

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

在高旋轉數下三角形內冷卻通道中交錯
肋條排列形式之熱傳研究

Heat Transfer in Triangular Cooling
Channels with Staggered Rib on high
rotation number



研究生：賴思宇

指導教授：劉耀先 教授

中華民國一百年七月

在高旋轉數下三角形內冷卻通道中交錯肋條排列形式之熱傳研究

**Heat Transfer in Triangular Cooling Channels with Staggered Rib
on high rotation number**

研究生：賴思宇

Student: Shi-Yu Lai

指導教授：劉耀先

Advisor: Yao-Hsien Liu



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

July 2011

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國一百年七月

誌謝

時光飛逝，回首在新竹這兩年來的點點滴滴，在時光洪流裡，亦不得不臣服的我，心中難掩不捨，百感交集地欲言又止。在交大這充滿學術氣息的环境下似乎讓我在知識上成長茁壯許多。本論文之所以可以順利完成，首先要感謝的是指導老師 劉耀先教授嚴謹及殷切的指導，使學生能培養出獨立思考、釐清並自行解決問題的能力；更在學生撰寫論文時，不辭辛勞逐字斧正文稿，在此獻上最高謝意。在研究所期間的一步一腳印，要特別感謝謝元祥學長在實驗設備拆裝、架設上的協助指導。

思齊、孝哲、信憲這群不只是求學中的同學，更是生活上的好朋友。研究所之所以能在緊湊忙碌又充滿歡樂中的氣氛中度過，即是靠這些同學兼好友的夥伴們相互協助幫忙，令我永生難忘。另外也要感謝 裕順、京璽、力璋等一群努力的學弟幫忙及合作，希望你們能繼續保持實驗室優良傳統，並帶著實驗室進步。最後更要感謝父母及家人對於我無怨無悔付出及支持，使我可以無後顧之憂的專注於研究，並且可無憂無慮過求學生活。並特別要感謝男友壹龍的陪伴與體恤，生活最精采的部分是妳陪我渡過，不管在課業上或生活上的關心與支持使我有勇氣面對一切的困難挑戰。最後，僅以本文獻給我所關心的人和所有關心我的人。

思宇 謹致

2011/7 于風城交大

在高旋轉數下三角形內冷卻通道中交錯肋條排列形式之熱傳研究

學生：賴思宇 指導教授：劉耀先

國立交通大學機械工程學系

摘要

由於地球的資源有限，所以尋求在現有的能源使用效率上需有更好的發展。渦輪噴射系統，因使用於高空飛行載具上有迅速便利、良好的可靠度、以及較佳的推力重量比。因此，若能更進一步的提高燃氣渦輪機的效率，則可大幅的減輕能源供應上吃緊的情況。由前人的研究得知，與主流場方向行成 45° 攻角的交錯式肋條，在不同的通道截面寬高比與旋轉數下皆有較好的熱傳效果。因此本實驗所選定的紊流增強器幾何參數為 45° 交錯式肋條，實驗的排列形式共有四種，分別為 45° 肋條排列式、 45° 間斷式、 45° V 型、以及 45° V 型斷裂式，其中肋條高度-水力直徑比(e/D_h)為 0.085、肋條距離-高度比(P/e)為 9、雷諾數為 15000 至 25000 之間。若得知在高旋轉數下各作用力對熱傳增益的影響，對於燃氣渦輪機的冷卻設計上將更有實質上的貢獻。因此本實驗將以旋轉數約 0~330 rpm 下，研究各種肋條型式對冷卻通道內熱傳增益的影響。

關鍵字：肋條、冷卻技術、紊流增強器、旋轉。

Heat Transfer in Triangular Cooling Channels with Staggered Rib on high rotation number

Student: Shi-Yu Lai

Advisor: Prof. Yao-Hsien Liu

Department of Mechanical Engineering
National Chiao Tung University

ABSTRACT



Due to the limitation of earth's resources, a better development for seeking efficient use of energy is needed. Gas turbine system for aircraft engines has the good reliability and the best power-to-weight ratio. Therefore, if we can advance the fuel efficiency, we may reduce the energy-supply distressed situation. From previous research, rib angle of attack of 45° has better heat transfer effects in various aspect-ratio channels with different rotation numbers. Therefore, this experiment will choose this rib angle. There are five rib arrangements: continuous ribs, discrete ribs, V-shaped ribs, and discrete-V shaped ribs. These rib configurations have the same rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h) of 0.085 and rib spacing to height ratio (P/e) of 9. Reynolds number is during 15,000~25,000. It is known that high-rotation number have influence on heat transfer, and it will be a great contribution in gas turbine's cooling techniques. Therefore, this experiment will study the influences of rib configuration on heat transfer in cooling passages and the rotating speed is set between 0~330 rpm.

keyword : rib, cooling technique, turbulence promoter, rotate

目錄

中文摘要	i
英文摘要	ii
目錄	iii
圖目錄	v
符號說明	vii
第一章 緒論	1
1.1 前言	1
1.2 文獻回顧	3
1.3 研究動機、目的	8
第二章 實驗原理	10
2.1 理論背景	10
2.2 不確定性描述與計算	12
第三章 實驗設備及操作方法	13
3.1 實驗儀器及說明	13
3.1.1 測試部通道	13
3.1.2 肋條配置	14
3.1.3 旋轉機台	14
3.2 實驗步驟	15

第四章 實驗結果與討論.....	17
4.1 描述溫度及熱傳量之情形.....	17
4.2 交錯不同肋條排列型式之情形.....	19
4.2.1 在非旋轉狀態下不同肋條交錯排列型式之情形.....	19
4.2.2 在旋轉狀態下不同肋條交錯排列型式之情形.....	21
4.3 局部紐森數對靜止狀態紐森數比值.....	27
第五章 結論以及未來工作.....	29
5.1 結論探討.....	29
5.2 未來工作與討論.....	31
參考文獻.....	33



圖目錄

圖 1-1	燃氣渦輪機噴射引擎圖.....	36
圖 1-2	加裝 45° 型式肋條的測試部圖.....	37
圖 1-3	加裝間斷式 45° 型式肋條的測試部圖.....	37
圖 1-4(a)	渦輪葉片冷卻通道圖.....	38
圖 1-4(b)	渦輪葉片冷卻通道圖.....	38
圖 1-5	空氣流經肋條引發二次流動示意圖.....	39
圖 1-6	空氣流經肋條以及旋轉造成二次流動示意圖.....	39
圖 3-1	實驗設備圖.....	40
圖 3-2	測試部配置示意圖.....	40
圖 3-3	測試部內部銅片排放示意圖.....	41
圖 3-4	通道尺寸示意圖.....	41
圖 3-5	流體流通方向示意圖.....	42
圖 3-6	直流電源供應器圖.....	42
圖 3-7	肋條擺放形式示意圖.....	43
圖 3-8	肋條放置比對圖.....	43
圖 4-1	Wall Temperature Re=15k.....	44
圖 4-2	Net heat flux distributions Re=15k.....	45
圖 4-3	Net heat flux distributions Re=25k.....	46

圖 4-4	Nusselt number ratio distributions at stationary Re=15k.....	47
圖 4-5	Nusselt number ratio distributions at stationary Re=25k.....	48
圖 4-6	Average Nusselt number ratio distributions at stationary Re=15k.....	49
圖 4-7	Average Nusselt number ratio distributions at stationary Re=25k.....	50
圖 4-8	Nusselt number ratio distributions at Rotating-130rpm Re=15k.....	51
圖 4-9	Nusselt number ratio distributions at Rotating-230rpm Re=15k.....	52
圖 4-10	Nusselt number ratio distributions at Rotating-130rpm Re=25k.....	53
圖 4-11	Nusselt number ratio distributions at Rotating-230rpm Re=25k.....	54
圖 4-12	Average Nusselt Number Ratio Distribution Re=15k.....	55
圖 4-13	Average Nusselt Number Ratio Distribution Re=25k.....	56
圖 4-14	Local Nu/Nus at X/Dh=3.34.....	57
圖 4-15	Local Nu/Nus at X/Dh=5.14.....	58
圖 4-16	Average Nusselt Number Ratio Distribution at X/D _h = 3.34.....	59
圖 4-17	Average Nusselt Number Ratio Distribution at X/D _h = 5.14.....	60

符號說明

A_p	表面積
D_h	水力直徑
e	肋條的高度
f	摩擦因子
f_0	在平滑圓管中，流體為完全展開紊流的摩擦因子。
h	熱傳係數
k	在空氣中，薄膜層傳導係數。
m	質量流率
Nu	紐森數
Nu_0	在平滑圓管中，流體為完全展開紊流的紐森數。
Pr	Prandtl 數
P	肋條與肋條之間的距離
q	熱傳通量
q_{loss}	熱傳損失
T_b	內冷卻通道整體溫度
T_f	薄膜層溫度
T_{in}	內冷卻通道進口溫度
T_w	壁面溫度

第一章 緒論

1.1 前言

由於世界各地資源日漸枯竭，各國油價不斷攀升，使得各研究團隊都致力於開發新能源或在現有的能源使用效率上達到突破性的發展。如何增加熱傳效果是很重要的研究課題。以渦輪機葉片為例，當提高渦輪機進口處溫度時，可以增加渦輪引擎單位重量推力，並降低單位推力燃料消耗率。因為有極高的渦輪進口溫度，使得現代化的燃氣渦輪葉片冷卻議題非常重要，如圖1-1所示。由於葉片能接受的金屬溫度比外面熱氣體的溫度低得多，葉片材料的溫度可利用內部冷卻通道和外部薄膜降溫而被降低。特別是前端邊緣區域的渦輪葉片暴露在非常高的熱氣流。為了增加內部熱傳，在這裡加裝肋條(rib)是非常常見的。這些肋條通常放置在一個不斷重複週期的擾亂紊流邊界層，進而發展良好的混合。

提高燃氣渦輪機的進口溫度，使其在膨脹過程能有最大的功率輸出是其主要提高效率的方法之一。然而受限使用材料的熔點溫度，以及長期在高溫環境下運作等條件，使得燃氣渦輪機的機件(如渦輪葉片)，須承受相當高的熱應力、高溫氧化等破壞因素，因此導致渦輪葉片產生嚴重的損壞。雖然渦輪葉片的材料及塗層技術不斷更新，但發展先進的冷卻技術使渦輪機葉片本身的溫度低於材料許可之最高承受的溫度是必要的，進而提高燃氣渦輪機的热效率為一重要的課題。目前常見的冷卻技術有:薄膜冷卻(film

cooling)、衝擊冷卻(impingement cooling)、內冷卻流道(internal cooling channel)等技術。對於這些應用有愈來愈多關於轉動流場方面之研究，因為在這些情況中轉動效應不論是在流場或是在熱傳現象裡都扮演著重要的角色，尤其是轉動效應在轉動機械的運作上。例如：它影響渦輪機葉片的邊界層結構。因此，我們對於這些在轉動裝置下的複雜流場非常感興趣。因為在轉動之下所產生科氏力(Coriolis force)及離心力(Centrifugal force)的效應，導致熱傳係數在轉動冷卻通道跟沒有轉動的通道之間的比較差異性非常的大。所以我們應該對轉動效應對內冷卻通道裡的熱傳做更深入的研究探討。

在工程應用上，為了增加物體熱傳的效率，常在物體表面加上肋條以增加熱傳，如圖 1-2、1-3 所示。肋條之應用主要是增加熱傳面積，產生二次流及作為紊流增強器，藉流場二次流之形成與紊流強度之增加使流體與壁面有更強烈的交互作用而增加熱傳效果，可使暴露於高溫流體之葉片材料加速冷卻至安全溫度以下，但相對於此，流場之摩擦損失及壓力損失也會增加；同樣的應用也常見於熱交換器、電子系統裝備及核子反應器核心表面的冷卻系統中。裝置肋條雖然可以增加熱傳量，但往往在肋條前後方會有熱傳較平滑通道更差的局部區域，這些區域在管壁本身之熱傳導不佳的情況下會導致所謂的熱點的存在，易造成局部高溫，對材料造成破壞。本文嘗試將通道內的肋條位置做不同的擺放，使其與壁面間形成一間隙，

因為肋條會導致通道截面積突縮，這樣的流場因具有分離的剪力層與紊流產生機構，及流體流經間隙時產生加速作用，推論可使紊流動能增加及熱傳效率提高。

1.2 文獻回顧

改善熱效率，使用先進的燃氣渦輪機在高溫下運作。入口溫度高產生的熱應力於葉片上，可能不利於該引擎葉片。為了達到耐熱的目標，改善冷卻技術，如薄膜冷卻和內部冷卻，適用於渦輪葉片上如圖 1-3 所示，壓縮的空氣循環流入葉片結構的內通道完成內部冷卻。橫截面的內部冷卻通道取決於他們的位置，在葉片冷卻通道附近前端部分可能是又高又窄，而通道靠近後緣部份通常寬而短。為了提高壁面熱傳的通道，他們通常在內部加裝肋條或其他方式。複雜的是冷卻劑流經這些內部冷卻通道，有多個影響參數。在非旋轉通道上肋條的配置都會影響熱傳強度。然而，在實際冷卻通道渦輪葉片轉動中，產生了複雜的旋轉科氏力和浮力，這也會改變冷卻劑流經的通道。

一個著名的強化熱傳表面方法是將粗糙的表面使用重複的肋條。肋條切斷了層流的邊界層且產生紊流在局部的壁面上，因為肋條的影響，流體之間的分離和附著，大大提高了熱傳。發展中的和完全展開的紊流，裝置肋條，觀察熱傳和摩擦力在兩個對向面牆通道中有被廣泛的研究 (Burggraf [1] Han [2]; Han 和 Park.[3]; Han [4]; Han 等人.[5])。該結果表示，有角度的

肋條會比縱橫向的肋條給予更高的熱傳遞率，且縮小寬高比的管道比原寬高比的管道要來的好。然而有角度的肋條會比縱橫向的肋條提供更好的熱傳性能，是因為二次流引起的肋條角度，除了切斷層流邊界層且產生局部壁面紊流，如圖 1-4(b)所示。而且肋條的影響在寬的長寬比管道上較小，是因為肋條在兩個對向的壁面太接近對方，這阻礙將引起肋條角度的二次流。肋條角度方向上影響的地方，在方形通道中兩個相反排列肋條的平均熱傳區域和壓降，最近研究由 Han 等人 [6]; Han 和 Zhang [7] 得知。結果表明，“破”V 形的肋條優於 V 形的肋條，更優於有角度的肋條。肋條的高度，肋條和肋條間距影響了紊流熱傳和壓降在矩形渠道的報告。由 Zhang 等人 [8]; Taslim 和 Spring [9]; Roeller 等人 [10]; Liou 等人 [11] 得知。肋條形狀影響該紊流熱傳和壓降在矩形管中亦被報告，由 Taslim 和 Spring [12] 得知。

