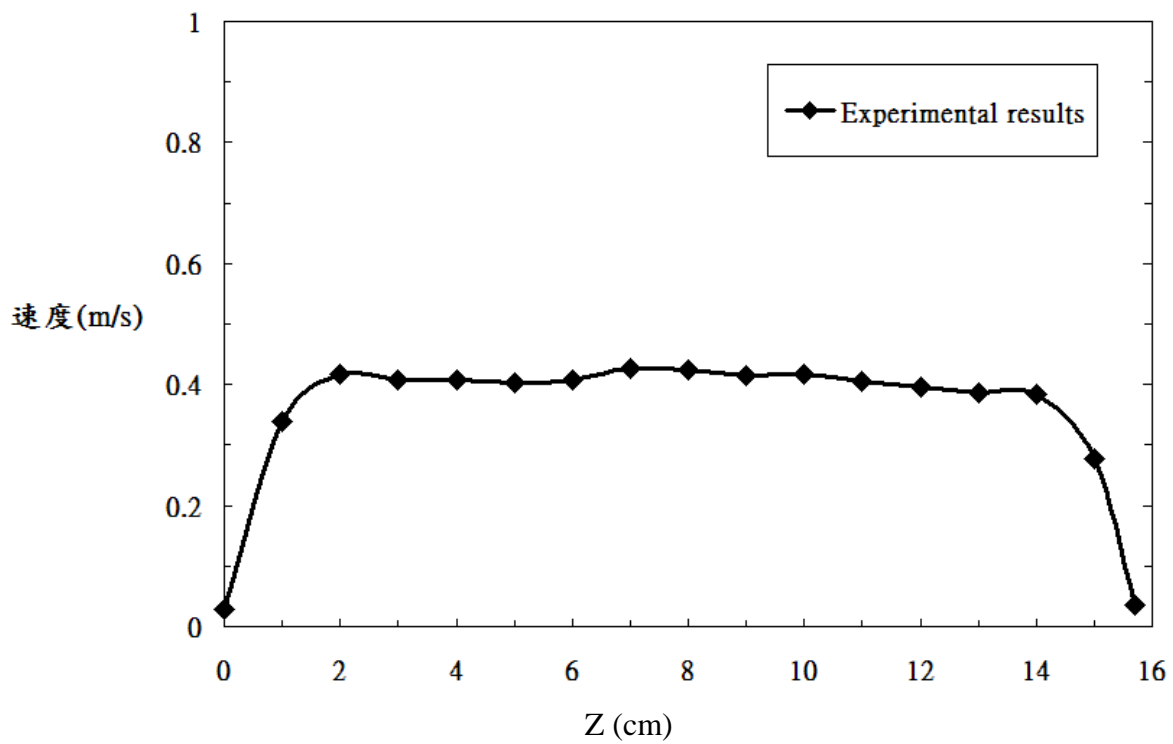


圖 4-2  $Re_h=588$ ，凸塊後方 160mm 處，z 方向速度分布圖

看出迴流會產生於凸塊的前方和後方，後方產生的區域較大，故實驗量測  $x$  速度分佈時應該盡量避免量測到迴流區。用此圖大概可以估計算出，凸塊後面約 5 倍入口高度之後的地方，迴流才會逐漸的減少。由於加裝了凸塊，會使的原本流經空管的流量有所不同，故取了凸塊後方 80mm 處，進口雷諾數  $Re_h=588$ ， $y$  方向的速度分布圖來與數值模擬做比較，如圖 4-4，結果顯示誤差最大在 18%，可能因為量測的位置離凸塊不夠遠，使的速度受到迴流的影響而導致誤差較大，而為了實驗能更加準確，所以又量測了位於凸塊後方 160mm 處  $y$  方向的速度來與數值模擬做比較，如圖 4-5。可以發現位於凸塊後 160mm 處的  $y$  方向速度與數值模擬比對誤差比較小，大概在 8% 左右，所以用此來換算平均速度，再加以計算雷諾數 ( $Re_d$ ) 會比較準確。

#### (c) 管道內加裝凸塊及靜止圓柱

圖 4-6 為用數值模擬管道內加裝凸塊及圓柱的流場分布情形。由於又加裝了圓柱，所以流量會受其影響，故量測了凸塊後方 160mm 處， $y$  方向的速度分布圖來與數值模擬做比較，總共分為四種不同的雷諾數  $Re_d$  來測試，如圖 4-7。當  $Re_d=147$  時，所測出的速度分布情形誤差較大，最大為 13%，因速度過小導致熱線值會有偏差，其餘雷諾數  $Re_d$  下所測出的速度誤差都在 10% 以內，可看出其準確性。

### 4.1.2 溫度分布驗證

#### (a) 管道內裝置加熱凸塊

參數  $Gr/Re_h^2$  為流場強制對流或是自然對流效應強弱的判斷值。當參數值很小時，表示浮力效應顯著，因此流場狀況為強制對流；如果此參數值很大，表示浮力不可忽視，慣性力相對地沒有效應，因此流場狀況為自然對流；如果此值接近 1，表示浮力及慣性力效應都不可忽略，這種狀況就是混合對流。而本實驗若採用溫差  $10^\circ\text{C}$  來做計算，可以計算出參數  $Gr/Re_h^2 = g \times \beta \times \Delta T_m \times h / u_0^2 = 0.0318$ ，其值很小，故可以推斷本實驗為強制對流流場，在數值模擬時可以忽略浮力項，