之前研究在矩形通道中的兩面($AR = 2:1$)裝置間斷的肋條，實驗結果由 Fu 等人 [13] 得知，雷諾數設在 5000 到 40000 之間，轉速最高到 550rpm 時， 45° V 型和 45° 間斷 V 型肋條的熱傳效果會比 45° 和 45° 間斷肋條要來得佳。在低雷諾數下，非旋轉狀態的間斷 V 型肋條熱傳效果會比 V 型肋條更好；而在高雷諾數下；非旋轉狀態的 V 型肋條熱傳效果會比間斷的 V 型肋條更好。且在旋轉狀態時，方位角為 90° ，間斷類型的肋條和非間斷類型的肋條，熱傳效果都會提升，尤其是間斷 V 型的肋條熱傳效果上升幅度最

多。

由 Metzger 和 Vedula [14] 之前研究得知，三角形通道中，在前緣和後緣兩面裝置有角度的肋條，結果顯示在 $P/e = 7.5$ 時， 60° 肋條會比 30° 肋條產生更好的熱傳效果。可以得知是因為有角度的肋條當空氣流經時會引發二次流動，所以不管任何角度的熱傳效果都會比垂直 90° 肋條要來的好。

從 Han 等人 [15] 研究顯示，在矩形通道中交錯不同排列的肋條型式，雷諾數取 15000 到 90000 之間，對於 90° 、 60° 、 45° 交錯型式肋條和 60° 、 45° 倒 V 型肋條，當增加軸的距離時，紐塞數的比值會減少。在這篇文章中，由實驗結果得知在 60° (45°) V 型肋條會有最佳的熱傳效果，而 60° (45°) 倒 V 型肋條會產生最大的壓力降； 60° (45°) 交錯型式之肋條則會有最低的熱傳效果和最小的壓力降。

由 Moon 等人 [16] 得知，由旋轉狀態在等三角形通道中放置不同類型的肋條觀察熱傳結果。在旋轉數從 0 到 0.1 時，內部通道裝置 90° 肋條在前緣面會比中間面的熱傳效果多增加百分之十五於靜止時；當旋轉狀態下，因科氏力的影響，會使後緣面會有最大的熱傳效果，而前緣面會有最小值。在內部通道裝置 45° 肋條時，因為靠近中間區域有強烈的二次流動，會使那區域的熱傳效果增加，由旋轉科氏力造成的二次流動會比裝置有角度的肋條所引發的二次流動影響來的小。當肋條角度為 135° 時，所引發的二次流動跟角度為 45° 的肋條情況非常相似，但因角度方向不同，因此在前緣面上

方的熱傳效果會比中間面來的好。

另一方面，較大規模的內部冷卻通道可提供更多自由設計的形狀，增強冷卻和強化熱傳的功能，如加裝肋條的葉片。而肋條幾何形狀能夠適宜的在實際冷卻通道，通常不是正方形或長方形。典型的例子是冷卻水道附近的前端和後緣的葉片或是通道的空氣動力學優化後期階段的葉片(Hall 等人 [17])，所有這些內部冷卻管道可能近似三角形渠道。與其有關的局部熱傳可以大大受到影響。肋條高度逐漸降低，可下降通道高度。Hall 等人 [17] 所用的標準，即肋條的高度 ϵ 除以通道高度 H 為常數。應用這一標準，局部摩擦通過頂端中心區和底端凹面區之間的通道可以達平衡。這促進了二次流之間的空氣交換的頂端區和底端凹面區，從而導致更高的傳熱係數，在那裡的邊緣熱氣是最高的。此外，採用強化熱傳局部的冷卻要求，肋條間距可能有所不同。局部熱傳分佈可制定沿圓周通道，實現小的溫差和熱應力在葉片上。Amro 等人 [18] 提出了一些初步成果在肋條實驗與數值模擬研究的表現。特別是探討前端改變和肋條完美的形狀。

所有上述研究的重點是其性能在各種不同配置的肋條於非旋轉通道上，許多研究被執行的效果，以便調查旋轉下的冷卻通道。Johnson 等人 [19] 研究熱傳實驗在加裝肋條的多通道下旋轉渠道角度。隨著多通道，第一階段冷卻液流動的徑向向外，轉身 180 度，然後在第二階段流徑向向內，之後進行額外的測試，確定會影響通道方向上的熱傳增強。從這些研究中得

出的結論是熱量轉移在有裝置肋條的前翼端和後翼緣的通道在一個非旋轉通道和旋轉通道中有所不同。

Parsons 等人 [20] 還研究了在旋轉下正方形通道中裝置 60 度和 90 度的肋條壁面，因為平均熱傳係數區域性而影響渠道的方向和牆壁加熱條件。這項研究表明，保持在恆定的壁溫會使渠道的熱傳係數更大。他們發現面向在 45 度以上的旋轉通道會比面向垂直方向旋轉的通道上來的更加顯著。

Dutta 和 Han [21] 進行了實驗，研究區域平均熱傳係數在兩種不同通道上，旋轉光滑及帶有助條通道於三通道方向上。他們發現相對於平面旋轉，非正交排列的熱傳表面減少了旋轉的效果。他們還得出結論認為，交錯半 V 形的肋條比 90 度的肋條和 60 度的肋條有較好的熱傳性能。

Park 等人 [22] 進行了實驗，研究旋轉下分佈在通道中兩面帶有助條的方形通道對局部熱傳量和質量的影響。他們還發現，總體熱傳量和質量的轉換在旋轉通道中帶有助條的表面比在一個旋轉光滑的表面，更加沒有受到因旋轉下產生的科氏力所影響。

Taslim 等人 [23] 使用液晶技術調查熱傳面積分佈在旋轉下方形肋條的渠道。他們發現，旋轉的影響比有裝置肋條通道較於明顯，在一個比較大的通道寬高比和較低的肋條阻礙率更為顯著。

1.3 研究動機及目的

經由前人在熱傳和流場的實驗得知，在渦輪機葉片冷卻通道中加裝肋條會增加熱傳效果，但是在旋轉下因為科氏力及離心力的效應會導致不同的熱傳效果，因此我們在內冷卻通道中改變肋條排列形式，來增加熱傳效果，並且將五種不同的肋條排列方式，作熱傳效果的比較，找出最佳的肋條排列方式。依據先前文獻回顧，與主流場方向形成 $\alpha=45$ 度攻角的肋條，在不同的通道截面寬高比與旋轉數下皆有較佳的熱傳效果。本文研究其四種不同的肋條排列方式分別為45度排列式、45度間斷式、45度V型、以及45度V型斷裂式，而旋轉速度我們取0rpm~330rpm之間。本次實驗選定的紊流增強器幾何參數為攻角45度排列的肋條， $e/D_h=0.085$ 、 $P/e=9$ 、雷諾數取10000~30000之間，加壓至錶壓為四大氣壓。

由統御方程式得知，提高旋轉速度後，通道內離心力增加，使的離心浮力參數中旋轉二次方的效應更為明顯，熱傳比值以及浮力參數更有關聯性。因此若能知道在高速旋轉下各作用力對熱傳效果的影響，對於燃氣渦輪機的複合式冷卻設計上，將更能實質的貢獻。

經由上文可將實驗目的歸納為下列幾項：

1. 以45度攻角的肋條在三角形通道中，研究不同的排列形式對熱傳效果的影響。測試部通道內使得前緣(Leading)區域以及後緣(Trailing)區域的熱傳分布情形在靜止與旋轉狀態下亦有所不同，且本文 $X/D_h=0.085$ 時，

也可與先前文獻各種 X/D_h 數值去做比較與探討。

2. 在加壓過程中，量測不同雷諾數以及旋轉數下，熱傳增益情形。因為旋轉產生科氏力，會使得前緣區域與後緣區域熱傳效果有所不同，為了更加詳細觀察此結果，所以我們在各別區域裝置三排熱電偶測溫線，分別為 L1、L2、L3、以及 T1、T2、T3，方便了解在三角形通道內熱傳分布情形。
3. 在高旋轉數下，實驗中的四種肋條排列型式，觀察前緣與後緣區域在不同轉數下三角形通道內部熱傳分布情形。當轉數提升時，整體紐塞數比值將會升高，但前緣區域與後緣區域上升幅度會有所不同，可從實驗中得知，與先前文獻可作進一步的對照。



第二章 理論

2.1 理論背景

由 Nu 的定義及物理意義分別為：

$$Nu = h D_h / k_f = \text{流體的傳導熱阻} / \text{流體的對流熱阻} \quad (2.1.1)$$

當流體的紐塞數越大時，表示此流體對流效果越佳；反之，紐塞數越小時，則流體的對流效果越差，使傳遞能量的方法主要是靠傳導。紐塞數為定量比較流體的傳導及對流能力比值之無因次參數。

在 Dittus-Boelter[24]或是 McAdams[25]的文獻中提到，在平滑靜止的圓管中，當流體為完全展開紊流時，紐塞數可由下列公式得知：

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2.1.2)$$

在大氣壓力下，空氣在接近室溫 25°C 時， $Pr = 0.71$

利用電源供應器輸出的熱傳量 ($Q_{in} = I^2 R$)，扣除損失的熱傳量，再利用銅片表面溫度與局部的平均空氣溫度差值，方可得到局部的平均熱傳係數。

在最初實驗時，要先做熱損失的校正，使用下列公式可算出 h：

$$h = (Q_{in} - Q_{loss}) / A(T_{w,x} - T_{b,x}) \quad (2.1.3)$$

利用雷諾數，可求出 V(速度)，雷諾數選定範圍在 10000~30000 之間。

$$V = Re \cdot \nu / D \quad (2.1.4)$$

求出速度後就可得知流量

通道中的進口與出口溫度可利用熱電偶測溫線量測，局部整體平均溫度可利用線性的特性計算得知：

$$T_{b,i} = T_{in} + \Sigma(Q_i - Q_{loss,i})/m \cdot C_p \quad (2.1.5)$$

亦可使用能量平衡方程式(energy balance)進行比較

利用線性關係，可輕易得到各點的 T_b 值：

$$T_b = T_{in} + [X(T_{out} - T_{in})]/L \quad (2.1.6)$$

其中 X 是指銅片後方熱電偶測溫線黏貼位置到開始加熱區的距離、 L 是指加熱區的總距離。

紐塞數可由熱傳係數推算，此實驗 D_h 值為 29.44 mm：

$$Nu = h \cdot D_h/k \quad (2.1.7)$$

旋轉數是由科氏力與慣性力定義得知：

$$Ro = \Omega D_h/V \quad (2.1.8)$$

在實際的操作引擎，會有較高的旋轉速度和較大的溫度變化量。所以主要影響浮力參數的是旋轉時產生的離心力和溫差：

$$Bo_x = (\Delta \rho / \rho)_x (Ro)^2 R_x / D_h = [(T_{w,x} - T_{b,x}) / T_{f,x}] (Ro)^2 R_x / D_h \quad (2.1.9)$$

2.2 不確定性描述與計算

在進行實驗時，當中會有些許的誤差影響最後的實驗結果，所以對於不確定性分析是必然的，可以利用 [26]得知，在空氣流經冷卻通道中，定義熱傳量 q 公式為：

$$q = mc (T_o - T_i) \quad (2.2.1)$$

下標 q 為不確定性

$$U_q = (P_q^2 + B_q^2)^{1/2} \quad (2.2.2)$$

從 Kline 和 McClintock(1995)得知：

$$(P_q/q)^2 = (P_m/m)^2 + (P_c/c)^2 + (P_{T_o}/\Delta T)^2 + (P_{T_i}/\Delta T)^2 \quad (2.2.3)$$

$$(B_q/q)^2 = (B_m/m)^2 + (B_c/c)^2 + (B_{T_o}/\Delta T)^2 + (B_{T_i}/\Delta T)^2 - 2(B_{T_o}/\Delta T)(B_{T_i}/\Delta T) \quad (2.2.4)$$

而熱電偶測溫線溫度差值約為 0.5°C ， C_p 值為 0.005，至於 ΔT 因各排區域溫差不同所以須各別計算。所以最後 U_q/q 可從下列公式得知：

$$U_q/q = [(B_q/q)^2 + (P_q/q)^2]^{1/2} \quad (2.2.5)$$

本次實驗主要目的在於計算出各位置之平均對流熱傳係數，而平均對流熱傳係數主要受到銅片加熱所提供熱傳量與壁面和通道內冷卻空氣之溫度差值所影響。在較低雷諾數($Re=15000$)時，其紐賽數比值(Nu/Nu_o)之最大誤差為12%，而在較高雷諾數時($Re=25000$)，其紐賽數比值(Nu/Nu_o)之最大誤差則為11%。

第三章 實驗設備及操作方法

本實驗將探討應用在三角形通道內的冷卻技術，此實驗是利用不同排列肋條之形式去進行比較。與較傳統的熱傳強化技術相比，主要目的在於達到較高的熱傳效果。實驗設備之架構如圖 3-1 所示。

3.1 實驗儀器及說明

本實驗研究設備主要包括空壓機、空桶、管路配線、流量計、測試部、旋轉機台、電腦、熱電偶線量測模組、直流電源供應器，如圖3-1所示。測試部內部材料為電木，有良好的絕熱效果，內含銅片、加熱線圈、熱電偶測溫線及肋條。將本實驗研究設備簡單繪製成實驗流程示意圖如圖3-2所示。利用上述實驗設備可觀察在不同的肋條排列形式下，對內冷卻通道中熱傳和壓力降的影響。而此影響可以藉由Labview Express 3.0軟體紀錄我們需要使用的溫度數值於電腦裡。

3.1.1 測試部通道

最初我們將測試部內部三塊電木(Leading、Trailing、Center)安裝銅片及熱電偶線(如圖 3-3 所示)，每一塊電木切割出三條凹槽，每一條凹槽放置七片銅片，總共使用了六十三片銅片(如圖 1-3 所示)。每片銅片(25mm*25mm)厚度 4mm，銅片及電木後方挖製小孔，使用 Ω 膠黏貼熱電偶線，在銅片後方切割凹槽，用來纏繞 5 圈的加熱線圈。在銅片與銅片之間塗上矽利康，銅片後方空隙可塞滿散熱膏，空氣經由進口通過沒有加熱的區域(141mm)(如

圖 3-4 所示)，之後再通過擺放銅片與加熱線圈的加熱區域，流通至下方出口處，形成一個循環(如圖 3-5 所示)。最後在銅片上方置放肋條，將其組裝完成。調整直流電源供應器對應加熱線圈的電阻值(如圖 3-6 所示)，本實驗使用的流體為空氣。

3.1.2 肋條配置

此實驗將作六種不同的肋條排列形式，如圖 3-7 所示。三塊電木組裝出來的正三角形通道內部邊長為 51cm，肋條寬度 $e=2.5\text{mm}$ (如圖 3-4 所示)。取 $P/e=9$ 時，雷諾數範圍在 10000~30000 之間，擷取每塊電木第一點、第四點、第六點的熱電偶線溫度來觀察，在不同的肋條排列形式下，對熱傳與壓力降造成的影響。

空氣壓縮機開啟後，空氣流入通道中，利用電源供應器改變電壓值，可藉由 Labview Express 3.0 軟體觀察溫度上升情形。當溫度達到穩態時，我們就可以轉成 Excel 檔來做最後的演算，並得到實驗數據結果。