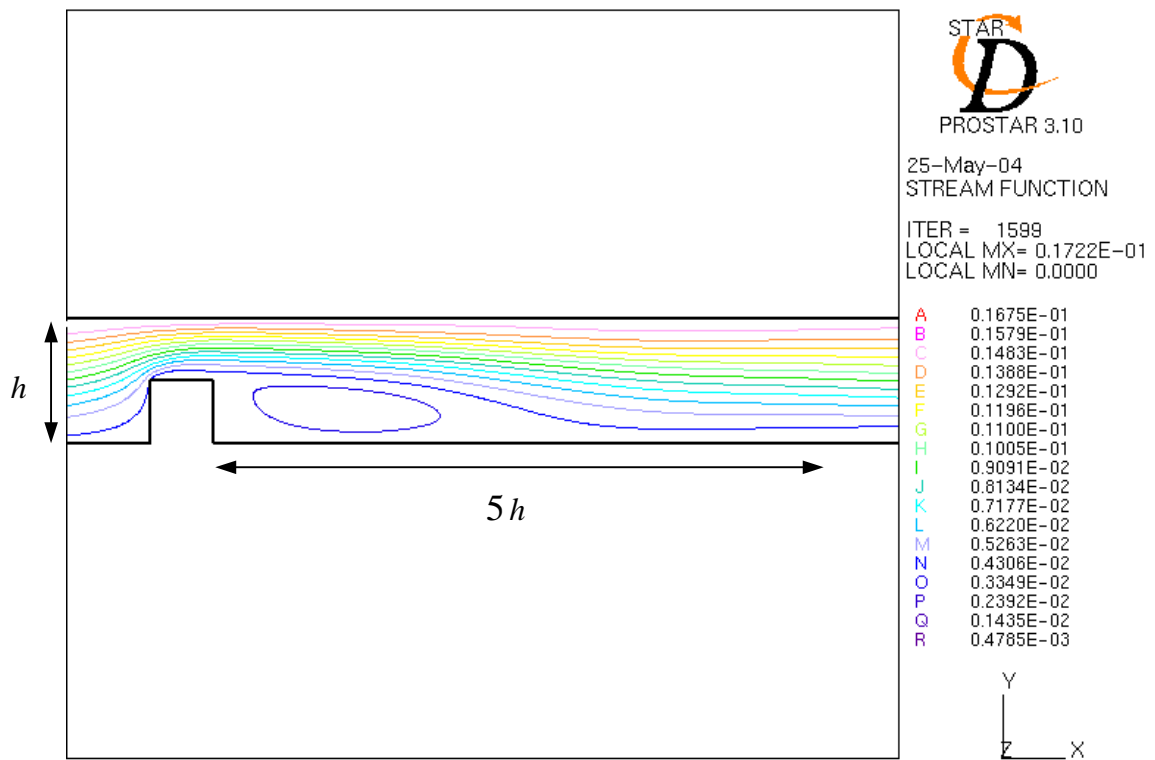


圖 4-3 管道內裝置凸塊之速度場分布

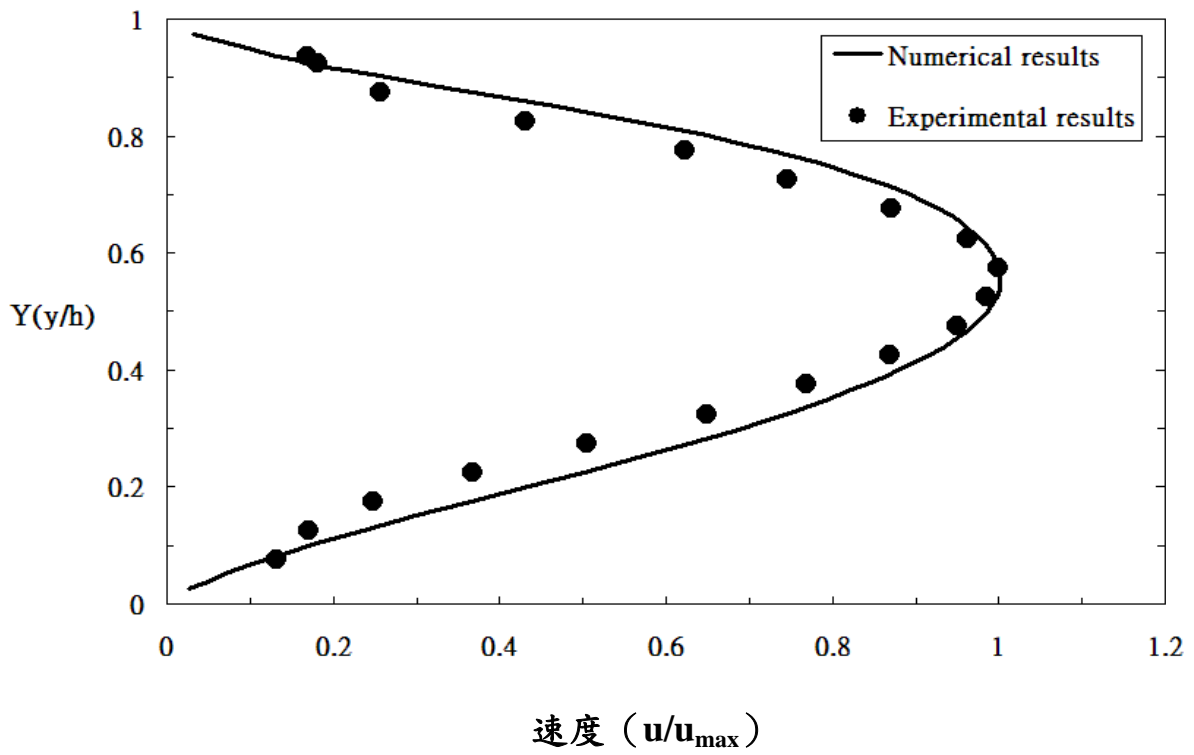


圖 4-4  $Re_h=588$ ，凸塊後方 80mm 處，y 方向速度分布圖

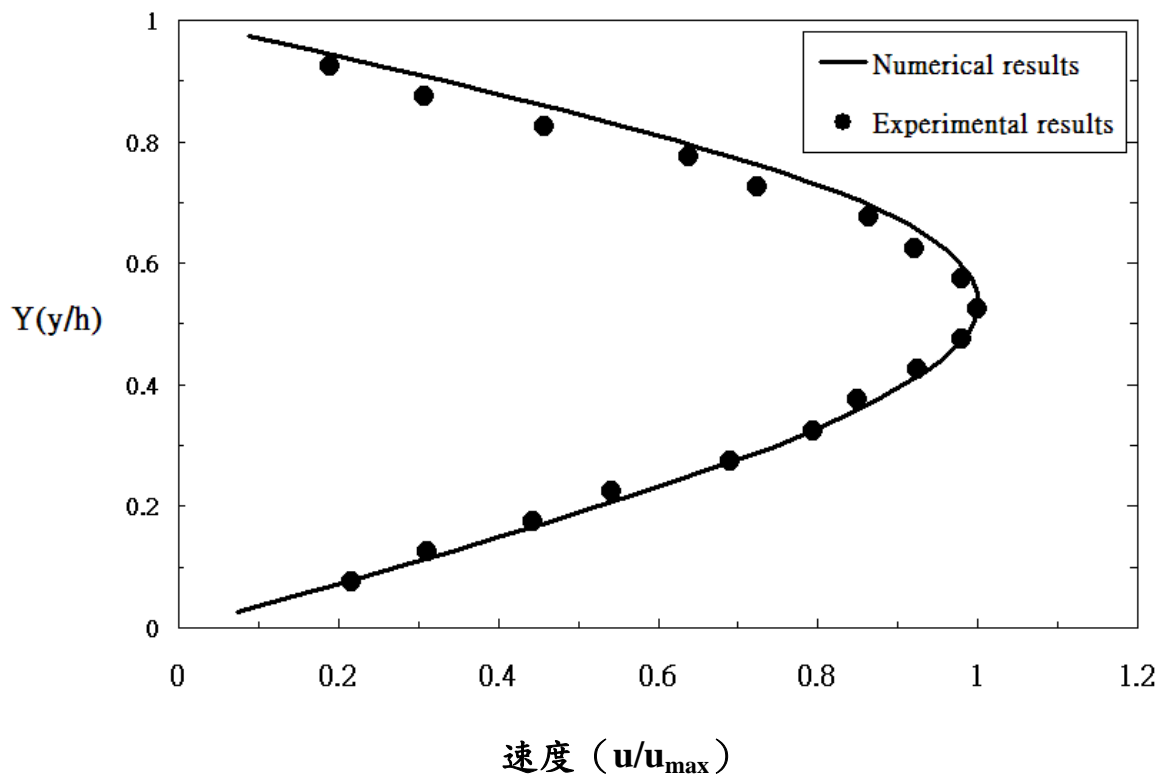


圖 4-5  $Re_h=588$ ，凸塊後方 160mm 處，y 方向速度分布圖



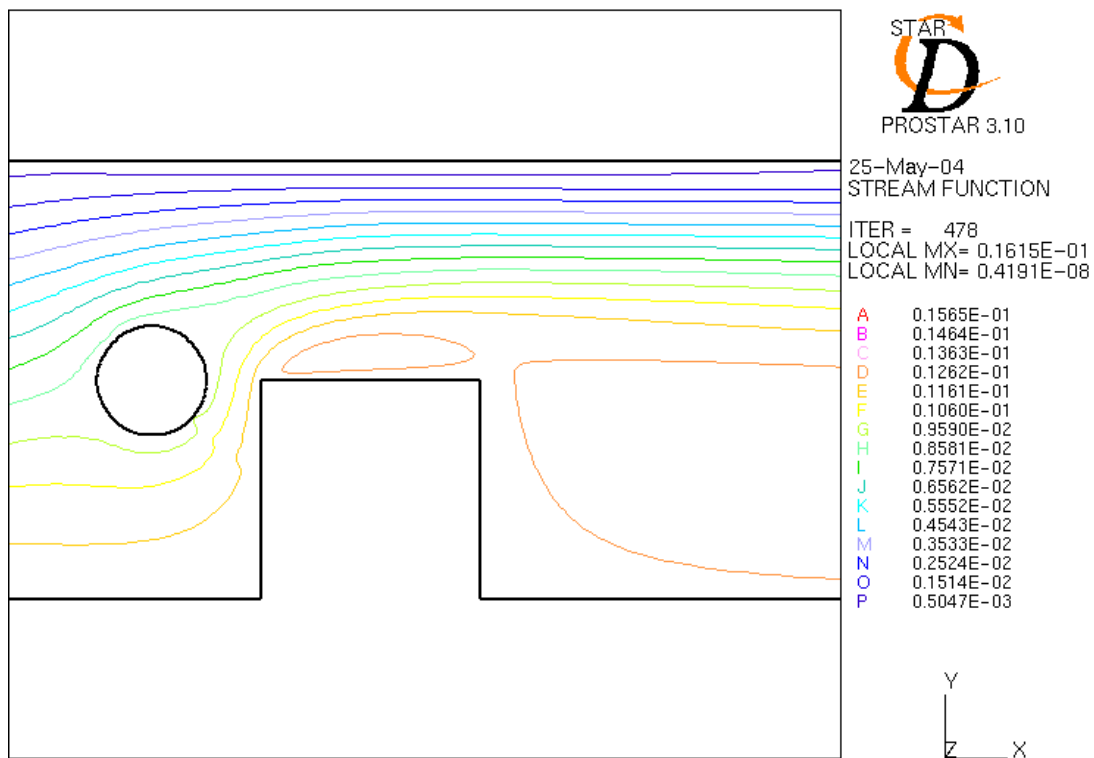


圖 4-6 管道內裝置凸塊與靜止圓柱之速度場分布

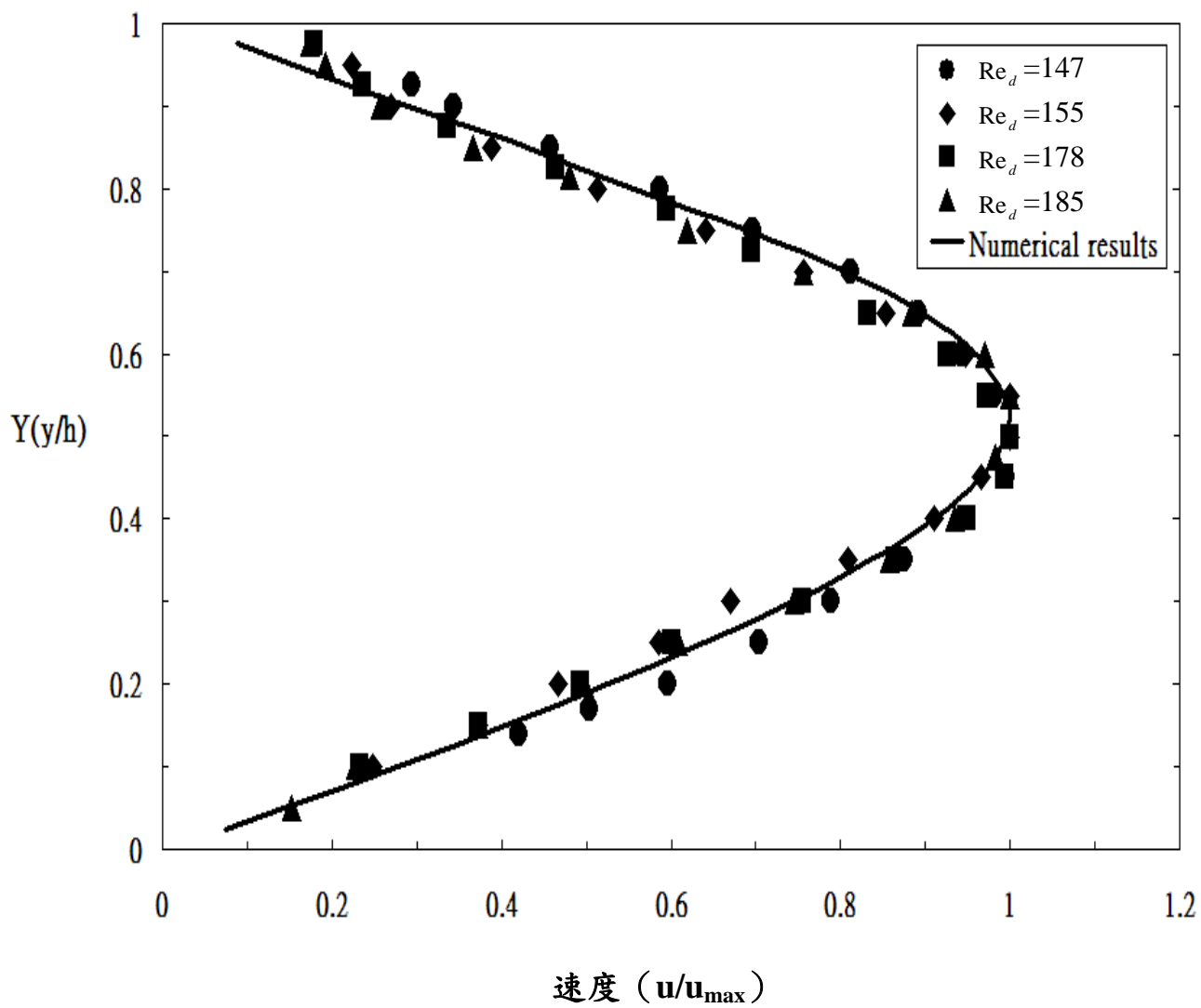


圖 4-7 凸塊後方 160mm 處，不同雷諾數  $Re_d$ ，y 方向速度分布圖

簡化計算。

圖 4-8 為數值模擬管道內裝置加熱凸塊的熱流場分布情形。由於流體受到凸塊的阻擋，因此流線在凸塊前會開始向上偏斜，並且流體會加速向上流動，因此凸塊前壁面和頂壁面的熱傳效果會較好。同時也可以觀測到流場在凸塊後方區域形成了一個大型的迴流區域，故凸塊後壁面熱傳效果會較差。這些迴流區域是阻礙高溫凸塊熱傳的主要因素。因為實驗上量取的溫度為銅箔整片上的平均溫度，故所算出的紐塞數為加熱面上的平均值。和數值模擬之計算紐塞數比較時，取用加熱面上的平均溫度來計算，會使的實驗結果與數值模擬在驗證方面更為準確。在取溫差方面，實驗所用的是流體進口溫度 ( $T_{\infty}$ ) 與凸塊加熱面為等溫面 ( $T_w$ ) 相差來作為平均溫度差 ( $\Delta T_w = T_w - T_{\infty}$ )。