3.1.3 旋轉機台

我們利用 Solid Work 繪圖軟體將所需要的機台零件出工程圖交給工廠製作，由圖 3-8 所示，空氣由進口閥進入後，會先經由流量計，量測到的數值會顯示在儀錶上，而空氣由旋轉機台中間軸承輸送到測試部區域，在測試部另一方我們裝置等同測試部重量的砝碼，使其平衡，在旋轉時不會因為重量不均而導致傾斜變形。機台旋轉是利用馬達啟動，使用皮帶輸送

將其轉動，在轉動過程中，因有離心力的影響，為了安全考量，須加裝護欄以保護人身安全。操作轉速可利用直流電源馬達來改變轉速，當提高轉速時需要緩慢提升，隨時注意機台運轉狀況。之後空氣再經由上方的黑管往外排出，在排出口的地方有裝置一個閥門，可以搭配進口閥調整測試區域內部的壓力大小，而黑管另一方則是安排線路接線區域，避免在旋轉時，造成線路拉扯以及斷裂。

3.2 實驗步驟

實驗開始前先將每塊電木用酒精擦拭乾淨以除去上面的銅屑及灰塵，將肋條放置正確位置上後，把 O 型環放置電木接合處，防止氣體外洩，必要時也可以使用矽利康封住接合處。組裝完成之後，避免熱電偶線容易壓斷，在外圍纏繞保鮮膜、棉花及紙膠帶。此舉動亦能減少熱損失。

內部組裝完成後，將外面的桶子接合鎖上，接合處放置 O 型環。開啟空壓機，利用進口閥與出口閥來調整流量計讀數以及錶壓，檢查每個連接的管路是否有氣體外漏，調整到我們預設的初始值方可開始進行實驗，接著打開電源供應器，調整電壓讀數，使溫度慢慢升高達到我們需要的數值。

當溫度達到穩態時，接下來就可以擷取數據，利用電腦裡的 Labview 軟體，我們可以觀察溫度上升的變化量，隨著電壓的增減，溫度上升的幅度亦有所不同，得到的數據轉成 Excel 檔，做後續的處理動作。同時紀錄流量、錶壓及電源供應器輸出的電壓和電流。

接著測轉速時，我們須先開啟變頻供應器，緩慢調整轉速，使其慢慢提高至所需轉數。本實驗預計測量六種不同的旋轉速度，分別為 0rpm、130rpm、180rpm、230rpm、280rpm、330rpm。當轉速提升時，需隨時注意流量有無改變，且需要改變些許電壓以達到實驗需要的溫度。

待實驗結束後，關閉電源供應器及流量計。因為測試內部溫度稍高，必須讓其溫度逐漸降溫，當溫度降到接近室溫時，方可關掉空壓機。出口處需將閥門全開，將剩餘空氣完全排出，以便進行下次實驗。

後續將得到的數據，紀錄在 Excel 檔裡，利用 Excel 程式加以分析及處理實驗結果，並得到所需的各項相關資料。



第四章 實驗結果與討論

本實驗主要目的在不同的肋條擺放形式下，當受到加壓時、不同的雷諾數下，內部通道的熱傳效果及壓降會有不同的情形。可以根據實驗規劃之情況，隨著不同的雷諾數與不同的肋條擺放形式下，作有系統的分類，找出與之前實驗符合的特性。此實驗的條件是在錶壓為四大氣壓下，雷諾數取 15000 以及 25000， P/e 為 9 的情況下，觀察四種不同交錯排列形式之肋條，以及六種不同轉速下之情形。

4.1 溫度及熱傳流量描述

由圖 4-1 所示，可了解在靜止狀態下，雷諾數為 15000 時的溫度情形。為了方便觀察，我們在每個不同交錯排列肋條形式上，在第四點($X/D_h=3.34$)都取溫度接近 70°C 。溫度描述在 X/D_h 為 3.34 時，溫度為 70°C ，空氣從通道進入後，溫度曲線慢慢上升，到通道後段接近迴轉區域，溫度會小幅下降，可看出溫度曲線分布在四個案件內都很相似。在 45° 肋條的通道中，可看出在迴轉區域影響的效應是最大的，下降的溫度較多；而間斷型式的肋條，溫度對稱性較佳。

至於熱傳量則是利用直流電源供應器提供熱源($q=VI$)，但在實際的情況下一定會有熱損產生，所以必須先了解熱損失的數值會有多少。在內部通道沒有空氣流通的情形下，持續加熱至我們所需之溫度，進行熱損失的量測，利用量測到的數值作計算。將直流電源供應器提供的熱源，扣除量測

到的熱損失數值，就是我們實際所需的熱傳量了。從圖 4-2 可了解在靜止狀態下，雷諾數為 15000 時，看出為了達到我們所需要的溫度，需要的熱傳量會隨不同交錯排列型式之肋條而有所不同。45° 肋條型式之通道，c 後緣面的熱傳量比前緣面的熱傳量還要高，尤其是 T1 的熱傳量是最高的，數值大約是 2500 左右，最低的熱傳量是 L2；而 45° 間斷型式之肋條通道，可看出 L1 的熱傳量是最高的，而 L3 與 T3 相對是最低的；至於 V 型肋條與間斷 V 型肋條由圖可看出與之前文獻有些許不同，先前文獻是在矩形通道內，在對應的兩牆面排列 V 型肋條，提到 T1 與 T3 應該相似且大於 T2，前緣面相似於後緣面。但此實驗結果表示 T3 大於 T2，而 T2 又大於 T1，而前緣面跟後緣面結果一樣，會有這樣的結果應該是因為 T1、L1 的區域是在三角形通道上方有角的區塊，導致那區域狹小，空氣流經交錯肋條引發的二次流動較不明顯，所以熱傳效果較差，而且雷諾數較低時，內部流場的不確定性較多。而由圖 4-3 所示，在同樣靜止狀態下，但雷諾數為 25000 時，可看出 45 肋條通道內，後緣面的熱傳量也是比前緣面的熱傳量來的多，且對稱性較為明顯。至於 V 型與間斷 V 型肋條的通道，可看出在雷諾數較高時，不確定性會較低，結果與之前文獻比較較為相近，可得知 T3 大於 T1，而 T1 大於 T2，至於前緣面也與後緣相似，T1、L1 會小於 T3、L3 也是因為通道的幾何形狀而影響熱傳效果，因為二次流動比較不顯著，所以熱傳效果較弱。

4.2 交錯不同肋條排列型式之研究情形

4.2.1 在非旋轉狀態下交錯不同肋條排列型式之情形

從圖 4-4 得知在靜止狀態雷諾數為 15000 時，45° 肋條排列的通道中，L1、T1 紐塞數比值最高！而後緣面的紐塞數比值都比前緣面的紐塞數比值要來的高些，紐塞數比值大約介在 1.5~2.6 之間，從圖可看出分布曲線由進口到出口先緩慢下降(從 $X/D_h = 2.5$ 到 $X/D_h = 4.3$)到中後段區域慢慢上升(從 $X/D_h = 4.3$ 到 $X/D_h = 5.8$)，因為後段區域的迴轉效應使得紐塞數比值提升。而 45° 間斷肋條的通道，對稱性看起來比 45° 肋條通道還要好，紐塞數比值大約介在 1.5~2.2 之間，整體熱傳效果沒有比 45° 肋條通道佳。至於裝置 V 型與間斷 V 型之肋條通道，則是 L3 的紐塞數比值最高，整體平均值大約在 2.5 左右，而整體紐塞數比值分布情況則是第三排區域大於第二排區域，而第二排區域又大於第一排區域，這結果顯示出第一排區域之肋條所引發的二次流動較不明顯，造成熱傳效果不佳，原因應該是因為上方角度區域狹窄所造成的影響，且不確定性較大。至於中間第二排區域會小於第三排區域是因為流體先撞擊第三排區域之肋條，所以造成那部分有強烈的二次流動產生，中間區域較微弱。

而從圖 4-5 可看出在靜止狀態雷諾數為 25000 時，當雷諾數提升，會使不確定性減少。先從 45° 肋條通道觀察，可觀察出 T1 以及 L1 的紐塞數比值最高且快接近 3，而其餘區域的紐塞數比值都大約落在 1.5~2.0 之間，可

了解在第一排區域內的熱傳效果最佳。而 45° 間斷式肋條通道，前緣面的紐塞數比值都比後緣面的紐塞數比值低，但數值非常接近，紐塞數比值大都坐落在 1.5 上下，對稱性與雷諾數為 15000 的狀況相似。最後是 V 型與間斷 V 型肋條之通道，可由圖了解後緣面與前緣面之對稱性非常良好，第三排區域紐塞數比值大於第一排區域紐塞數比值，而第一排區域紐塞數比值大於第二排紐塞數比值，與之前雷諾數為 15000 時有些許的不同，但與之前文獻可看出些許的相似，原因在於雖然三角形通道上方區域較為狹窄，但不確定性隨雷諾數升高而降低，雖然會造成第一排區域的熱傳效果較差，但影響較為不大，因此空氣流經肋條還是會先撞擊到第一排與第三排區域，相較中間區域會產生更強烈的二次流動，使其熱傳效果較佳。

可看出在雷諾數提升時，紐塞數比值會整體下降，熱傳效果也較差。由圖 4-6 可以了解在不同肋條交錯排列型式下雷諾數為 15000 時，各排區域的熱傳情形，從 45° 肋條通道中了解，第一排區域的熱傳效果最好，空氣進入先撞擊最上方的區域，產生強烈的二次流動，紐塞數比值平均為 2.5，而第二、三排區域紐塞數比值為 1.7 左右。而 45° 間斷排列型式，最上方第一排區域大於第二排中間區域，第二排區域大於第三排區域，紐塞數比值平均都在 1.5~2.0 之間。至於 V 型與間斷式 V 型肋條之通道，都是第三排區域的紐塞數比值最高，V 型紐塞數比值為 3~3.5 之間，而間斷式 V 型紐塞數比值為 3.5~4.5 左右，可由此看出間斷式 V 型的熱傳效果比 V 型的熱

傳效果要來的好，但是因為雷諾數較低的情況下，三角形通道上方區域二次流動較不明顯，所以熱傳效果較差。

而由圖 4-7 可觀察在雷諾數為 25000 時，三角形通道內各排區域內的熱傳情形，當 45° 肋條排列的通道，可看出空氣進入先衝擊最上方第一排區域的肋條，所以同樣是上方的熱傳效果最佳，紐塞數比值平均為 2.7，至於熱傳效果最差的部分則是通道最下方的區域，此區域內的二次流動最弱，紐塞數比值平均為 1.6 左右。而 45° 間斷排列型式肋條，可看出各區域的熱傳效果非常平均，紐塞數比值坐落在 1.5 左右，所以熱傳效果與 45° 肋條排列相比較差。最後是 V 型與間斷 V 型肋條排列之通道，可由此了解這兩種型式的曲線分布非常相近，都是三角形通道下方第三排區域的熱傳效果較佳，而下方區域的熱傳效果大於最上方第一排區域，第一排區域的熱傳效果又大於中間第二排區域。V 型排列的紐塞數比值最高在 3，而紐塞數最低在中間區域的部分為 1.5，至於間斷 V 型排列的紐塞數比值最高則接近 3.5，最低的紐塞數比值為 1.7 左右，可由這邊看出間斷 V 型排列的熱傳效果會比 V 型排列的熱傳效果更佳。

4.2.2 在旋轉狀態下交錯不同肋條排列型式之情形

從圖 4-8 得知在旋轉狀態 130rpm 雷諾數為 15000 時， 45° 肋條排列的通道中，T3 紐塞數比值最高平均為 5.5 左右，而後緣面的紐塞數比值都比前緣面的紐塞數比值要來的高些，後緣面紐塞數比值大約介在 3~6 之間，

T3 大於 T2 又大於 T1，前緣面紐塞數比值介在 1~3 之間，L1 大於 L3 又大於 L2(L2 與 L3 比值非常相近)，可由此看出因旋轉造成的科氏力效應會對熱傳產生些許的影響，使得後緣區域的熱傳效果會比前緣區域的熱傳效果大幅度的增加。而 45° 間斷肋條的通道，也是後緣面的熱傳效果比前緣面的熱傳效果好，後緣面的紐塞數比值大約介在 3~5.5 之間，熱傳效果最佳的區域在三角形通道下方區域附近，而前緣面的紐塞數比值非常平均，介在 1.0~2.0 之間，因旋轉效應使整體的對稱性更為顯著，整體熱傳效果分布曲線與裝置 45° 肋條排列通道非常相似。至於裝置 V 型肋條通道，則是 T3 的紐塞數比值最高，紐塞數比值大約在 6.5~7.5 左右，而整體紐塞數比值分布情況則是後緣區域大於前緣區域，而 T3 的熱傳效果大於 T2 的熱傳效果又大於 T1 的熱傳效果，結果顯示出第一排區域肋條所引發的二次流動較不明顯，加上旋轉效應，造成熱傳效果不佳。至於中間第二排區域會小於第三排區域是因為流體先撞擊第三排區域之肋條，所以造成那部分有強烈的二次流動產生，中間區域較微弱，且加上旋轉效應會使三角形下方區域內的二次流動更加強烈，所以會比上方區域的熱傳效果更好。裝置間斷 V 型肋條的通道，結果與 V 型肋條通道非常相似，後緣面的熱傳效果同樣最佳，T3 的熱傳效果最好，紐塞數比值為 7.0~9.0 之間。由此圖可了解旋轉效應會使各區域之熱傳效果更加明顯。

而從圖 4-9 可看出在旋轉狀態 230rpm 雷諾數為 15000 時，當旋轉數提

升至 230rpm 時，會使不確定性減少。先從 45° 肋條通道觀察，可觀察出 T3 的紐塞數比值最高，紐塞數比值約在 6.5~8 之間，而 T3 熱傳效果大於 T2 的熱傳效果又大於 T1 的熱傳效果，後緣區域的熱傳效果最佳，至於前緣區域的熱傳效果，則是 L1 大於 L3 又大於 L2，可了解熱傳效果因旋轉效應造成在三角形下方區域最佳。而 45° 間斷式肋條通道，前緣面的紐塞數比值都比後緣面的紐塞數比值低，後緣區域的 T2、T3 紐塞數比值大都坐落在 5.5~6.5 之間，對稱性與雷諾數為 15000 的狀況相似，而前緣區域的 L1、L2 的熱傳分布曲線都是由紐塞數比值為 2 時，隨著 X/D_h 增加而紐塞數比值緩慢增加到 3。最後是 V 型與間斷 V 型肋條之通道，可由圖了解後緣面都比前緣面的熱傳效果更好，T3 紐塞數比值大於 T2 紐塞數比值又大於 T1 紐塞數比值，與之前雷諾數為 15000 時在靜止狀態上有些許的不同，原因在於旋轉轉速提升，會使三角形區域下方因旋轉造成的二次流動更為強烈，所以造成下方區域熱傳效果更好，因此空氣流經肋條雖然會先撞擊到第一排與第三排區域，相較中間區域會產生更強烈的二次流動，使其熱傳效果較佳，但加上旋轉效應使其中間區域熱傳效果比上方熱傳效果來得更好。