圖4-9為進口雷諾數  $Re_h = 620$ ，凸塊壁面之平均紐塞數與溫差的關係圖。 $\Delta T_w$  範圍分別是  $6.9 \pm 0.1^\circ\text{C}$ 、 $10.1 \pm 0.1^\circ\text{C}$ 、 $12.2 \pm 0.1^\circ\text{C}$ 、 $14.5 \pm 0.1^\circ\text{C}$ 。可以看出溫差太小時所計算出的平均紐塞數與數值結果誤差較大約14%，因所加入的熱源較小不易控制，容易造成溫差過高或是太低，故導致所計算出的平均紐塞數誤差較大。大約溫差  $10^\circ\text{C}$  以上所算出的平均紐塞數，與數值分析結果較為接近，相差7%。但為了避免加熱片因加熱溫度過高而燒毀，所以平均溫度差盡量維持在進口溫度與加熱面溫度相差  $10 \pm 0.1^\circ\text{C}$  左右為標準。

#### (b) 管道內裝置加熱凸塊及靜止圓柱

圖 4-10 為數值模擬加熱凸塊前裝置靜止圓柱的熱流場分布情形。圖中多加了靜止圓柱於凸塊前方 5mm 處，故流體流經圓柱時，圓柱後方形形成了一個迴流區域，故凸塊頂壁面的熱傳效果會較差。除此之外，當流體流過圓柱下方時，因受到凸塊的阻擋而向上通過圓柱與凸塊之間間隙，受到截面積縮小的影響，流體產生加速的效應，造成流場在此區域向上流動的速度比沒有加入圓柱的情況下快，使的凸塊前壁面的熱傳效果較好，然而凸塊後壁面因迴流的產生故影響了熱傳性質。

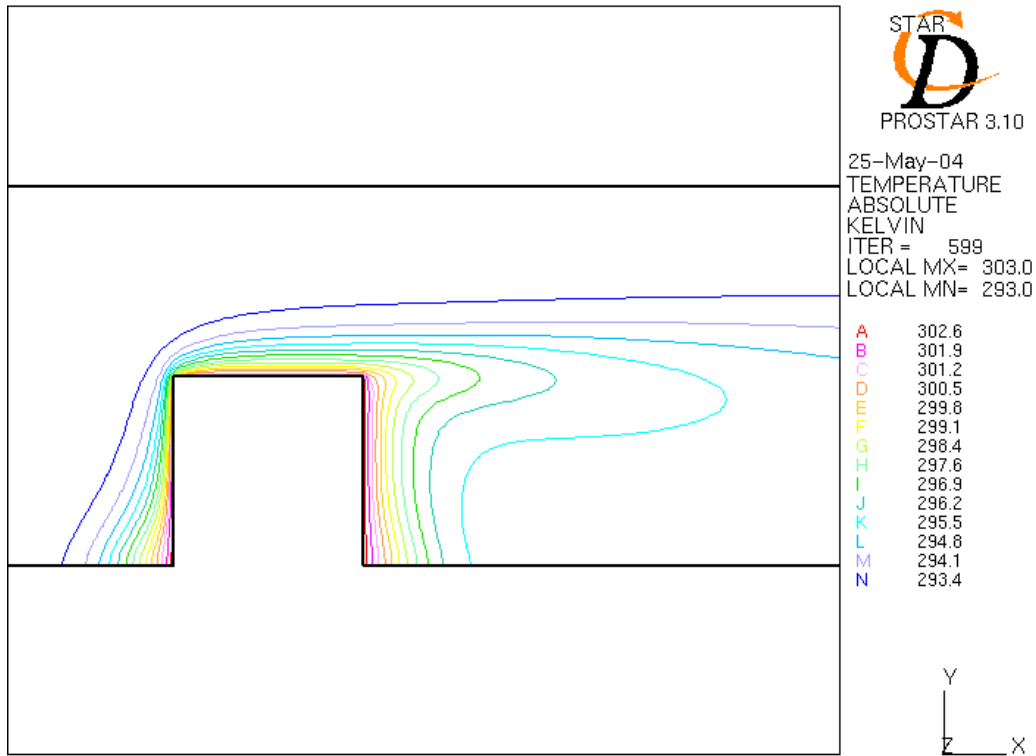


圖 4-8 管道內裝置加熱凸塊之溫度場分布

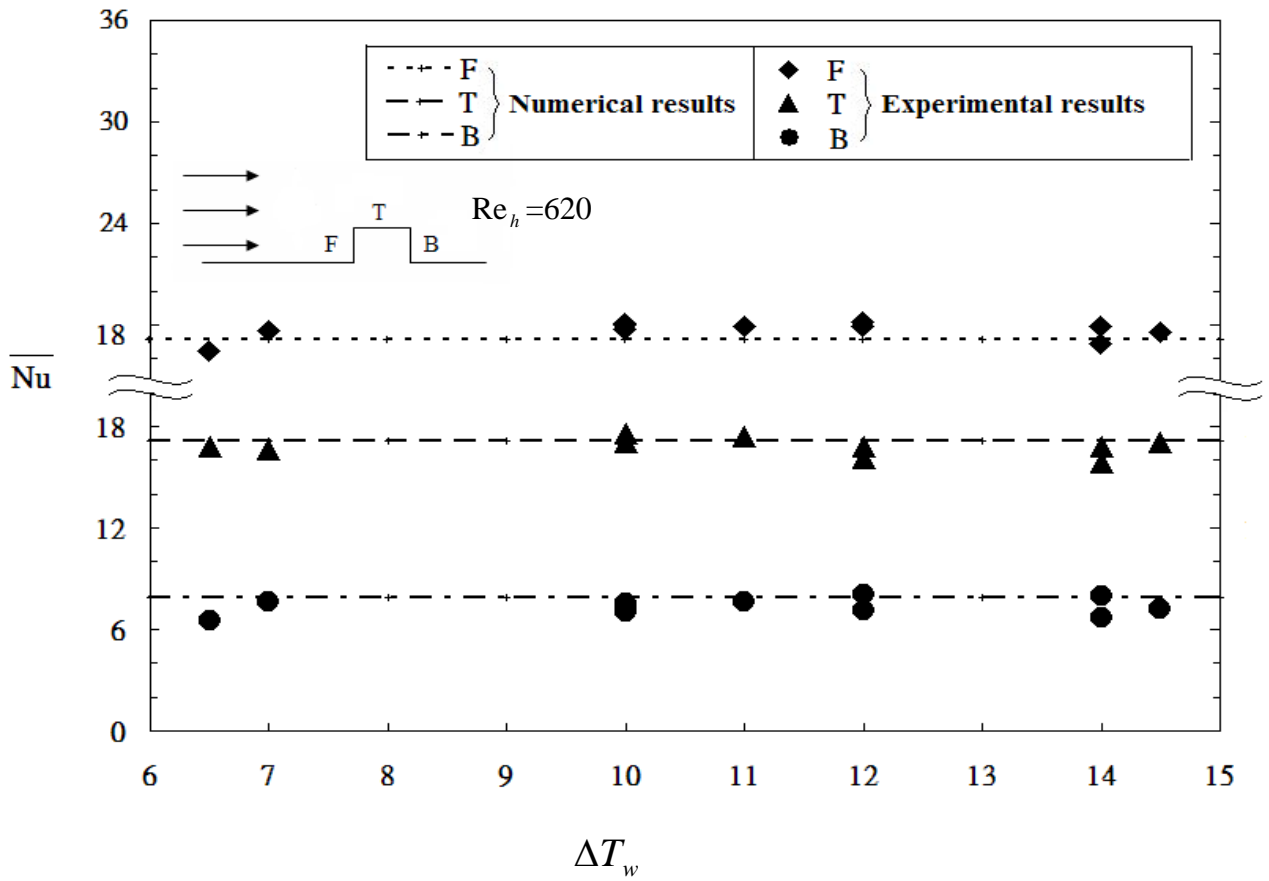


圖 4-9 進口雷諾數  $Re_h = 620$ ，凸塊壁面之平均紐塞數與溫差關係圖

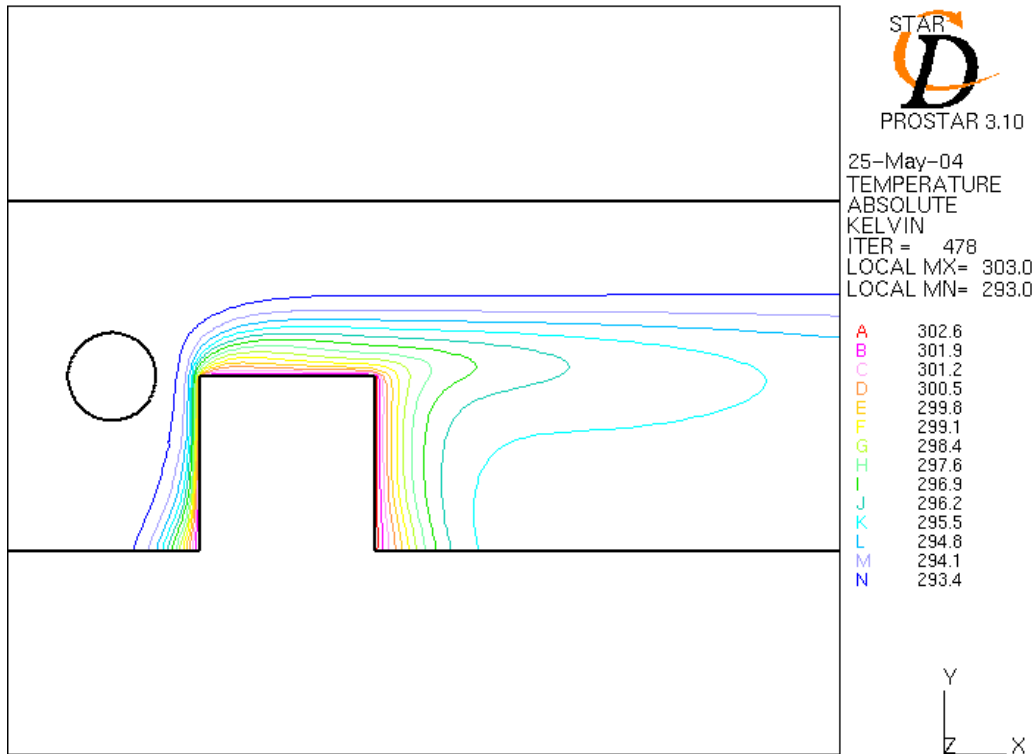


圖 4-10 管道內裝置加熱凸塊及靜止圓柱之溫度場分布

圖 4-11 為平均溫度差約  $10 \pm 0.1^\circ\text{C}$ ，不同雷諾數對凸塊壁面的平均紐塞數分布變化情形，與數值模擬的平均紐塞數來做比較。結果顯示，當雷諾數越大時，實驗與模擬的結果誤差越大，最大為 13% 左右。因為雷諾數變大時，熱線測速儀測到的速度變化會變大，不易達到一個穩定值。且在數值上因圓柱與凸塊距離很近，流場速度會加快，溫度變化更加劇烈，故需採用較密的網格來計算，方可算出較精準的模擬值。而當雷諾數小於 220 之下，誤差大約只有 6% 以下，與數值比較接近。故實驗在取雷諾數參數時，因盡量取低雷諾數，以增加實驗的準確性。

實驗的重複性測試如圖 4-12 所示，在雷諾數  $Re_d=155$  的情況下，不同次數所量測凸塊壁面上的平均紐塞數。其平均標準差為 0.74，凸塊壁面上最大絕對平均差值與該壁面平均紐塞數值的比值皆為 3.0%，此結果可說明本實驗的重複性良好。

## 4.2 加熱凸塊受振動圓柱頻率、振幅及雷諾數之影響討論

本章節探討圓柱垂直進口流體速度上下振盪時，對於管道內高溫凸塊之流場和溫度場的影響。分為圓柱振動頻率、圓柱振動振幅、流體雷諾數三部分來討論。本文所用的無因次振動頻率  $F_c = f_c d / u_0$ ， $f_c$  為圓柱實際振動次數，單位為赫茲（次/秒）； $u_0$  為平均速度； $d$  為圓柱直徑。經由上式得知  $F_c$  是經由  $f_c$  及  $u_0$  換算得到的，所以在不同的雷諾數 ( $Re_d = u_0 d / \nu$ )， $F_c$  不易為整數。因振動機構為垂直管道的方向所設計，且為了能有較小固定的振動振幅，所以設計用偏心的運動方式來振動，如圖 2-9。但這也使得連動桿距離圓心太小，所造成的力矩過小無法克服圓柱機構重力所產生的阻力，使得步進馬達在高速轉動時會產生卡死的現象，限制了圓柱實際振動次數  $f_c$ ，目前振動次數最多只能達 21 次/秒，因此當  $Re_d$  越大時， $u_0$  就越大，換算的  $F_c$  就會變的越小。若能將振動機構改為水平方向來運作，則在轉動時就不需抵抗圓柱機構的重力，振動次數應該可以提高有所改善。本實驗所用的無因次振動振幅  $L_c = l_c / d$ ， $l_c$  為實際圓柱振動振幅與連動桿

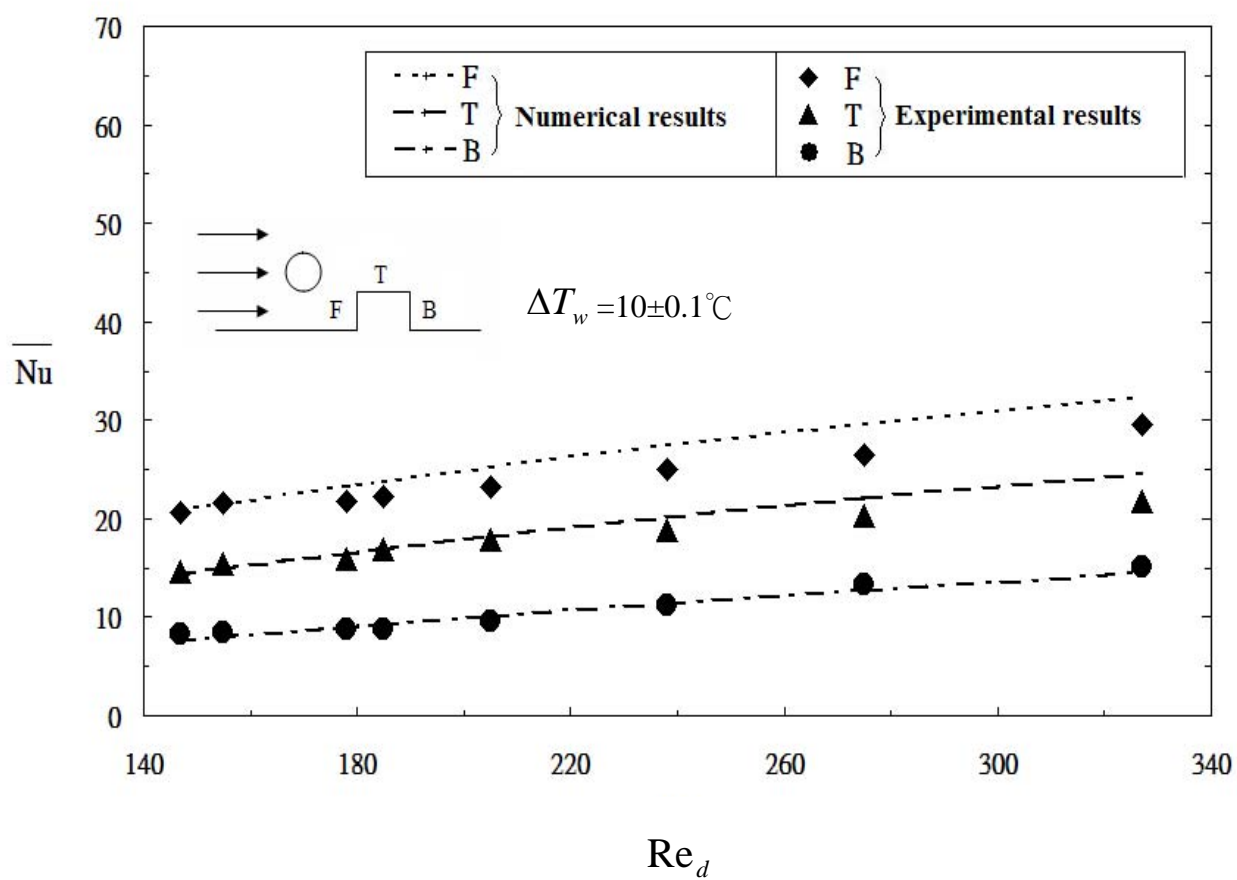


圖 4-11 凸塊壁面平均紐塞數與雷諾數 ( $Re_d$ ) 分布情形



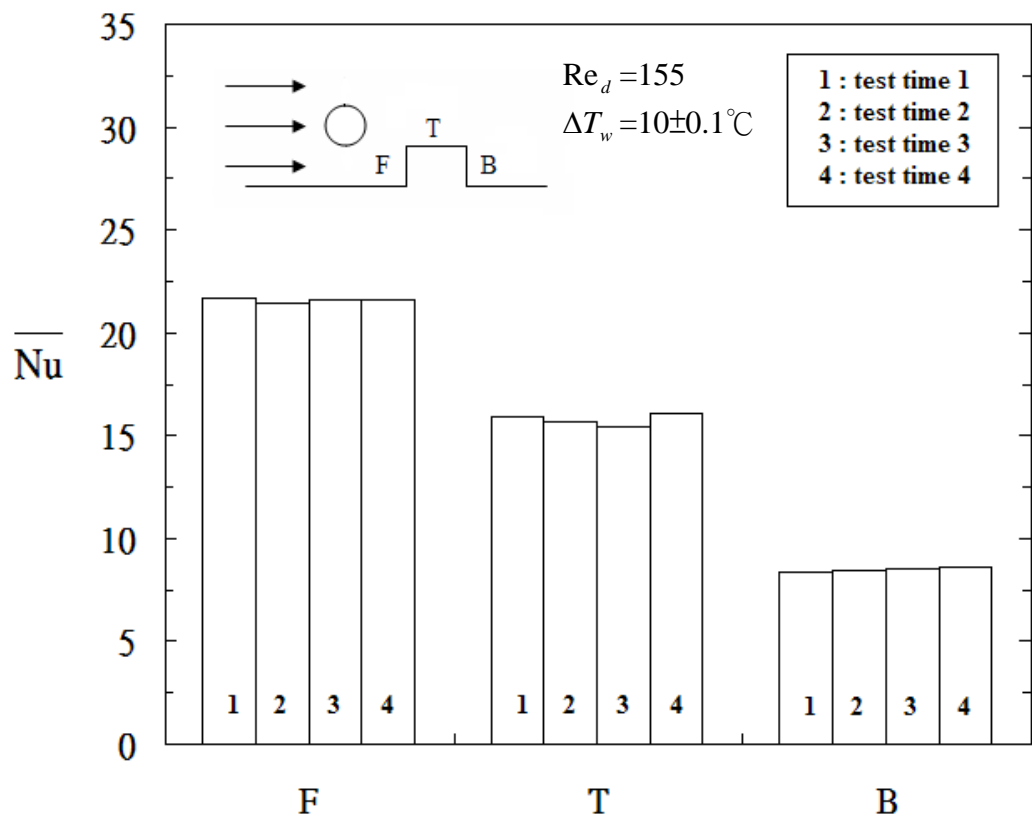


圖 4-12 重複性測試結果圖

距離圓心的位置有關，可分為 1mm、2mm、3mm、4mm 等。受限於管道高度 20mm 及圓柱直徑 5mm，故振動振幅無法太大，否則會撞到管道壁面，故限制  $L_c$  於 0.2、0.4 範圍之內。