由圖 4-10 可以了解在不同肋條交錯排列型式下雷諾數為 25000，當轉速為 130rpm 時，Trailing 面的熱傳效果會比 Leading 面的熱傳效果更好，後緣面紐塞數比值大約介在 2.5~3.5 之間，而 T3 的紐塞數比值是最高的；前緣面的 L2、L3 紐塞數比值平均為 1，而 L1 又大於 L3、L2，可由此看出旋

轉造成的科氏力效應會對熱傳效果產生些許的影響，使得後緣區域的熱傳效果會比前緣區域的熱傳效果更好。而 45° 間斷肋條的通道，也是後緣面的熱傳效果比前緣面的熱傳效果好，而 T2 的紐塞數比值最高，後緣面的紐塞數比值大約介在 2.5~4.0 之間，由此得知熱傳效果最佳的區域在三角形通道下方區域附近，而前緣面的紐塞數比值非常平均，介在 1.0~2.0 之間，因旋轉效應使整體的對稱性更為顯著。至於裝置 V 型肋條通道，結果是 T3 的紐塞數比值最高，紐塞數比值大約在 4.5~5.5 左右，而整體紐塞數比值分布情況則是後緣區域大於前緣區域，而 T3 的熱傳效果大於 T1 的熱傳效果又大於 T3 的熱傳效果，結果顯示出中間區域肋條所引發的二次流動較不明顯，造成熱傳效果不佳，因為空氣流經肋條會先衝擊上方第一排區域，所以上方區域的熱傳效果會比中間區域佳。至於上方第一排區域會小於第三排區域是因為旋轉效應的緣故，使得下方第三排區域的二次流動較為強烈，所以造成下方熱傳效果提升，中間區域較微弱，所以會比上方區域的熱傳效果更好。裝置間斷 V 型肋條的通道，結果與 V 型肋條通道非常相似，後緣面的熱傳效果同樣最佳，T3 的熱傳效果最好，紐塞數比值平均為 5 左右。由此圖亦可了解旋轉效應會使各區域之熱傳效果更加明顯。

與之前轉速 130rpm，雷諾數為 15000 相比之下，可看出整體的紐塞數比值都略為降低。而從圖 4-11 可看出在旋轉狀態雷諾數為 25000 時，當旋轉數提升至 230rpm 時，會使不確定性減少。先從 45° 肋條通道觀察，可觀

察出 T3 的紐塞數比值最高，紐塞數比值約在 4.0~5.0 之間，而 T3 熱傳效果大於 T2 的熱傳效果又大於 T1 的熱傳效果，後緣區域的熱傳效果最佳，至於前緣區域的熱傳效果，則是 L1 大於 L3 又大於 L2，可了解熱傳效果因旋轉效應造成在三角形下方區域最佳。而 45° 間斷式肋條通道，前緣面的紐塞數比值都比後緣面的紐塞數比值低，後緣區域的 T2、T3 紐塞數比值大都坐落在 3.5~4.5 之間，對稱性與雷諾數為 15000 的狀況相似，而前緣區域的 L1、L2、L3 的熱傳分布曲線都是由紐塞數比值為 1.2 時，隨著 X/D_h 增加而紐塞數比值緩慢增加接近至 1.8。最後是 V 型與間斷 V 型肋條之通道，可由圖了解後緣面都比前緣面的熱傳效果更好，T3 紐塞數比值大於 T2 紐塞數比值，而 T2 與 T1 紐塞數比值相近，與之前雷諾數為 15000 時在靜止狀態上有些許的不同，原因在於旋轉轉速提升，會使三角形區域下方因旋轉造成的二次流動更為強烈，所以造成下方區域熱傳效果更好，因此空氣流經肋條雖然會先撞擊到第一排與第三排區域，相較中間區域會產生更強烈的二次流動，使其熱傳效果較佳，因此 T2 的熱傳效果會與 T1 熱傳效果相近，而前緣區域的 L2、L3 的紐塞數比值介在 1.0~2.0 之間。

由圖 4-12 可看出在雷諾數為 15000 時旋轉與靜止時的比對圖，轉速隨機選用 130rpm 去做比對。在 45° 肋條排列型式中，靜止狀態下的前緣面與後緣面的紐塞數比值約在 1.8~2.3 之間，紐塞數比值非常對稱，至於轉速 130rpm 下，後緣面的紐塞數比值最高平均接近 4 左右，而前緣面的紐塞數

比值最低平均接近 1.5，是因為旋轉效應造成此現象，由前面圖 1-6 就可看出前緣面因肋條產生的二次流動會與旋轉造成的二次流動相互抵銷，造成整體二次流動減弱，而後緣面二次流動方向一致，所以會使整體二次流動增強，熱傳效果也會較佳。而間斷式 45° 肋條排列，分布曲線圖與 45° 肋條排列相似，靜止狀態的前緣區域與後緣區域對稱性非常好，一樣是旋轉時後緣區域的熱傳效果最好，紐塞數比值接近 4.5。至於 V 型與間斷式 V 型肋條排列型式，整體紐塞數比值都高於 45° 肋條與間斷式 45° 肋條排列型式，同樣是旋轉 130rpm 時，後緣面的熱傳效果是最佳的，紐塞數比值平均接近 5，至於前緣面的熱傳效果最差，紐塞數比值平均為 1.7 左右。

而從圖 4-13 可觀察雷諾數增加至 25000 時，靜止狀態與旋轉速度為 130rpm 之比較圖，可觀察出雷諾數提高時，不同交錯肋條排列型式整體的紐塞數比值都會降低。由 45° 肋條排列之通道，可看出同樣是旋轉狀態下後緣面的熱傳效果最佳，但紐塞數比值減少至 3 左右，而前緣面的熱傳效果最差，紐塞數比值約為 1.5，至於間斷式 45° 肋條，旋轉 130rpm 的後緣區域紐塞數比值約為 3.3，比 45° 肋條排列的熱傳效果稍佳，而靜止狀態下前緣面與後緣面的紐塞數比值約在 1.5~2.0 之間，與 45° 肋條排列型式比稍低。最後是 V 型與間斷 V 型肋條排列，靜止狀態下的前緣面與後緣面的紐塞數比值為 2.0~2.5 之間，至於旋轉狀態下 Trailing 面的紐塞數比值約為 3.5~4.0 左右，而 Leading 面的紐塞數比值約為 1.5~2.0 之間，由此可了解旋轉效應

影響很大。

4.3 局部旋轉與靜止狀態紐塞數比值

為了瞭解旋轉狀態與靜止狀態紐塞數比值在不同轉數的情況，由圖 4-14 可看出在 $X/D_h = 3.34$ 時，當旋轉數提高時，對靜止紐塞數比值相對升高。在 45° 肋條通道中，T3 整體紐塞數比值是最高的，當 T3 轉數到達 0.32 時，紐塞數比值為 4.1；轉數為 0.32~0.39 時，紐塞數比值略為下降；之後隨著轉數提高，紐塞數比值略為上升。至於前緣面對靜止的紐塞數比值平均為 0.5~1.5 左右，後緣區域對靜止的紐塞數比值都比前緣區域來得高。而在間斷式 45° 肋條通道，一樣是後緣區域的 T3 熱傳效果最佳，對靜止紐塞數比值平均最高接近 4，雖然比 45° 肋條排列時稍低，但整體前緣區域與後緣區域平均較 45° 肋條排列型式高。最後 V 型與間斷 V 型肋條，可由圖看出前緣區域的分布曲線都非常相似，對靜止狀態紐塞數比值介於 0.5~2.0 之間，而 V 型的後緣區域，在旋轉數 0~0.26 時，T2 對靜止的紐塞數比值會比 T3 高些，在這之後旋轉數增加時，T3 分布曲線大都比 T2 還要高，至於間斷式 V 型，後緣區域也是比前緣區域對靜止的紐塞數比值還要高，而 T3 整體分布曲線都比 T2 分布曲線稍高。

當增加 X/D_h 由圖 4-15 可看出在 $X/D_h = 5.14$ 時，對不同交錯肋條排列型式而言，可看出在越接近出口區域時，對靜止狀態紐塞數比值數值會小幅下降，分布曲線與 $X/D_h = 3.34$ 相似，同樣是後緣區域熱傳效果會高於前

緣區域。

從圖 4-16 可觀察出對不同交錯肋條排列型式在 $X/D_h = 3.34$ 時，後緣區域對靜止紐塞數比值都大於前緣區域， 45° 肋條排列型式後緣區域旋轉數從靜止提升至 0.65 時，對靜止紐塞數比值從 1.0 隨轉數提升而上升至 3.0，至於前緣區域的靜止紐塞數比值坐落在 1.0 上下。而間斷式 45° 肋條排列型式，分布曲線與 45° 肋條排列十分相似，最後是 V 型與間斷式 V 型肋條排列，同樣是後緣區域對靜止紐塞數比值會高於前緣區域，整體趨勢都是旋轉數增加時，對靜止紐塞數比值都會上升，只是後緣區域上升幅度較大。由圖 4-17 可觀察出對不同交錯肋條排列型式在 $X/D_h = 5.14$ 時，整體曲線分布趨勢與圖 4-16 非常相似，因此不多作說明。



第五章 結論與未來工作

本實驗目前只有測量在加壓錶壓為 4 大氣壓下，觀察雷諾數為 15000 以及 25000 情形，且加裝不同交錯排列型式之肋條以及在不同旋轉數下等條件之實驗，觀察流場內部熱傳效果。在靜止的狀態下，由實驗結果得知加裝 45° V 型肋條的熱傳效果是最好的，前緣區域與後緣區域的紐塞數比值非常相近，反之間斷式 45° 肋條的熱傳效果是最差的；而在旋轉狀態下，各條肋條排列型式都是後緣區域熱傳效果較佳，而前緣區域熱傳效果較差。其中 45° V 型肋條後緣區域的熱傳效果最佳，至於前緣區域的熱傳效果與其它肋條排列型式非常相近，會有此結果產生是因為旋轉效應造成的影響。

5.1 結論探討

1. 在靜止狀態下，可看出各條件排列型式之差別，由圖 4-4 在雷諾數為 15000 時，可了解本實驗四種肋條排列型式熱傳效果最佳的是間斷式 V 型肋條排列，次佳則是 V 型肋條排列，這兩種條件的肋條排列型式，熱傳效果其實沒有相差很多，紐塞數比值非常接近。而此兩種 V 型肋條排列型式之熱傳效果都比 45° 肋條排列與間斷式 45° 肋條排列更佳，至於 45° 肋條排列型式之熱傳效果卻比間斷式 45° 肋條排列之熱傳效果更好，可看出在靜止狀態下，前緣區域與後緣區域的對稱性非常好。從圖 4-5 則可看出雷諾數提升至 25000 時，整體的紐塞數比值有降低的趨勢，同樣是 V 型與間斷式 V 型肋條排列型式之熱傳效果最好，紐塞數比值平

均為 2.5，而 45° 肋條排列與間斷式 45° 肋條排列之熱傳效果較差，紐塞數比值大約為 2，可由此了解分布曲線圖與雷諾數為 15000 時非常相似。

2. 而在旋轉狀態為 130rpm 時，可看出前緣區域與後緣區域的熱傳效果非常的不同，後緣區域的熱傳效果會比前緣區域的熱傳效果更高，原因在於因旋轉效應所造成的二次流動，由圖 1-6 可看出在後緣區域因旋轉造成的二次流動會與因空氣流經肋條引發的二次流動有加乘的效果，但前緣區域卻會互相削減，所以使得後緣區域的紐塞數比值會遠高於前緣區域的紐塞數比值。所以從圖 4-8 可看出在雷諾數 15000 時，熱傳效果最好的依舊是 V 型與間斷式 V 型肋條，此兩種的分布曲線非常相似，但 V 型後緣區域顯示比間斷式 V 型後緣區域紐塞數比值稍高些，至於 45° 肋條與間斷式 45° 肋條之熱傳效果較低，可看出 45° 肋條的熱傳效果比間斷式 45° 肋條的熱傳效果稍微好些。而圖 4-10 可看出當雷諾數提升至 25000 時，整體紐塞數比值都略為降低，至於熱傳效果還是 V 型肋條排列型式最佳，次之為間斷式 V 型肋條排列，最差的還是間斷式 45° 肋條排列。當轉速提升至 230rpm 時，從圖 4-9 與圖 4-8 相比，可看出隨著轉數升高，會使得整體的紐塞數比值上升，熱傳效果也會相對地提高，後緣區域的熱傳效果同樣比前緣區域的熱傳效果更好，且紐塞數比值上升幅度也較多，依舊是 V 型肋條排列的熱傳效果最好，與之前文獻探討出來的結果非常相似。

3. 由靜止加速旋轉至 330rpm 時，觀察對靜止紐塞數在各區域的分布曲線圖，從圖 4-14 可以了解 T3 在文章內提到的四種排列形式下，在 $X/D_h = 3.34$ 時，旋轉對靜止紐塞數比值都會隨著轉數增加而遞增，在 45° 肋條排列情形下，對靜止紐塞數比值增加幅度最多，且數值最高約為 4.2。至於 V 型與間斷式 V 型的前緣區域，紐塞數比值都非常相近，上升幅度非常的不明顯。所以由圖可看出旋轉效應對於後緣區域的影響較為明顯，整體旋轉對靜止的紐塞數比值上升幅度較大，熱傳效果較佳；反之前緣區域由於旋轉效應造成的二次流動與裝置肋條排列產生的二次流動相互削減，所以二次流動較不明顯，熱傳效果也較差。從圖 4-15 可了解當 X/D_h 增加至 5.14 時，整體旋轉對靜止紐塞數比值有下降的趨勢，但後緣區域的紐塞數比值還是相對較高，熱傳效果也比前緣區域較佳。

5.2 未來工作與討論

1. 本實驗研究在加壓為錶壓四大氣壓時，觀察不同交錯排列之肋條於三角形通道中的熱傳情形，因此後續可以安排在不同的加壓情況下，觀察熱傳效率是否會因加壓的情形不同而有所改變。
2. 而實驗中的參數也不盡相同，此研究選取兩種雷諾數分別為 15000 以及 25000 的情形下去做比對，後續工作可以提高雷諾數，多增加幾種條件，觀察雷諾數上升對熱傳效果影響之情形。
3. 對於旋轉數的限制，可以再做些設計上的改變去加以突破，本實驗分別