#### 4.2.1 圓柱振動頻率對熱傳之影響

圖 4-13 為雷諾數  $Re_d=147$ ， $L_c=0.4$ ，不同的圓柱振動頻率  $F_c=0.102$ 、0.153、0.204 時對高溫凸塊壁面平均紐塞數的影響。與  $Re_d=147$ ， $F_c=0$  靜止不動（圖中三條虛線）時，所產生的平均紐塞數做比較。當  $F_c=0.102$  時，凸塊壁面的熱傳幾乎跟靜止圓柱所產生的效率一樣，沒有明顯的變化。但當  $F_c=0.153$  時，凸塊頂面（T）熱傳有明顯的增加約 21%，但前面（F）與後面（B）一樣沒有變化。直到  $F_c=0.204$  時，凸塊頂面熱傳效益達 35%，且前面也開始有明顯增加，但後面一樣變化不大。因為  $Re_d$  太小時，振動圓柱對流場的干擾效果不顯著， $F_c$  變大後，振動圓柱對流場的干擾效果加大，使增益增加，但對背面熱傳效果影響仍很小。

圖 4-14 顯示為  $Re_d=155$ ， $L_c=0.4$ ，不同的圓柱振動頻率  $F_c=0.135$ 、0.156、0.177、0.198、0.219 對高溫凸塊壁面熱傳效率的影響。每個凸塊壁面上的熱傳效率受到圓柱振盪的影響隨  $F_c$  增加而增加，當無因次振動頻率  $F_c$  在 0.15~0.2 間時，凸塊中間的壁面熱傳效果增益有較大的提升。由圖可以明顯看出當振動頻率  $F_c=0.198$  時凸塊中間熱傳效率增加為 33% 幅度最大，但是當振動頻率再往上增加時，熱傳效率的增益效果減少。

根據文獻[25]，圖 4-15 當雷諾數  $Re_d=155$  時，其流場的渦流自然剝離頻率約為 0.16~0.2 之間，故可推斷此時若圓柱振盪頻率接近流場渦流自然剝離頻率時，會造成流場內產生共振的現象，使流場擾動的程度增大，所以會大幅提升凸塊壁面的熱傳效果並且也會增加圓柱振盪所影響的範圍。Fu and Tong. [20]以數值分析研究管道中加裝振動圓柱對連續凸塊壁面的影響，結果顯示在強制對流的水平管道中加裝振盪圓柱，可以有有效的擾亂流場，提高凸塊壁面的熱傳效率，同時當圓柱振盪頻率接近流場的自然剝離頻率產生共振現象時，也會大幅提昇管道內凸塊壁面的

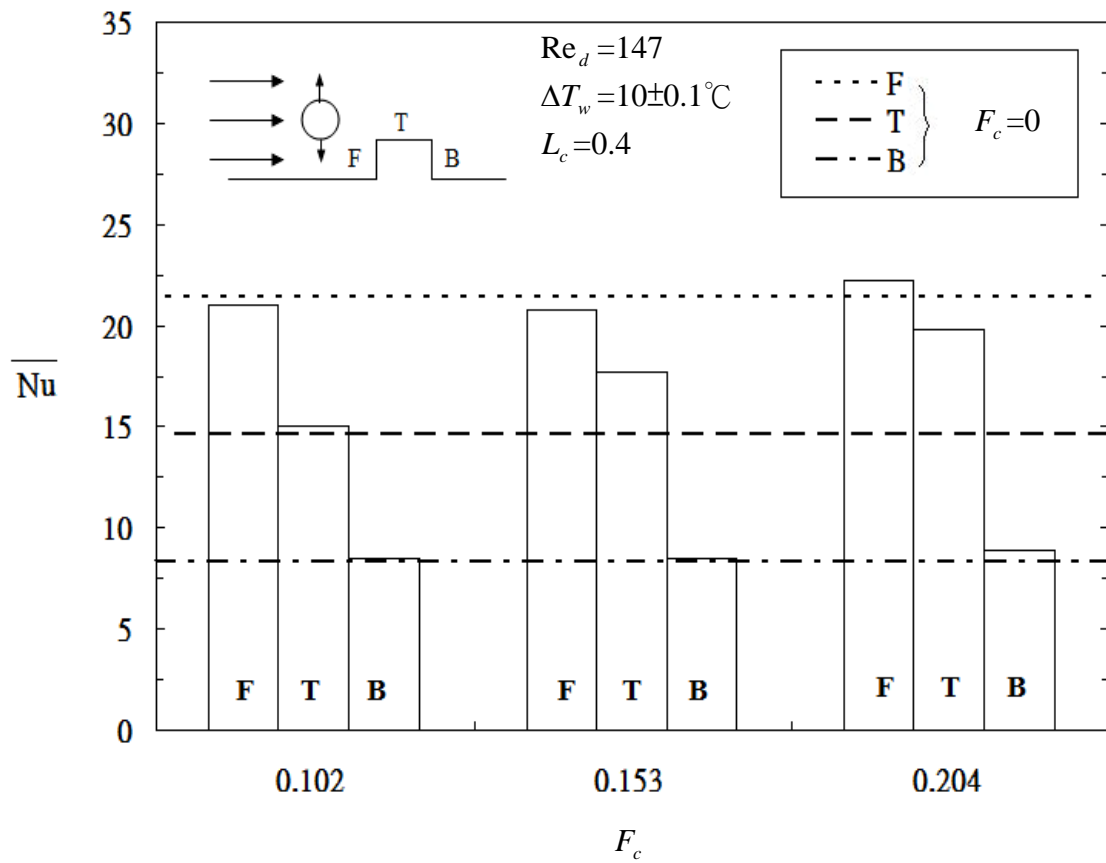


圖 4-13  $Re_d=147$ ，振幅  $L_c=0.4$  時，振動頻率  $F_c$  與凸塊壁面之平均紐塞數分布情形

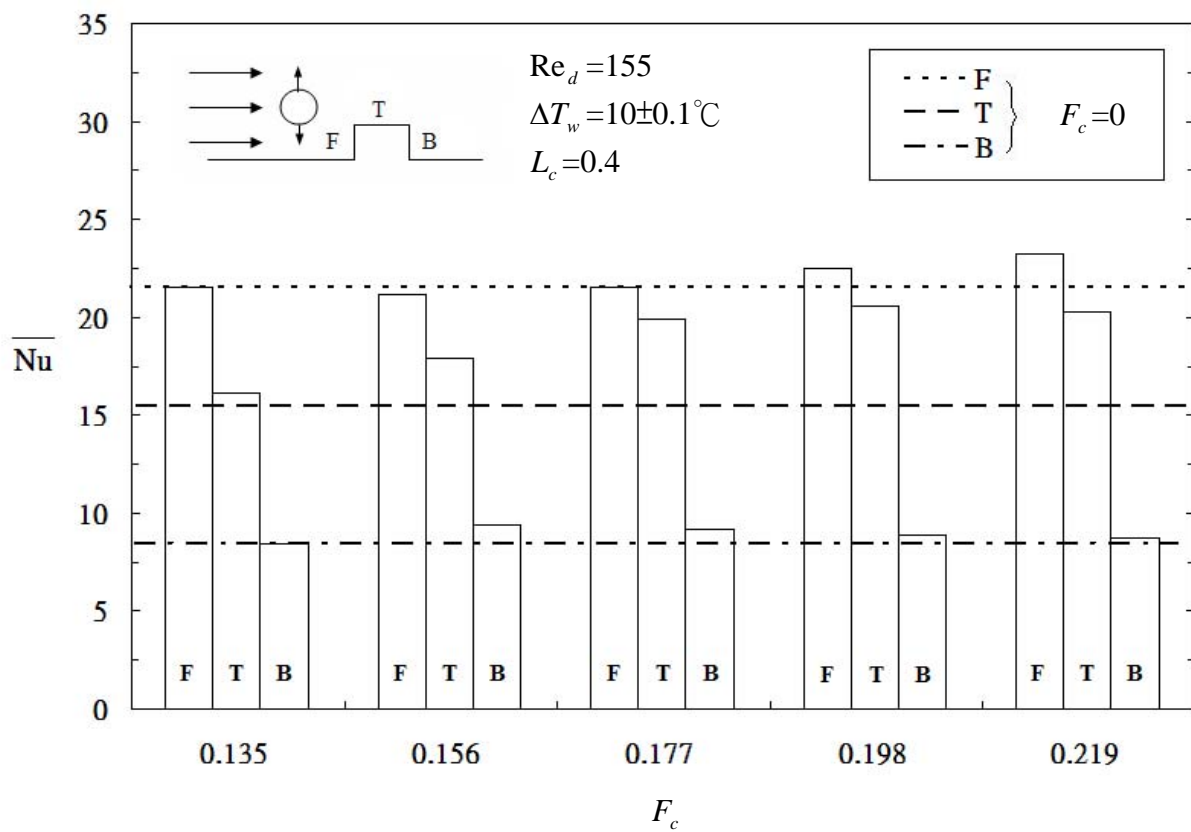


圖 4-14  $Re_d=155$ ，振幅  $L_c=0.4$  時，振動頻率  $F_c$  與凸塊壁面之平均紐塞數分布情形

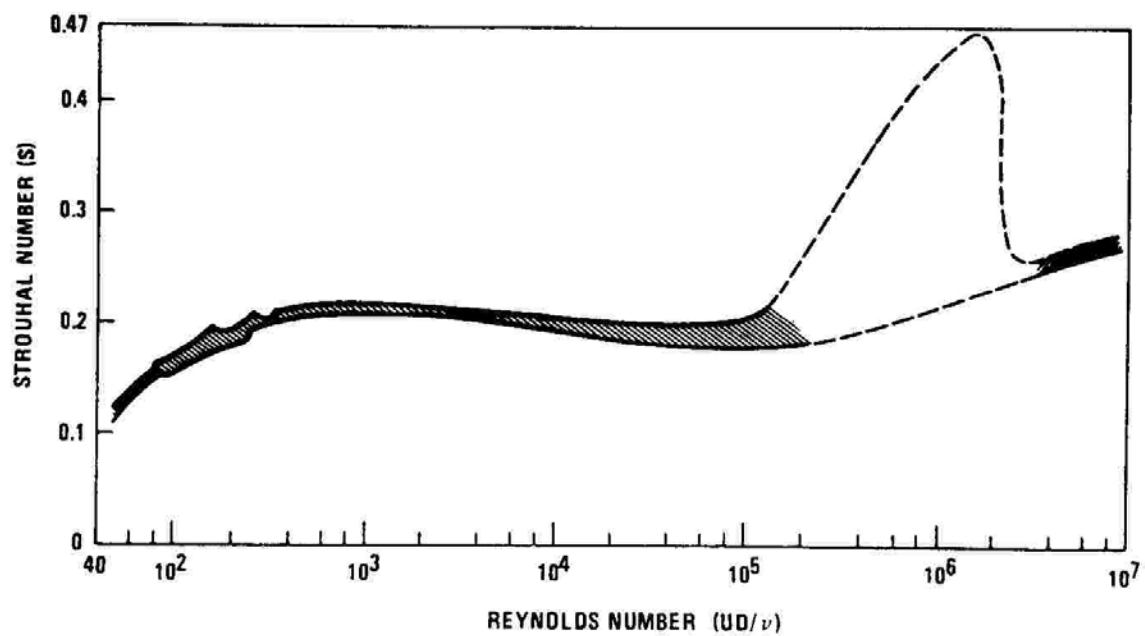


圖 4-15 圓柱在流場中，Strouhal number 與 Reynolds number 之關係[25]

熱傳效率。因此當圓柱振動頻率接近自然剝離頻率（ $F_c=0.198$ 、 $0.219$ ）時，會比其他振動頻率對凸塊壁面的熱傳效率提升更多。

#### 4.2.2 圓柱振幅對熱傳之影響

圖 4-16 為雷諾數  $Re_d=147$ ， $F_c=0.204$  不同圓柱振動振幅  $L_c$  對高溫凸塊壁面紐塞數變化的情形。當  $L_c=0.2$  時效果跟靜止時比較，凸塊頂壁面熱傳效率增加為 20%，但沒有  $L_c=0.4$  時熱傳效率增加 35% 的多，因此可知當振幅增加時，擾動便多熱傳效果較明顯。而在不同雷諾數相同振動頻率時也是如此。

圖 4-17 為雷諾數  $Re_d=155$ ， $F_c=0.198$  不同圓柱振動振幅  $L_c$  對高溫凸塊壁面平均紐塞數變化的情形。當  $L_c=0.2$  時凸塊頂壁面熱傳效率增加為 20%。因雷諾數增加不大，擾動較小故其熱傳效率與  $Re_d=147$ ， $F_c=0.204$  時所增加的熱傳效率差不多。不過還是以  $L_c=0.4$  時熱傳效率增加 33% 效果最佳。

圖 4-18 為雷諾數  $Re_d=178$ ， $F_c=0.166$  不同圓柱振動振幅  $L_c$  對於凸塊壁面平均紐塞數變化的情形。因雷諾數變大，增加了流場的擾動，故其凸塊壁面平均紐塞數都有增加，以  $L_c=0.4$  時熱傳效率增加幅度 33% 最多。由於在相同頻率下，圓柱振動振幅的增加會造成圓柱振動速度加快，使圓柱在管道內進行高速大幅度的振盪行為，同時也會增加流體的擾動，故增加了凸塊壁面熱傳的效果。從以上的圖可以發現，每個凸塊壁面的紐塞數值都大幅的增加，除此之外，隨著振幅的增加，凸塊壁面熱傳效率的提升幅度也會越來越大。

#### 4.2.3 流體進口雷諾數對熱傳之影響

圖 4-19 顯示當無因次振幅  $L_c=0.4$ ，不同的進口雷諾數對凸塊壁面熱傳效率的影響。由 (b)(d)(e) 看出，當實際圓柱振動頻率  $f_c$  固定時，雷諾數越大，凸塊壁面平均紐塞數只有小幅度的增加。但由 (e)(f)(g) 比較，因雷諾數有較大幅的提升，故凸塊壁面的熱傳效應有明顯的增加。所以當雷諾數於較高時，會造成流場較容易紊亂，並且流速變化也