記錄六種轉速下，熱傳效率增益情形；其中取兩種轉速 130rpm 以及 230rpm 去做比較，觀察旋轉數提升對通道內之熱傳影響。



参考文献

- [1] Burggraf, F. and R.L. Webb, 1970, "Experimental Heat Transfer and Pressure Drop With Two-Dimension Turbulence Promoter Applied to Two Opposite Walls of a square Tube," ASME Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer, pp.70-79.
- [2] Han,J.C., 1984, "Heat Transfer and Friction in Channels with Two Opposite Rib-Roughened Walls," ASME J. of Heat Transfer, Vol.106, pp.774-781.
- [3] Han,J.C.,and Park,J.S., 1988, "Developing Heat Transfer in Rectangular Channels With Rib Turbulators," Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol.31, No.1, pp.183-195.
- [4] Han,J.C., 1988, "Heat Transfer and Friction Characteristics in Rectangular Channels With Rib Turbulators," ASME J. of Heat Transfer, Vol.110, pp.321-328.
- [5] Han,J.C., Park,J.S., and Lei,C.K., 1989, "Augmented Heat Transfer in Rectanglar Channels With Rib Turbulators," ASME J. of Turbomachinery, Vol.111, pp.515-521.
- [6] Han,J.C.,Zhang,P., 1991, "Effect of Rib-Angle Orientation on Local Mass Transfer Distribution in a Three-Pass Rib –Roughened Channel," ASME J. of Turbomachinery, Vol.113, pp.123-130.
- [7] Han,J.C., and Zhang,Y.M., 1992, "High Performance Heat Transfer Ducts with Parallel Broken and V-shaped Broken Ribs," Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol.35, pp.513-523.
- [8] Zhang,Y.M.,Gu,W.Z.,and Han,J.C., 1994, "Augmented Heat Transfer in Triangular Ducts with Full and Partial Ribbed Walls," AIAA J. of Thermophysics and Heat Transfer, Vol.8, No.3.
- [9] Taslim, M.E., Li, T., and Spring, S.D., 1997, "Measurements of Heat Transfer Coefficients and Friction Factors in Rib-roughened Channels Simulating Leading-edge Cavities of a Moden Turbine Blade," ASME J. of Turbomachinery, Vol.119, pp.601-609

- [10] Roeller, P. T., Stevens, J., and Webb, B. W., 1991, "Heat Transfer and Turbulent Flow Characteristics of Isolated Three-Dimensional Protrusions in Channels," ASME J. of Turbomachinery, Vol. 113, pp.597-603.
- [11] Liou, T. M. and Hwang, J. J., 1992, "Turbulent Heat Transfer Augmentation and Friction in Periodic Fully Developed Channel Flows," ASME J. of Heat Transfer, Vol. 114, pp. 56-64.
- [12] Taslim, M.E., Li, T., and Spring, S.D., 1994, "Effects of Turbulator Profile and Spacing on Heat Transfer and Friction in a Channel," AIAA J. of Thermophysics and Heat Transfer, Vol.8, No.3, pp.555-562.
- [13] Fu, W.L., Wright, L.M., and Han, J.C., 2006, "Heat Transfer in Two-Pass Rotating Rectangular Channels (AR=2:1) with Discrete Ribs," AIAA J. of Thermophysics and heat transfer, Vol. 20, No. 3, pp. 569-582.
- [14] Metzger, D.E., and Vedula, R.P., 1987, "Heat Transfer in Triangular Channels with Angled Roughness Ribs on Two Walls," Experimental Heat Transfer, Vol. 1, pp. 31-44.
- [15] Han, J.C., Zhang, Y.M., and Lee, C.P., 1991, "Augmented Heat Transfer in Square Channels with Parallel, Crossed, and V-shaped Angled Ribs," ASME J. of Heat Transfer, Vol. 113, pp.590-596.
- [16] Moon, H.K., Lee, D.H., Rhee D.H., and Cho, H.H., 2006, "Heat Transfer Measurements in a Rotating Equilateral Triangular Channel with Various Rib Arrangements," ASME Turbo Expo. GT2006-90973.
- [17] Hall, K., Johnson, B., Weigand, B., and Wu, P.S., 1999, "Coolable blade," United States Patent, Patent Number: 5919031.
- [18] Amro, M., Haasenritter, A., and Weigand, B., 2003, "An Experimental and Numerical Study of Heat Transfer and Pressure Drop in a Rib-roughened Triangular Duct," in Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics.
- [19] Johnson, B. V., Wagner, J. H., Steuber, G. D., and Yeh, F. C., 1994, "Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Selected Model Orientations for Smooth or Skewed Trip Walls," ASME J. of Turbomachinery, Vol. 116,

No. 4, pp. 738–744.

- [20] Parsons, J. A., Han, J. C., and Zhang, Y. M., 1992, “Wall Heating Effect on Local Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Square Channel with 90° Rib Turbulators,” *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 9, pp. 1141–1420.
- [21] Dutta, S., and Han, J. C., 1996, “Local Heat Transfer in Rotating Smooth and Ribbed Two-Pass Square Channels with Three Channel Orientations,” *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 118, No. 3, pp. 578–584.
- [22] Park, C.W., Lau, S. C., Kukreja, R.T., 1998, “Heat(Mass)Transfer in a Rotating Two-Pass Square Channel with Transverse Ribs,” *AIAA J. of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 12, No. 1, pp. 80–86.
- [23] Taslim, M. E., Rahman, A., and Spring, S. D., 1991, “An Experimental Investigation of Heat Transfer Coefficients in a Span-Wise Rotating Channel with Two Opposite Rib-Roughened Walls,” *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 113, No. 1, pp. 75–82.
- [24] Dittus, P.W. and Boelter, L.M.K, 1985, reprinted in *Int.Commun.Heat Mass Transfer*, Vol. 12, pp.3-22.
- [25] McAdams, W.H., 1942, *Heat Transmission*, 2nd ed.McGraw-Hill,New York.
- [26] Kline, S.J., and McClintock, F.A., 1953, “Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments,” *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 75, No. 1. pp. 3–8.

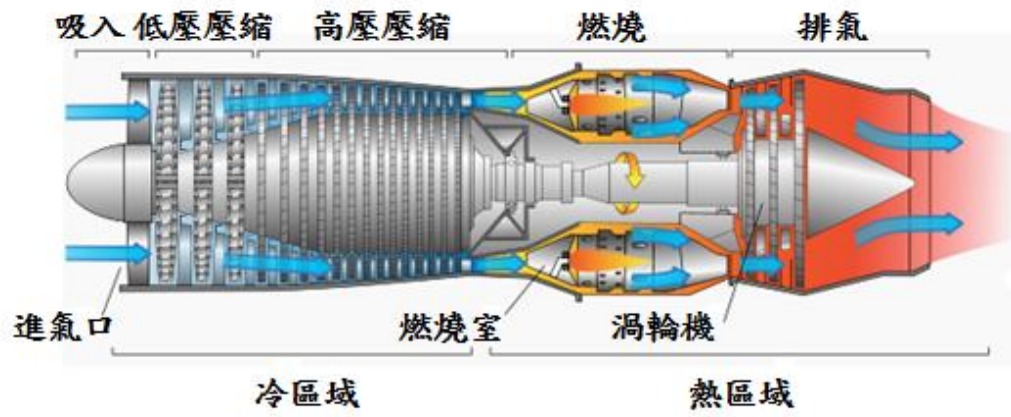
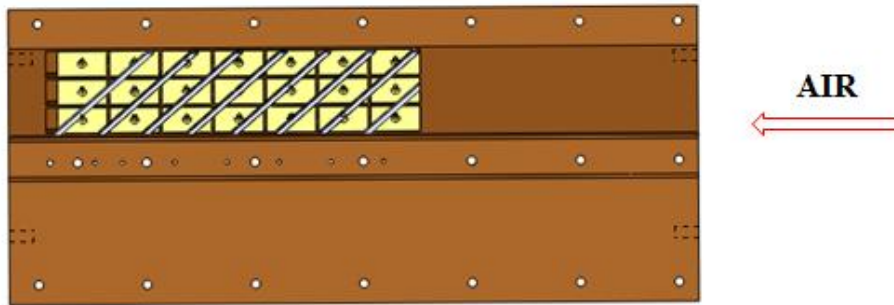


圖 1-1 燃氣渦輪機噴射引擎示意圖



45° 肋條排列



45° V型肋條排列

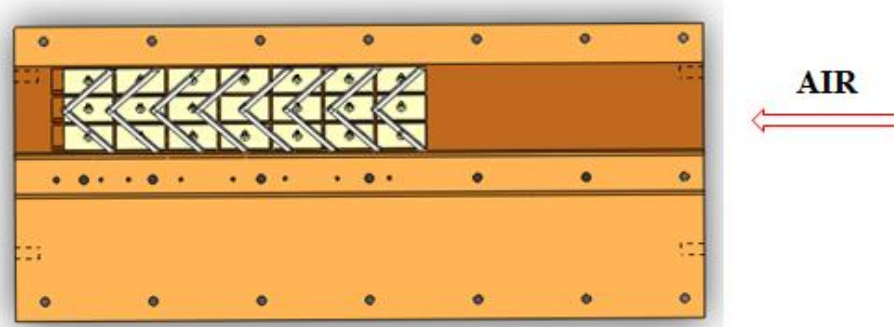
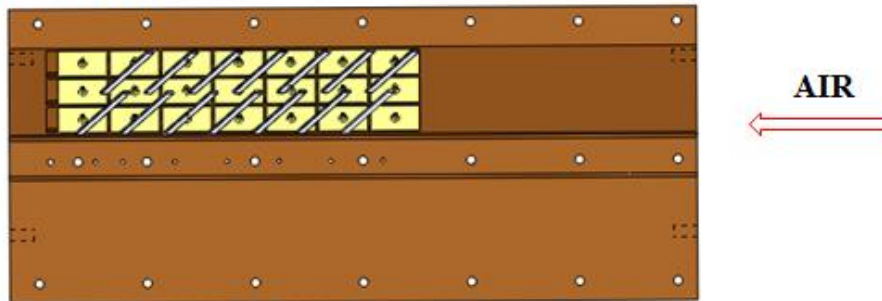


圖 1-2 加裝 45° 型式肋條的測試部圖

45° 間斷肋條排列



45° 間斷V型肋條排列

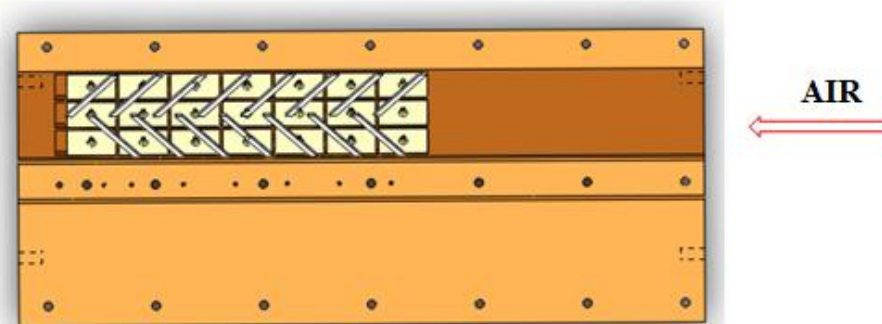


圖 1-3 加裝 45° 間斷型式肋條的測試部圖

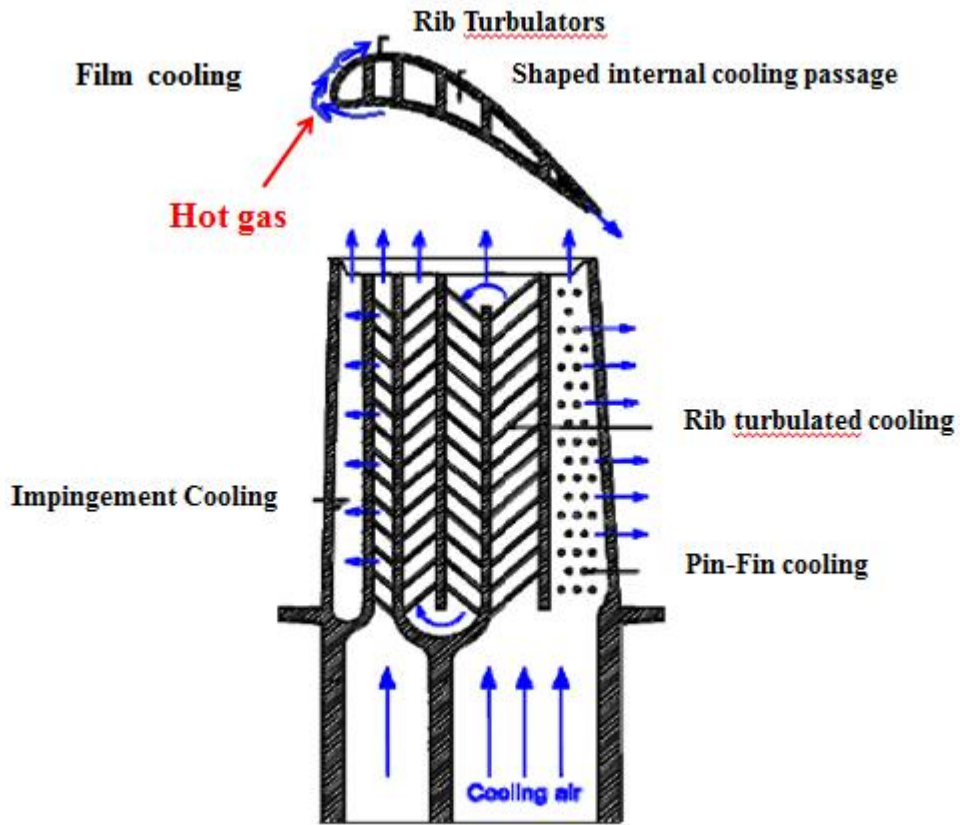


圖 1-4(a) 渦輪葉片冷卻通道圖

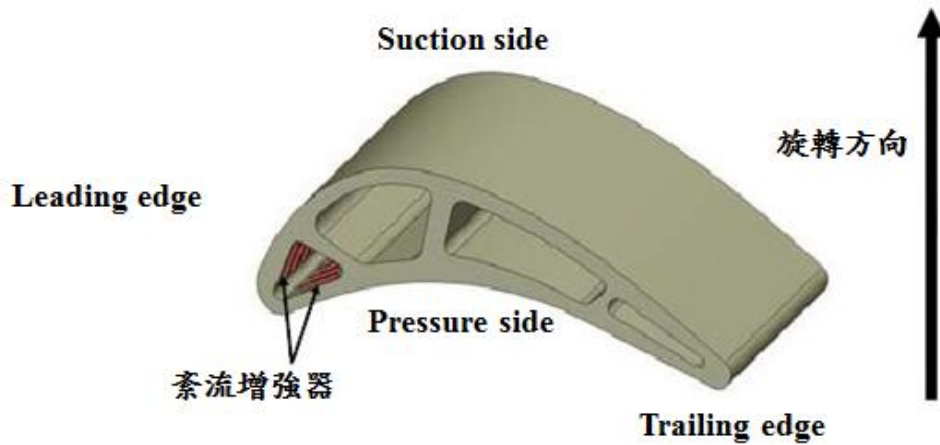


圖 1-4(b) 渦輪葉片冷卻通道圖

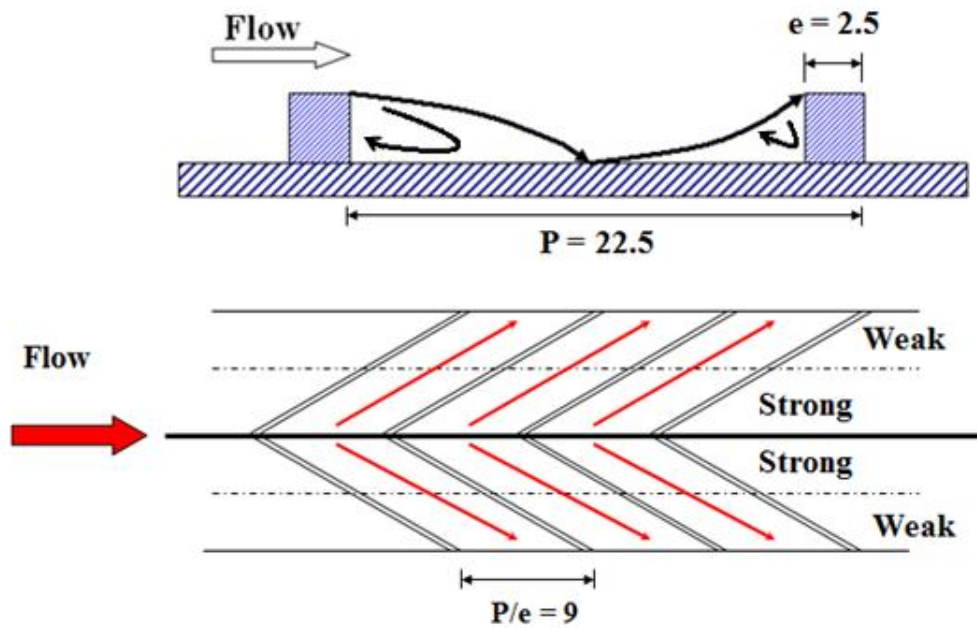


圖 1-5 空氣流經 45° 肋條引發二次流示意圖

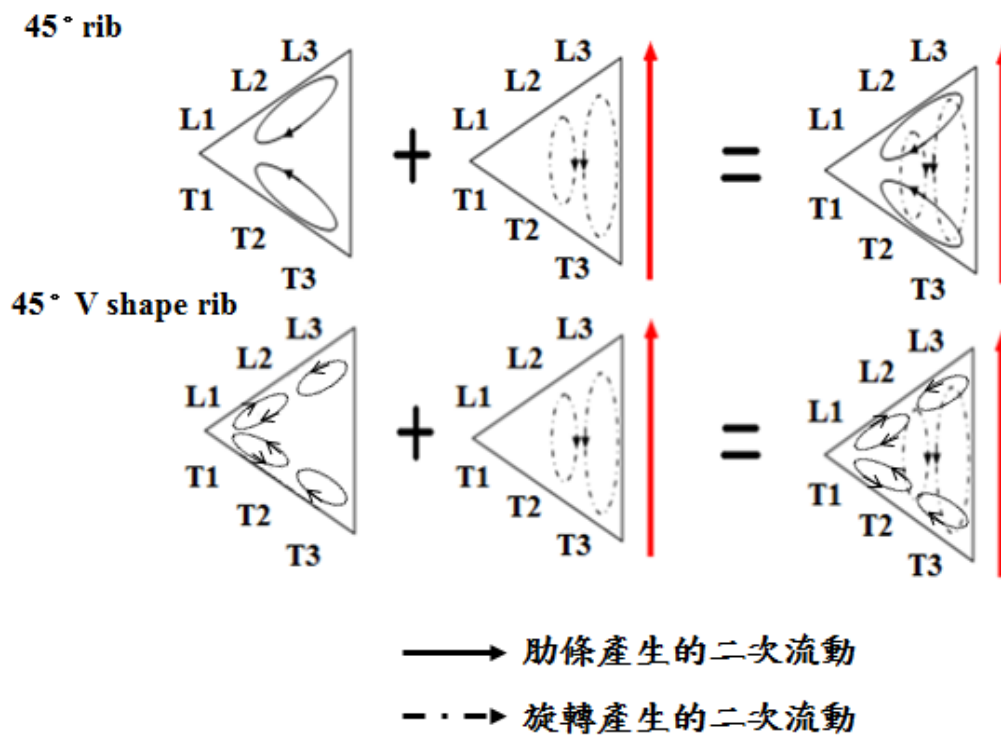
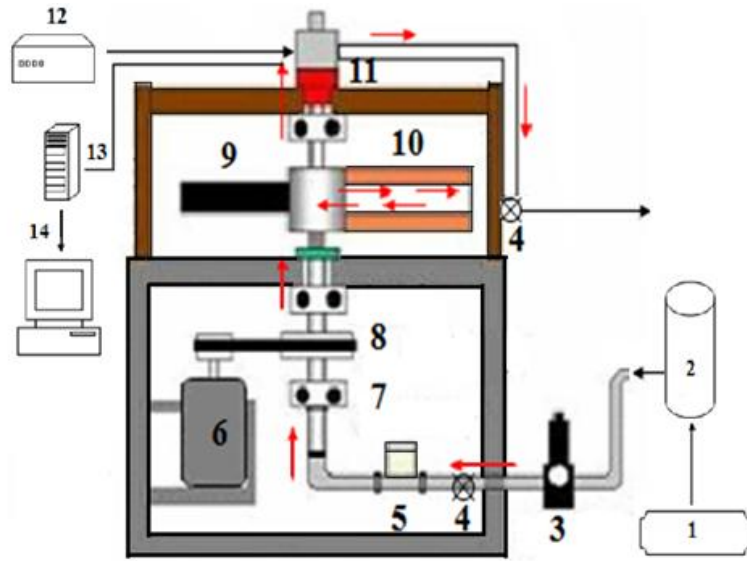


圖 1-6 空氣流經肋條以及旋轉造成二次流動示意圖



- 1.Compressor 2. Spatial barrel 3. Pressure-regulating valve 4. Valve 5. Fluid meter
 6. Motor 7. Rotating Shaft 8. Belt Drive Pulley System 9. Rotating Arm 10. Test Section
 11. Slip Ring 12. Direct-current power supply 13. NI CDAQ 14. Computer