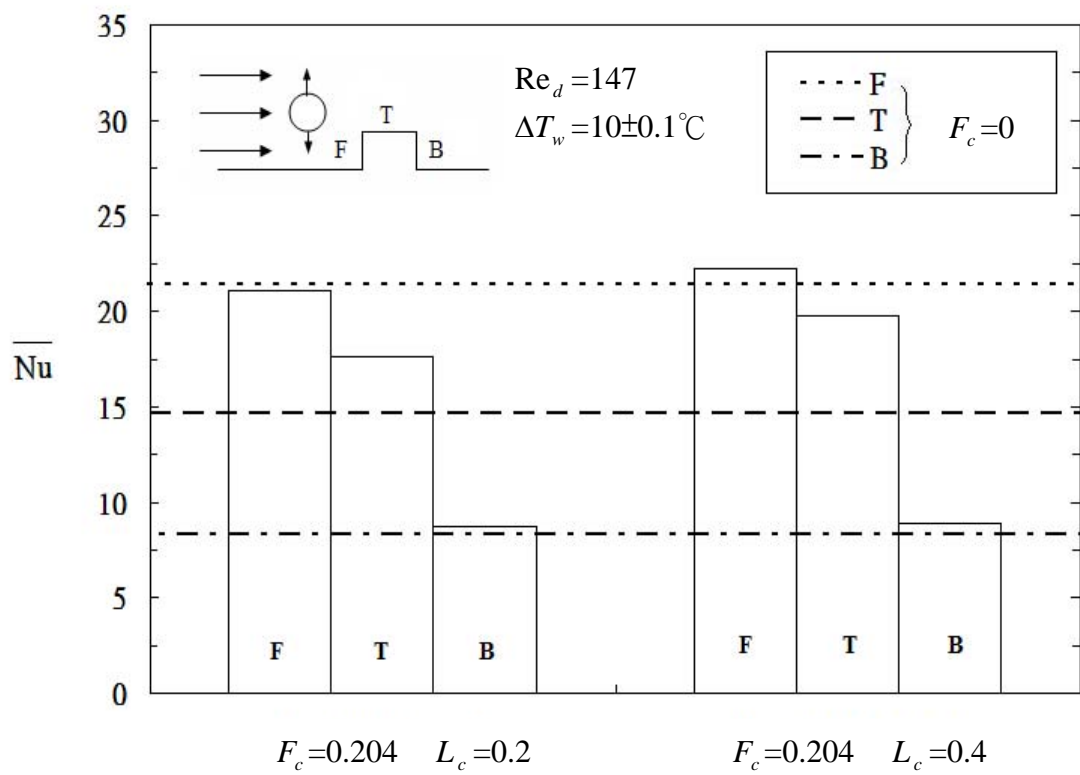


圖 4-16  $Re_d = 147$ ，不同振動振幅  $L_c$  對凸塊壁面之平均紐塞數變化情形

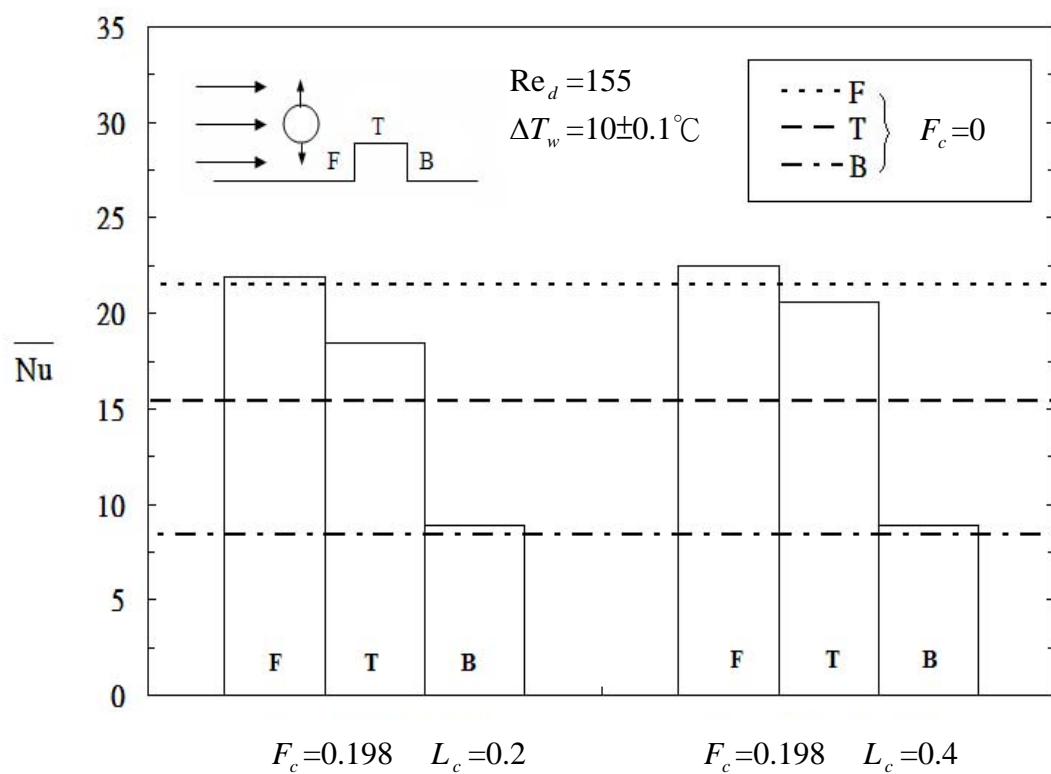


圖 4-17  $Re_d = 155$ ，不同振動振幅  $L_c$  對凸塊壁面之平均紐塞數變化情形



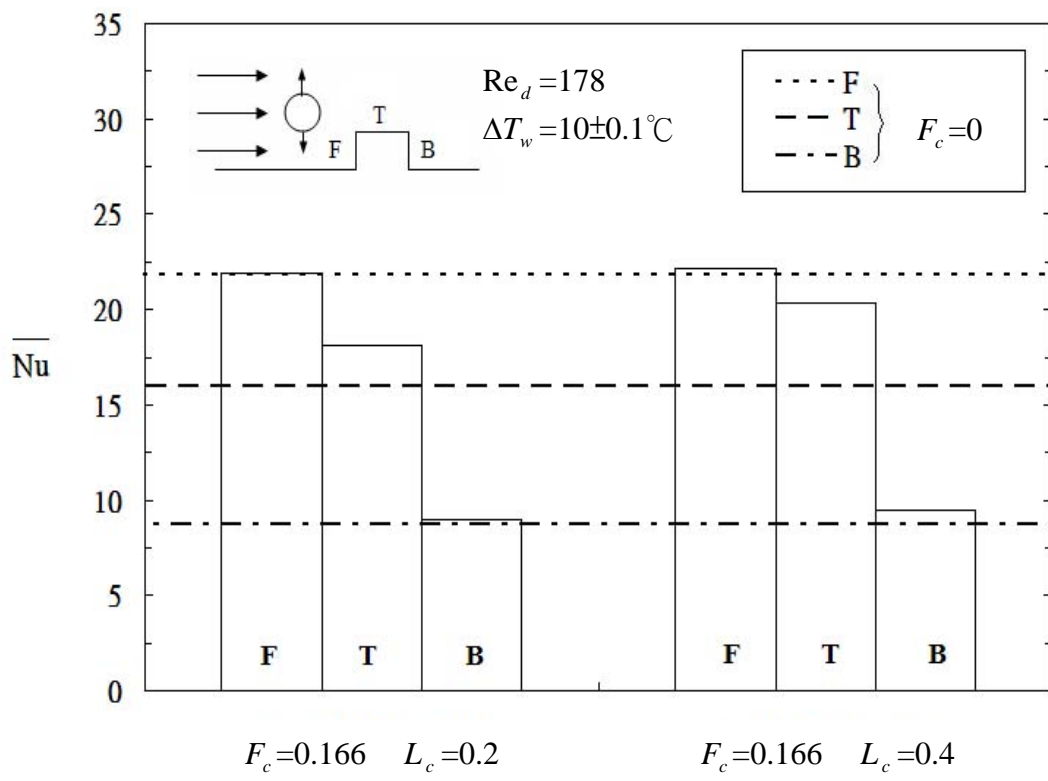


圖 4-18  $Re_d = 178$ ，不同振動振幅  $L_c$  對凸塊壁面之平均紐塞數變化情形

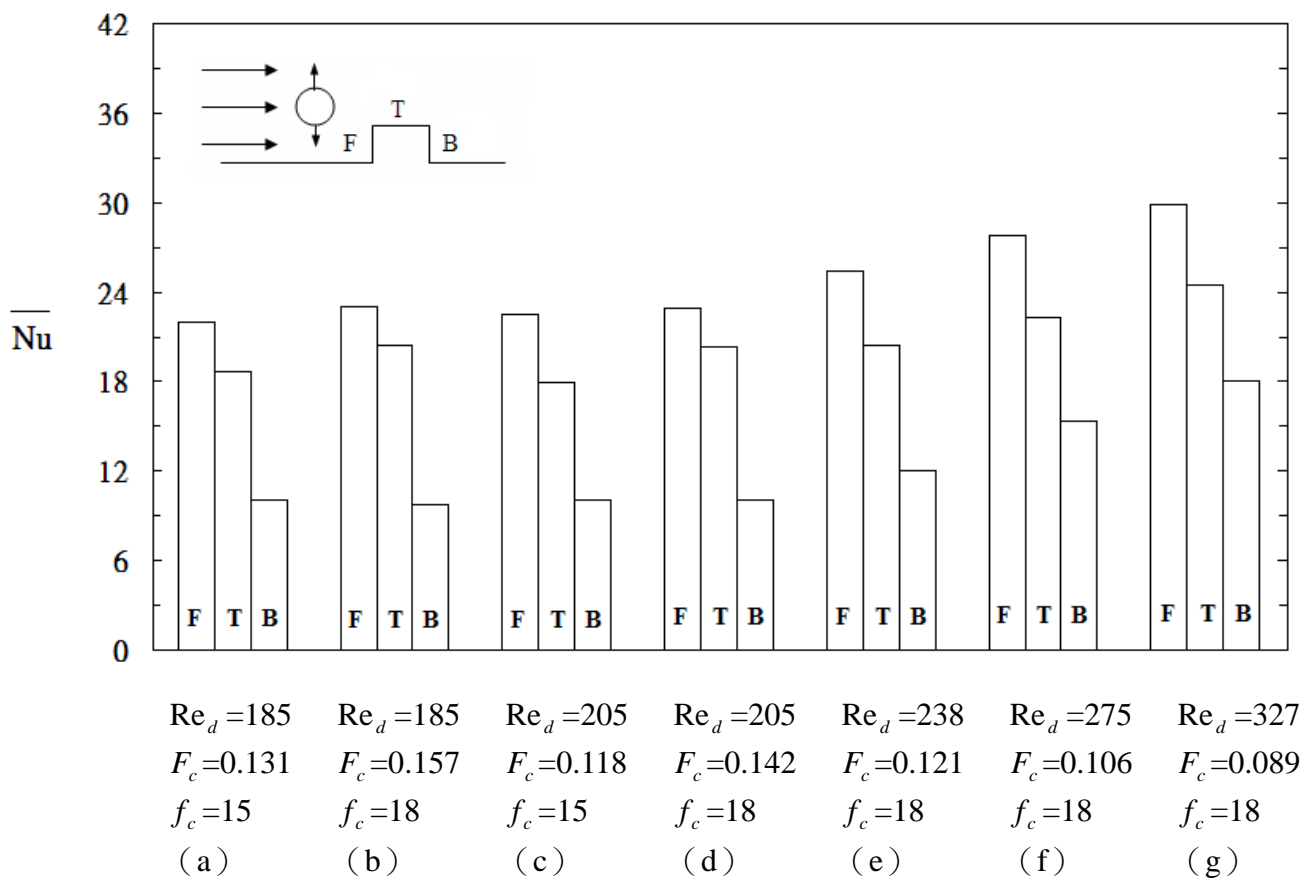


圖 4-19 無因次振幅  $L_c=0.4$ ，不同雷諾數對凸塊壁面平均紐塞數之變化圖

較為激烈，因此凸塊壁面的熱傳效率會隨著進口雷諾數增加而增加。



## 第五章 結論

為有效提高管道內凸塊壁面的熱傳效率，本研究在管道內裝設一往復振動運動的圓柱，藉由其往復振盪，牽引流體在管道內產生震動，造成管道內流場的擾動增加，達到提升熱傳效率的目的。在本研究中，首先以數值方法分析管道內圓柱對於熱流場結構的影響，驗證實驗裝置的正確性。進而利用實驗方法取相關參數探討圓柱振動時，管道內凸塊壁面熱傳增益的影響。本研究終獲得以下結論：

1. 在強制對流的管道流中，加裝圓柱於管道內可以有效的提升凸塊壁面的熱傳效率同時，圓柱振盪所造成的流場振動，可以有效的改善凸塊壁面的熱傳效率。
2. 當振幅過小的情況下，圓柱振盪頻率對於凸塊壁面紐塞數的影響並不明顯。
3. 當圓柱振盪頻率接近流場的自然剝離頻率產生共振現象時，會大幅提昇管道內凸塊壁面的熱傳效率。
4. 管道內高溫凸塊表面的熱傳效率會隨著雷諾數增加而增加。

## 参考文献

- [1] K. Ogiso, “Recent Trends in Electronic Equipment Cooling,” Heat Transfer in High Technology and Power Engineering, W.J. Yang and Y. Mori, Hemisphere, Washington D.C., 1987.
- [2] Y. Iida, T. Tsuyuki, T. Mashima, T. Takashima, and K. Okuyama, “Augmentation of Boiling Heat Transfer from Horizontal Cylinder to Liquid by Movable Particles,” KAGAKU KOGAKU RONBUNSHU, Vol.26, pp.575-580, 2000.
- [3] T. Fusegi, “Numerical Study of Turbulent Forced Convection in a Periodically Ribbed Channel with Oscillatory Throughflow,” International Journal of Numerical Methods in Fluids, Vol.23, pp.1223-1233, 1996.
- [4] J.S. Sitter, T.J. Snyder, J.N. Chung, and P.L. Marston, “Terrestrial and Microgravity Pool Boiling Heat Transfer from a Wire in an Acoustic Field,” International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.41, pp.2143-2155, 1998.
- [5] K.C. Cheng and G.J. Hwang, “Forced and Mixed Convection Cooling in Computers,” Cooling Techniques for Computers, Win Aung, Hemisphere, Washington D.C., 1991.
- [6] A.E. Bergles, “Recent Development in Convective Heat-transfer Augmentation,” Applied Mechanics Reviews, Vol.26, pp.675-682, 1973.
- [7] A.E. Bergles, “Survey and Evaluation of Techniques to Augment Convective Heat and Mass Transfer,” Heat and Mass Transfer, Vol.1, pp.331-424, 1969.
- [8] A.E. Bergles and R.L. Webb, “A Guide to the Literature on Convective Heat Transfer Augmentation,” Advances in Enhanced Heat Transfer-1985, S.M. Shenkman, J.E. O’Brien, I.S. Habib, and J.A. Kohler, Vol. HTD-Vol.43, pp.81-90, ASME Symposium, 1985.