圖 3-1 實驗設備圖

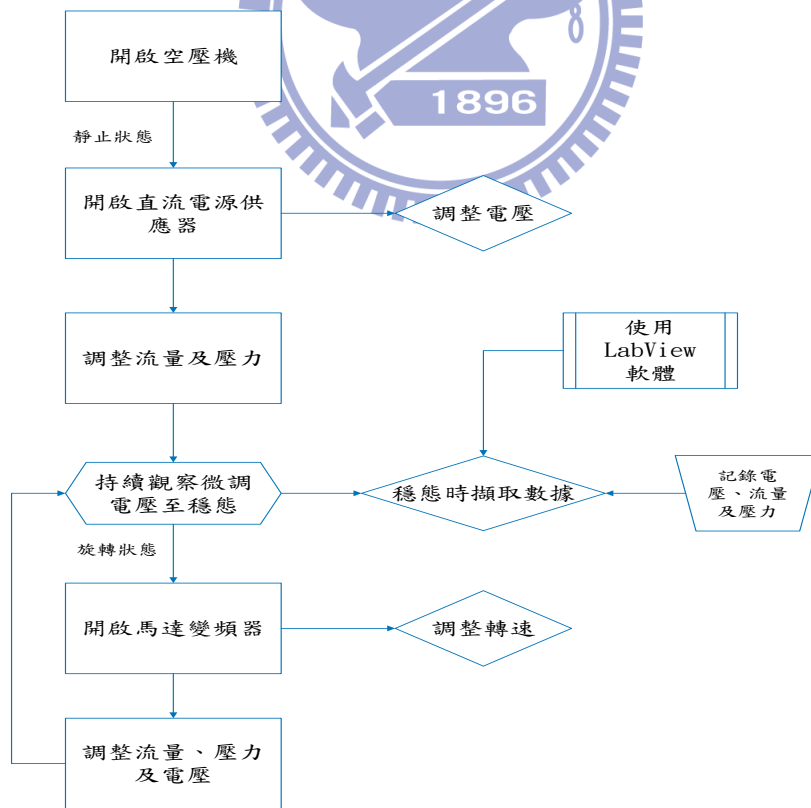


圖 3-2 實驗流程圖

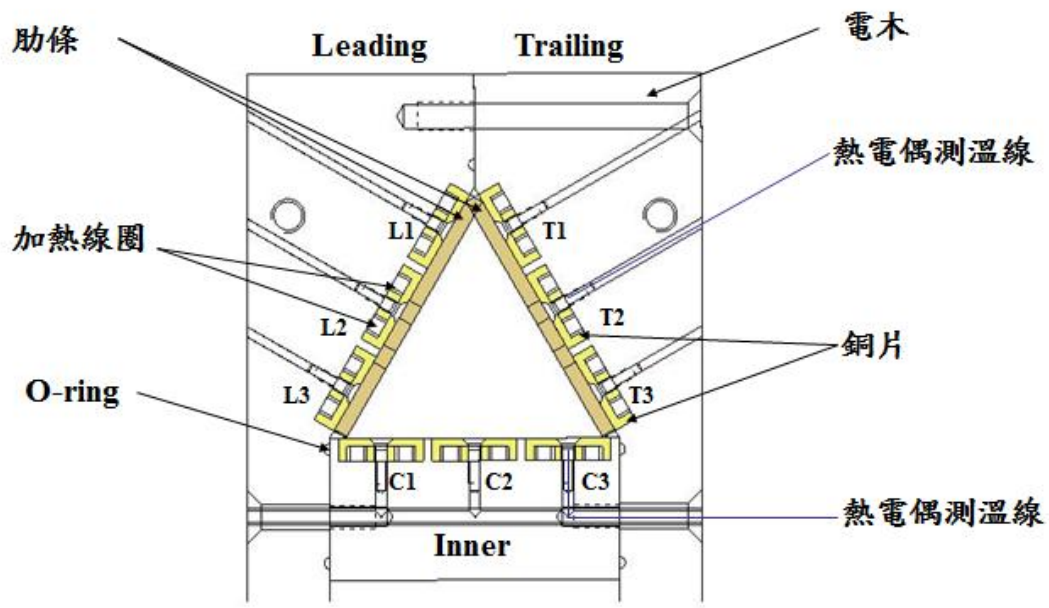


圖 3-3 測試部配置圖

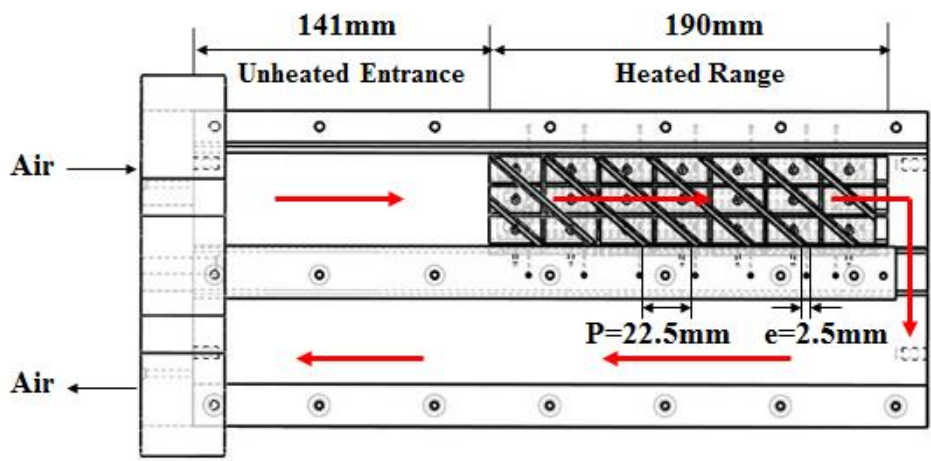


圖 3-4 通道尺寸示意圖

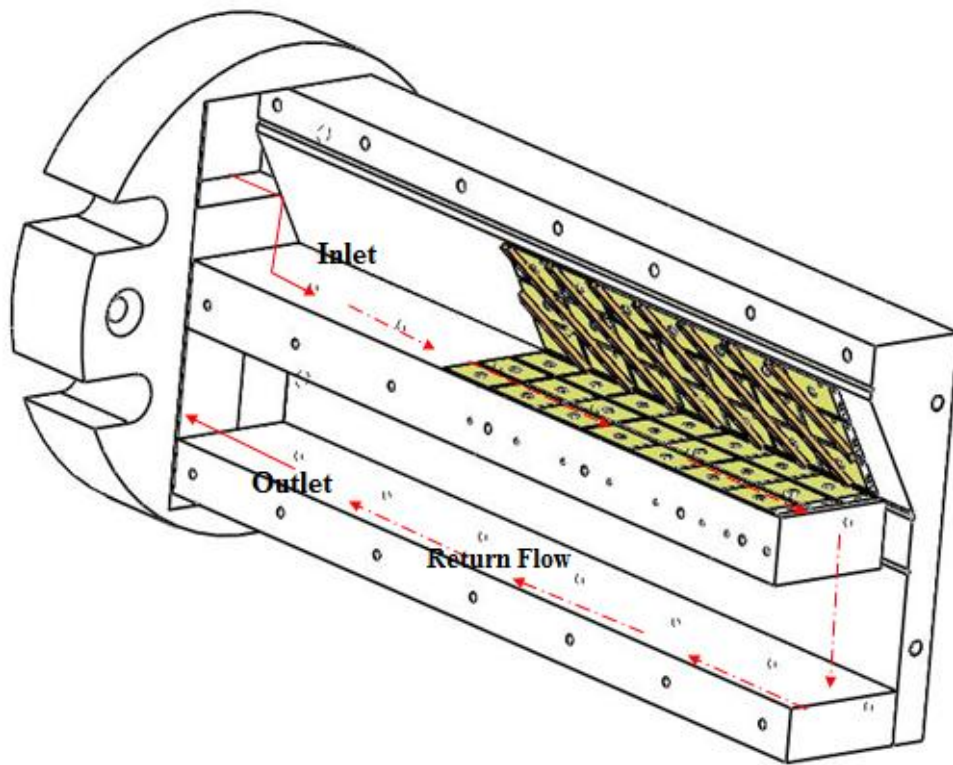


圖 3-5 流體流通方向示意圖

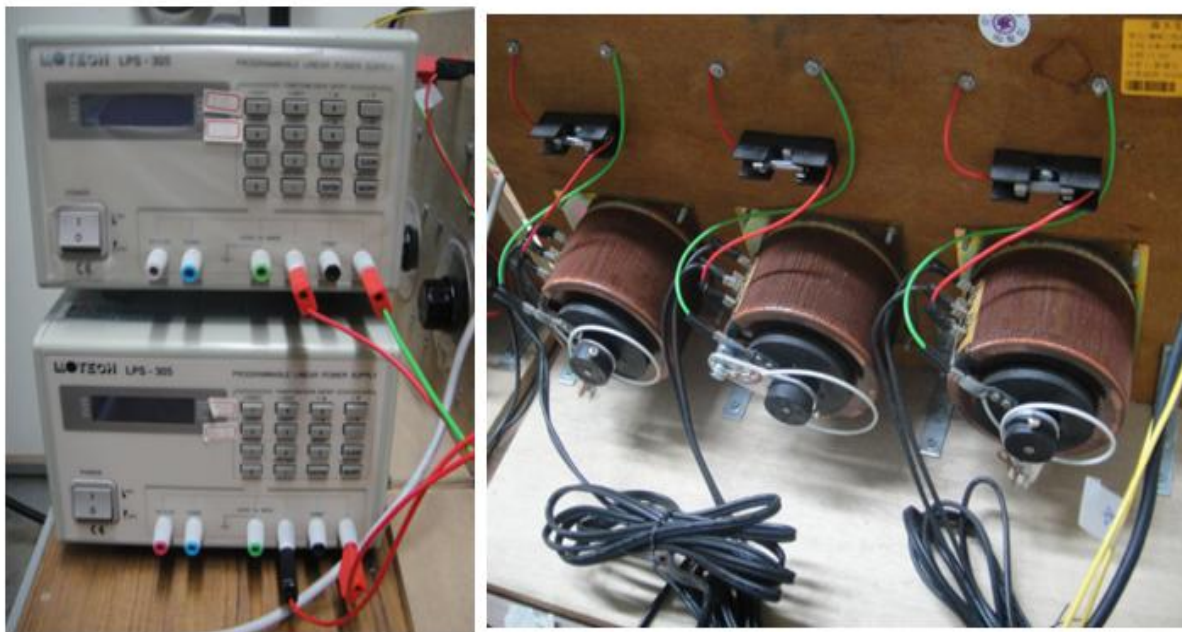


圖 3-6 直流電源供應器圖

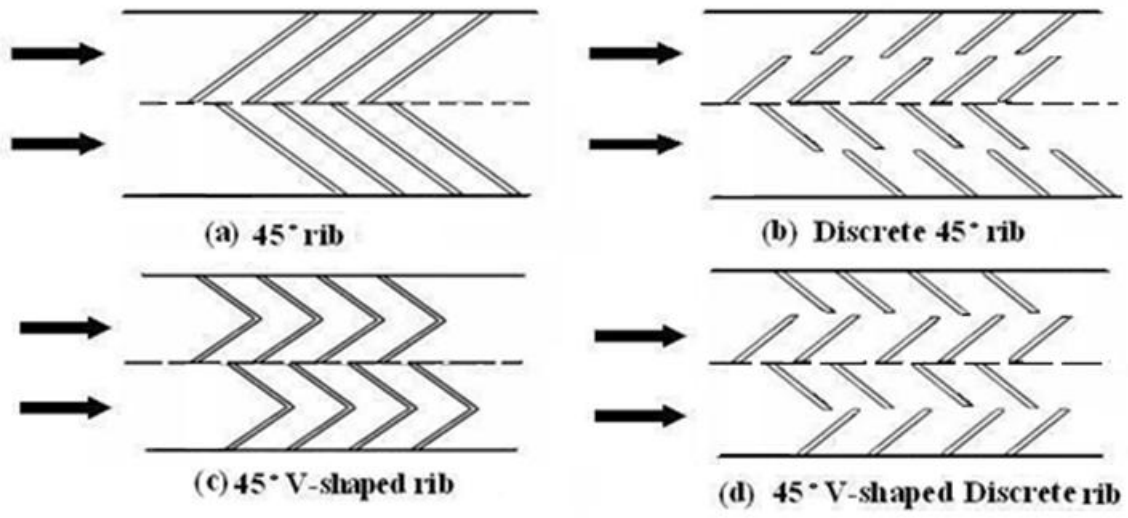


圖 3-7 肋條擺放形式示意圖

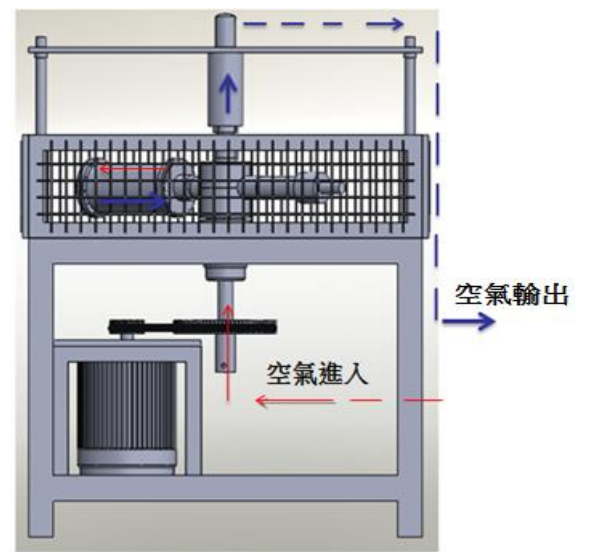
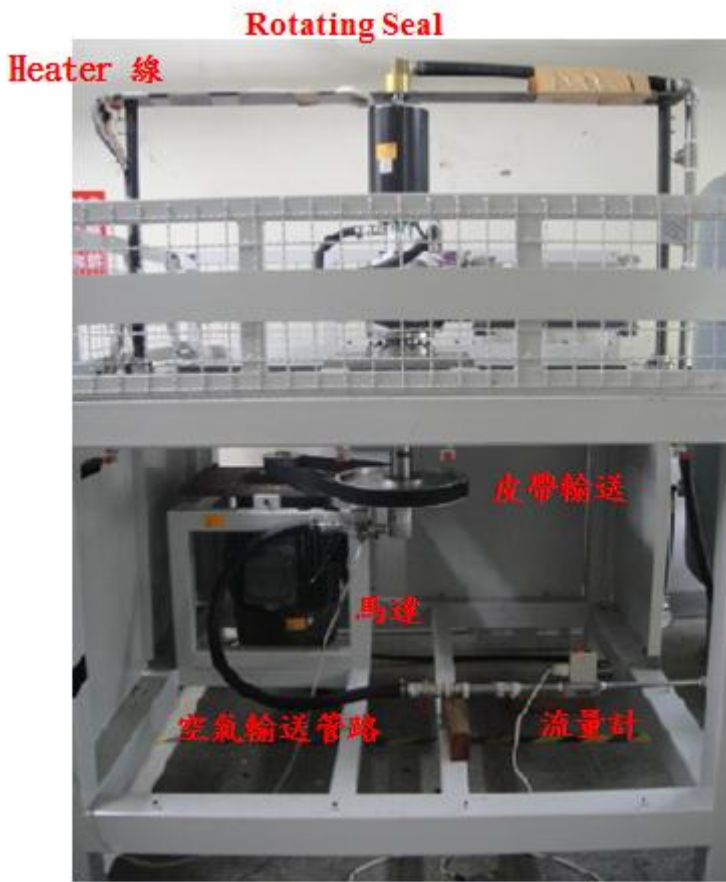


圖 3-8 實驗機台圖

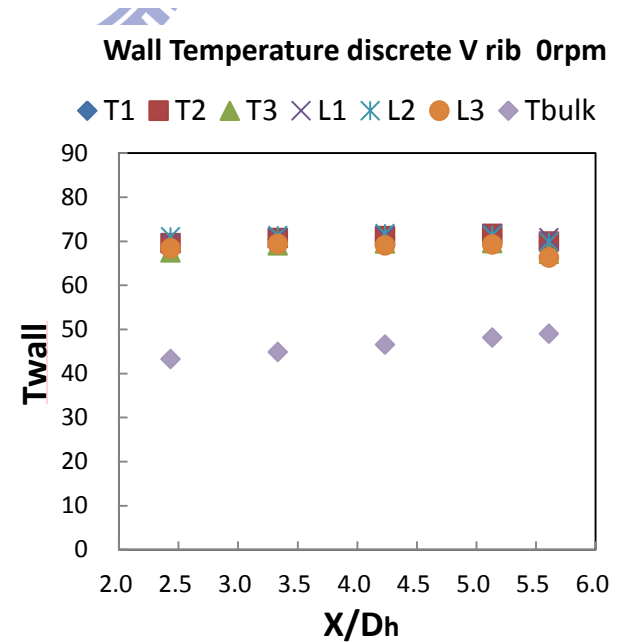
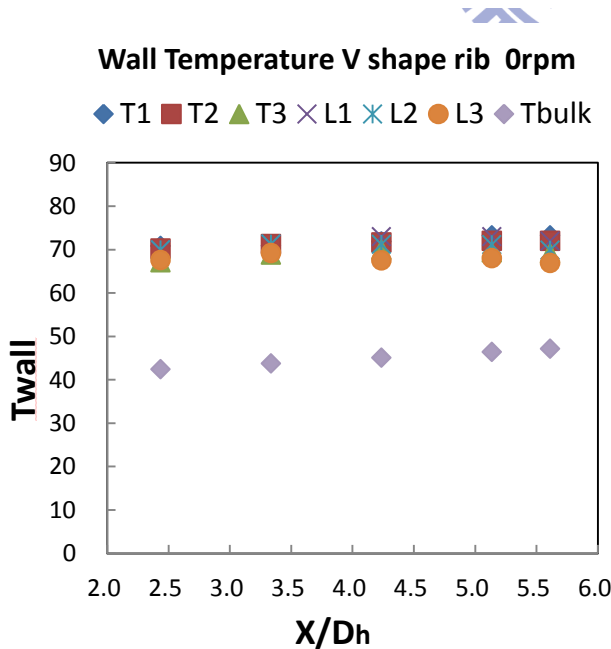
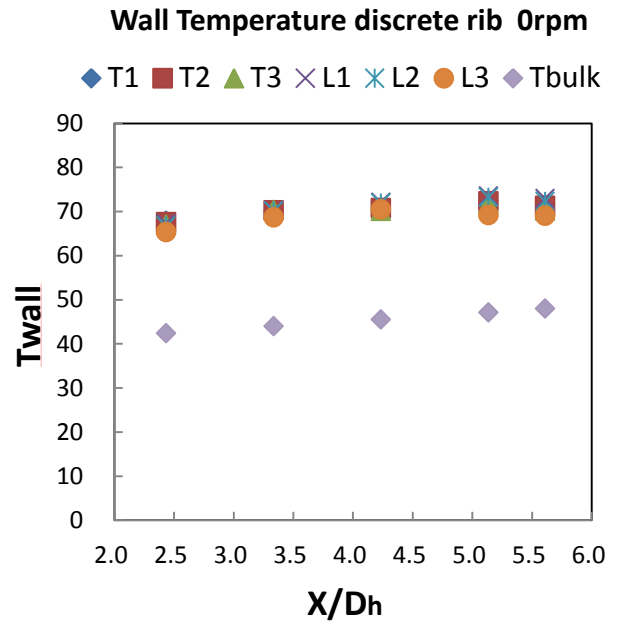
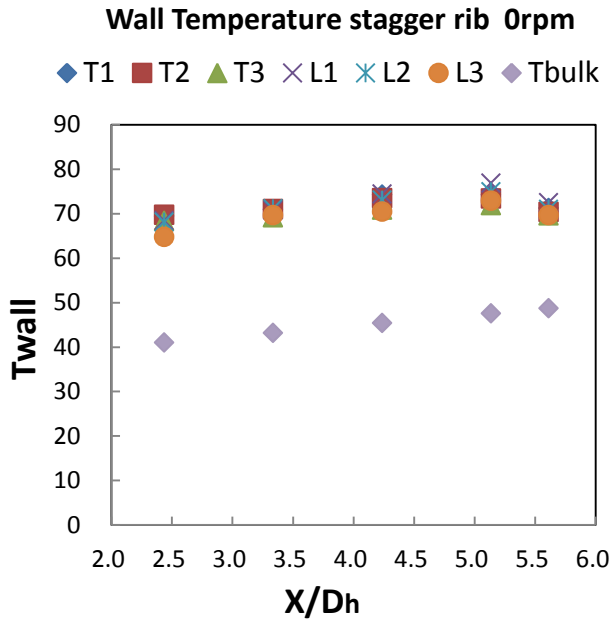
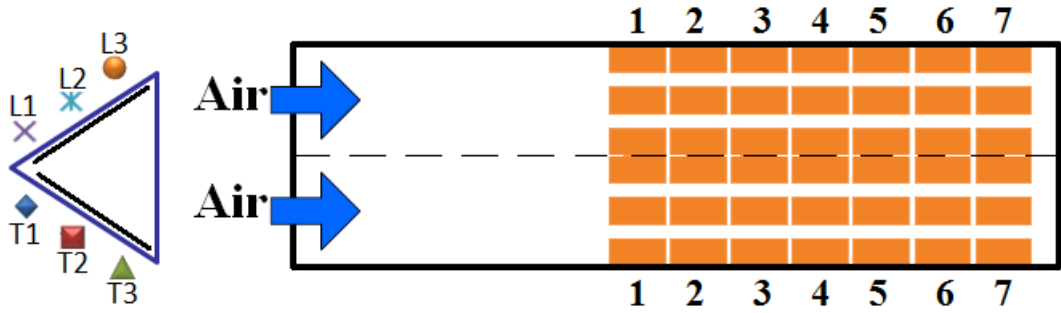