- [9] Wu-Shung Fu, Wen-Wang Ke, Ke-Nan Wang, “Laminar Forced Convection in a Channel with a Moving Block,” International Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 44(13), pp. 2385-2394, 2001.
- [10] N.K. Ghaddar, M. Magen, B.B. Mikic, A.T. Patera, “Numerical Investigation of Incompressible Flow in Grooved Channels. I. Stability and Self-sustained Oscillations,” Journal of Fluid Mechanics, Vol. 163, pp. 99-127, 1986
- [11] N.K. Ghaddar, M. Magen, B.B. Mikic, A.T. Patera, “Numerical Investigation of Incompressible Flow in Grooved Channels. II. Resonance and Oscillatory Heat Transfer Enhancement,” Journal of Fluid Mechanics, Vol. 168, pp. 541-567, 1986
- [12] T. A. Myrum, S. Acharya, S. Inamdar, and A. Mehrotra, “Vortex Generator Induced Heat Transfer Augmentation Past a Rib in a Heated Duct Air Flow,” Journal of Heat Transfer, Vol. 114, pp. 280-284, 1992.
- [13] T. A. Myrum, X. Qiu, and S. Acharya, “Heat Transfer Enhancement in Ribbed Duct Using Vortex Generators,” International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36, pp. 3497-3508, 1993.
- [14] S. V. Garimella and P. A. Eibeck, “Enhancement of Single Phase Convective Heat Transfer from Protruding Elements Using Vortex Generators,” International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 34, pp. 2431-2433, 1991.
- [15] R. S. Iyer and S. Kakac, “Instability and Heat Transfer in Grooved Channel Flow,” Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 11, No. 3, pp. 437-445, 1997
- [16] Y. M. Chen and K. C. Wang, “Experimental study on the forced convective flow in a channel with heated blocks on tandem,” Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 16, pp.286-298, 1997.
- [17] H. W. Wu and S. W. Perng, “Effect of an Oblique Plate on the Heat Transfer Enhancement of Mixed Convection over Heated Blocks in a

- Horizontal Channel,” International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 1217-1235, 1999.
- [18] C. Herman, E. Kang, “Heat Transfer Enhancement in a Grooved Channel with Curved Vanes,” International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 3741-3757, 2002.
- [19] W.S. Fu and B.H. Tong, “Numerical Investigation into Effect of an Oscillating Cylinder on Heat Transfer of the Heated Wall in a Channel,” Numerical Heat Transfer Part A, Vol.43, pp. 639-658, 2003.
- [20] W.S. Fu and B.H. Tong, “Numerical Investigation of Heat Transfer Characteristics of the Heated Blocks in the Channel with a Transversely Oscillating Cylinder,” International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 47, pp. 341-351, 2004.
- [21] 童寶鴻，「振動圓柱對渠道內熱流場影響之研究」，國立交通大學，博士論文，民國 92 年。
- [22] S. V. Patankar, Numerical Heat Transfer And Fluid Flow Chapter 6, McGRAW-Hill Book Company, 1980.
- [23] CD adapco Group, Methodology STAR-CD version 3.10,Computational Dynamics Limited Corp. , 1999.
- [24] CD adapco Group, User Guide STAR-CD version 3.10,Computational Dynamics Limited Corp. , 1999.
- [25] Robert D. Blevins, Flow-induced Vibration, VAN NOSTRAND REINHOLD COMPANY.

## 附錄：實驗不準度分析

為提供有效的測試結果，並說明當次測試結果之信賴度，不準度之計算和分析是必要的。一般不準度的表示方式有絕對不準度與相對不準度兩種，本文採用 Kline [53]之相對不準度來分析第五章實驗結果之不準度。根據 Kline 之研究

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

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

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

若  $R = X_1^a \cdot X_2^b \cdot X_3^c \cdot \dots$

則其相對不準度可由式(A-1)求得

$$\frac{\delta R}{R} = \left\{ \left[ a \times \left( \frac{\delta X_1}{X_1} \right) \right]^2 + \left[ b \times \left( \frac{\delta X_2}{X_2} \right) \right]^2 + \left[ c \times \left( \frac{\delta X_3}{X_3} \right) \right]^2 + \dots \right\}^{1/2} \quad (\text{A-2})$$

### 一、壁面紐塞數之不準度分析

由式 (2-10)，壁面紐塞數  $\overline{Nu} = \frac{Q_{air}}{A_h \Delta T_w} \cdot \frac{h}{k}$

根據式(A-2)其不準度為

$$\frac{\delta \overline{Nu}}{\overline{Nu}} = \left[ \left( \frac{\delta Q_{air}}{Q_{air}} \right)^2 + \left( \frac{\delta h}{h} \right)^2 + \left( -\frac{\delta A_h}{A_h} \right)^2 + \left( -\frac{\delta \Delta T_w}{\Delta T_w} \right)^2 + \left( \frac{\delta k}{k} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A-3})$$

#### (1) 熱傳量 $Q_{air}$ 之不準度

由 2.3.3 節得知

$$Q_{air} = Q_{in} - Q_{lose} = 0.13248 - 0.03869 = 0.09379 \text{ (W)}$$

則  $Q_{air}$  之不準度為



$$\frac{\delta Q_{air}}{Q_{air}} = \left[ \left( \frac{Q_{in}}{Q_{air}} \frac{\delta Q_{in}}{Q_{in}} \right)^2 + \left( \frac{Q_{lose}}{Q_{air}} \frac{\delta Q_{lose}}{Q_{lose}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

(A) 輸入能量之不準度

$$\text{由式 (2-6) } Q_{in} = V \times I = 1.104 \text{ (V)} \times 0.120 \text{ (A)} = 0.13248 \text{ (W)}$$

且三用電表電壓與電流量測之最小刻度各為 0.001V 與 0.001A

$$\text{故 } \frac{\delta Q_{in}}{Q_{in}} = \left[ \left( \frac{\delta V}{V} \right)^2 + \left( \frac{\delta I}{I} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[ \left( \frac{0.0005}{1.104} \right)^2 + \left( \frac{0.0005}{0.120} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.42\%$$

(B) 熱量散逸之不準度

$$\text{由式 (2-7) } Q_{lose} = k_b \times A_b \times dT/dy$$

因此其不準度為

$$\frac{\delta Q_{lose}}{Q_{lose}} = \left[ \left( \frac{\delta k_b}{k_b} \right)^2 + \left( \frac{\delta A_b}{A_b} \right)^2 + \left( \frac{\delta dT}{dT} \right)^2 + \left( -\frac{\delta dy}{dy} \right)^2 \right]^{1/2}$$

(i) 巴沙木熱傳導係數由查表得知，其不準度趨近於零

(ii) 巴沙木尺寸 30.35mm\*10.48mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta A_b}{A_b} = \left[ \left( \frac{0.025}{30.35} \right)^2 + \left( \frac{0.025}{10.48} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.25\%$$

(iii) 溫度差最大範圍 34.94 – 31.07 = 3.87°C，DA2500E 之準確度為 0.1°C

$$\text{因此 } \frac{\delta dT}{dT} = \left[ \left( \frac{0.05}{3.87} \right)^2 \right]^{1/2} = 1.29\%$$

(iv) 巴沙木厚度 1.07mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta dy}{dy} = \left[ \left( \frac{0.025}{1.07} \right)^2 \right]^{1/2} = 2.33\%$$

$$\text{故 } \frac{\delta Q_{lose}}{Q_{lose}} = \left[ (0)^2 + (0.25\%)^2 + (1.29\%)^2 + (-2.33\%)^2 \right]^{1/2} = 2.68\%$$

因此，熱傳量  $Q_{air}$  之不準度為

$$\frac{\delta Q_{air}}{Q_{air}} = \left[ \left( \frac{0.13248}{0.09379} \times 0.42\% \right)^2 + \left( \frac{0.03869}{0.09379} \times 2.68\% \right)^2 \right]^{1/2} = 1.25\%$$

(2) 入口高度之不準度

入口高度 20.86mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta h}{h} = \left[ \left( \frac{0.025}{20.86} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.12\%$$

(3) 加熱片面積  $A_h$  之不準度

加熱片面積 30.35mm×14.28mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta A_h}{A_h} = \left[ \left( \frac{0.025}{30.35} \right)^2 + \left( \frac{0.025}{14.28} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.19\%$$

(4) 溫度差  $\Delta T_w$  之不準度

加熱片與室溫溫度差最大範圍 35.14－25.0=10.14 °C，DA2500E 之準確度為 0.1°C，平均溫差容許的誤差為 0.2°C

$$\text{因此 } \frac{\delta \Delta T_w}{\Delta T_w} = \left[ \left( \frac{0.2}{10.14} \right)^2 \right]^{1/2} = 1.97\%$$

(5) 空氣熱傳導係數  $k$  之不準度

空氣之熱傳導係數由查表得知，其不準度趨近於零

根據上述計算，將相關數據代入式 (A-3)，得壁面紐塞數之不準度為

$$\begin{aligned} \frac{\delta \overline{Nu}}{\overline{Nu}} &= \left[ (1.25\%)^2 + (0.12\%)^2 + (-0.19\%)^2 + (1.97\%)^2 + (0)^2 \right]^{1/2} \\ &= 2.34\% \end{aligned}$$

二、雷諾數之不準度分析

$$\text{由式 (2-3)，雷諾數 } Re_h = \frac{u_0 \cdot h}{\nu}$$

根據式 (A-2) 其不準度為

$$\frac{\delta Re_h}{Re_h} = \left[ \left( \frac{\delta u_0}{u_0} \right)^2 + \left( \frac{\delta h}{h} \right)^2 + \left( -\frac{\delta \nu}{\nu} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A-4)$$

(1) 進口速度之不準度

進口速度由熱線測速儀量測之電壓值轉換而得，其電壓最大值為 0.742V，最小電壓單位 0.001V

$$\text{因此 } \frac{\delta u_0}{u_0} = \left[ \left( \frac{0.0005}{0.742} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.067\%$$

(2) 入口高度之不準度

入口高度 20.86mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta h}{h} = \left[ \left( \frac{0.025}{20.86} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.12\%$$

(3) 動黏滯係數之不準度

空氣之動黏滯係數由查表得知，其不準度趨近於零

根據上述計算，將相關數據代入式(A-4)，得雷諾數之不準度為

$$\frac{\delta Re_h}{Re_h} = \left[ (0.067\%)^2 + (0.12\%)^2 + (0)^2 \right]^{1/2} = 0.13\%$$

三、圓柱運動距離之不準度分析

圓柱運動最大距離 8mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta r}{r} = \left[ \left( \frac{0.025}{8} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.31\%$$

四、圓柱運動頻率之不準度

本研究中圓柱振盪振幅是利用量測圓柱連續往復振盪 120 次所需要的時間後，估算圓柱的振盪頻率。其中，最小的圓柱運動時間為 120 秒，馬錶最小刻度 0.1 秒

$$\text{因此 } \frac{\delta t}{t} = \left[ \left( \frac{0.05}{120} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.04\%$$