圖 4-1 Wall Temperature Re=15k

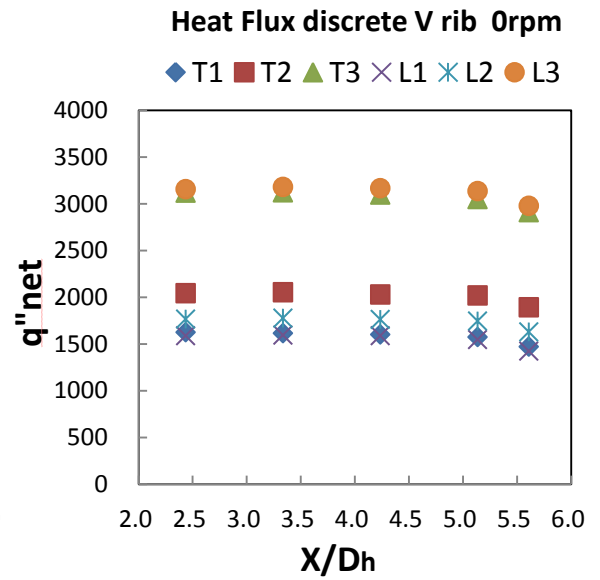
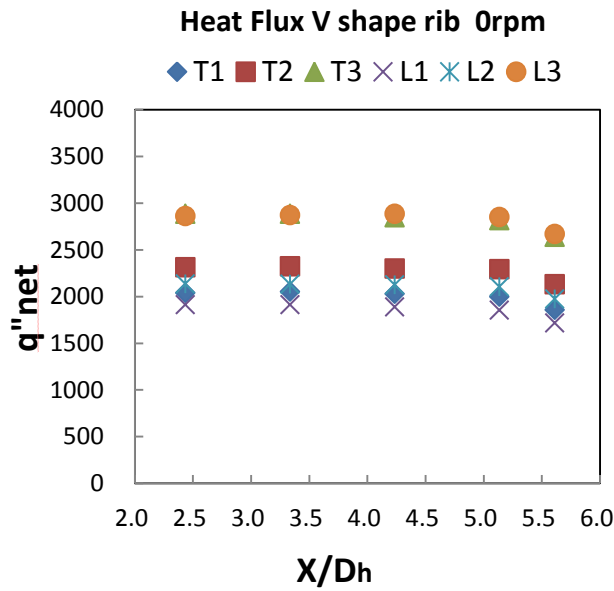
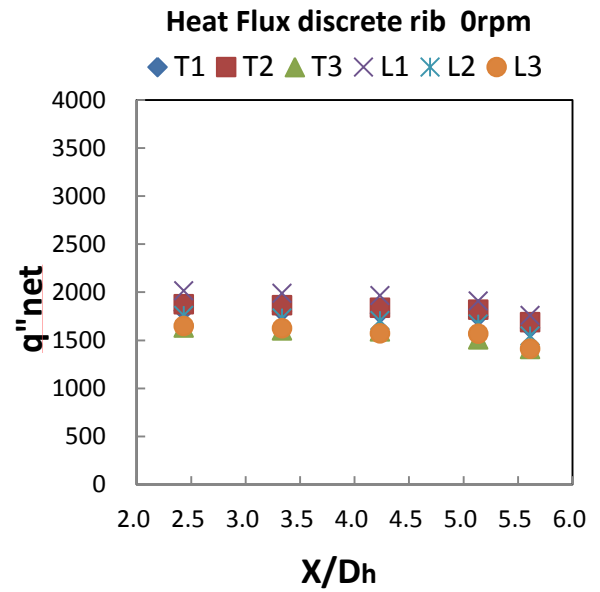
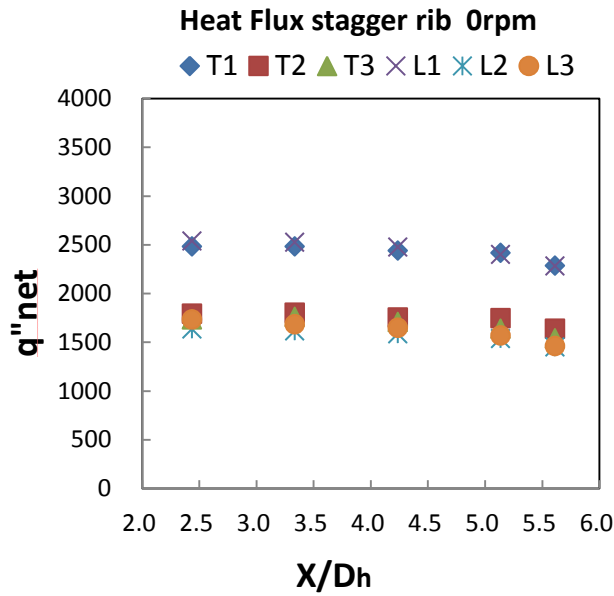
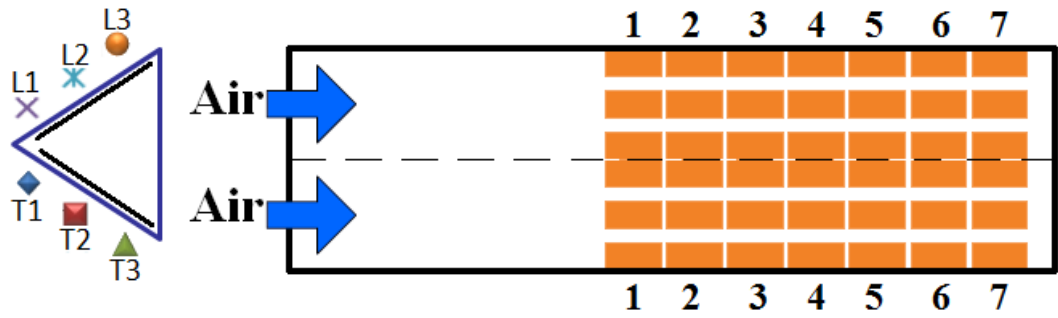


圖 4-2 net heat flux distributions Re=15k

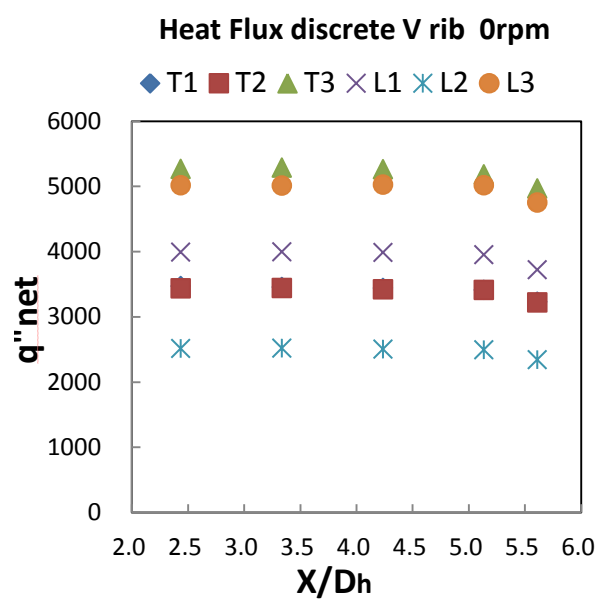
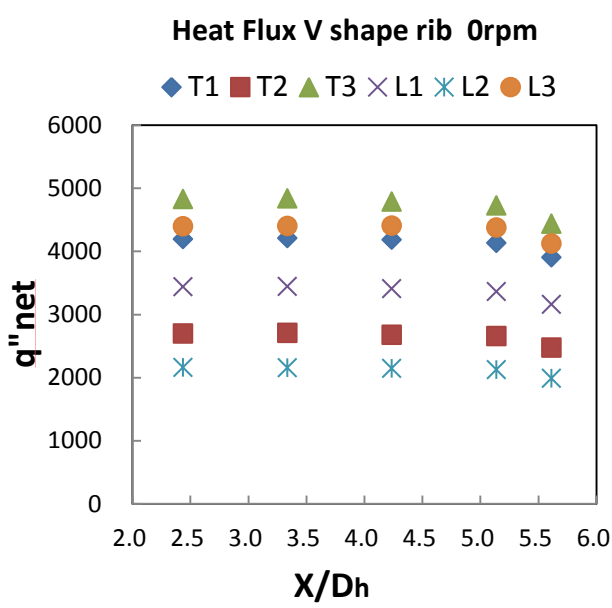
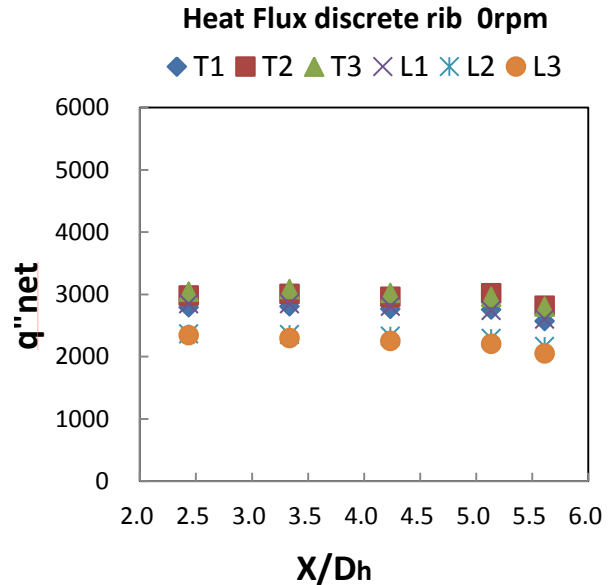
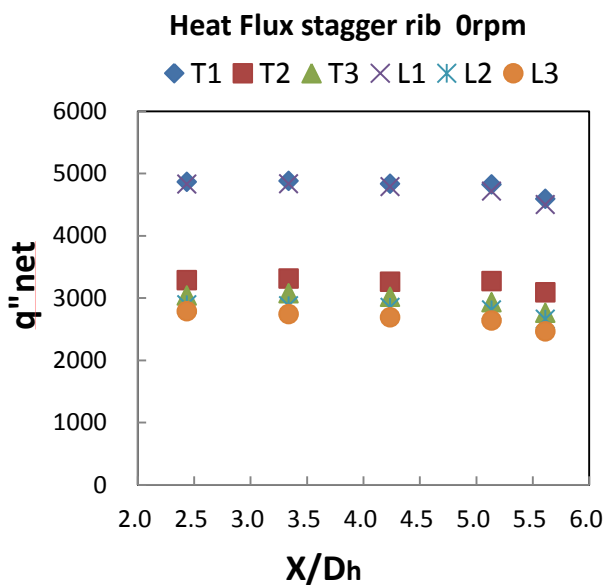
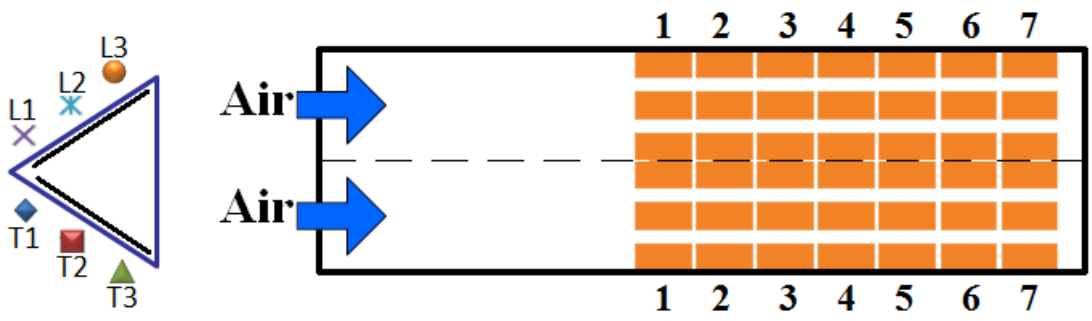


圖 4-3 net heat flux distributions Re=25k

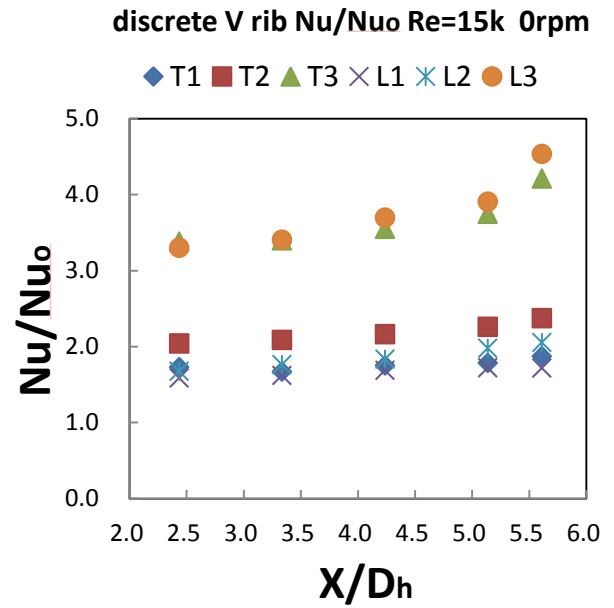
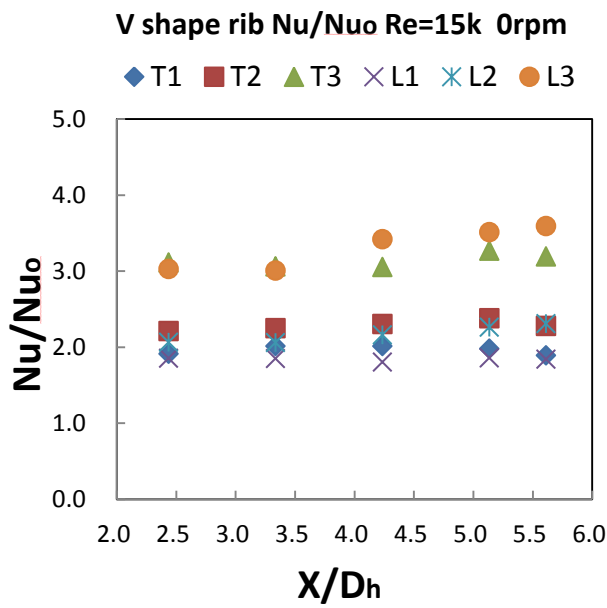
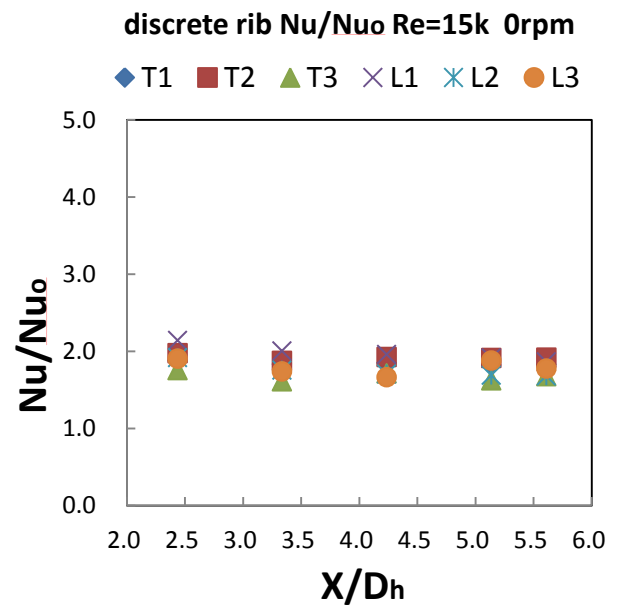
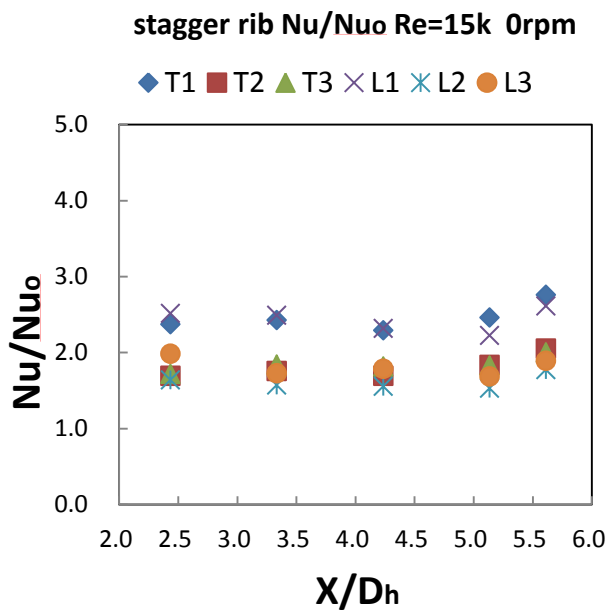
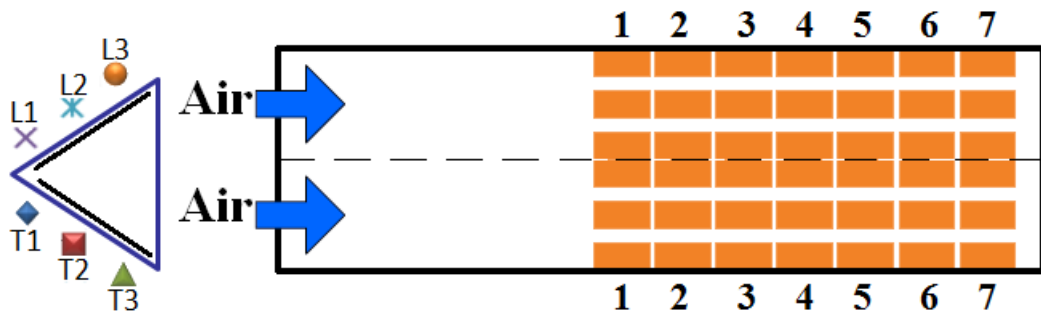


圖 4-4 Nusselt number ratio distributions at stationary Re=15k

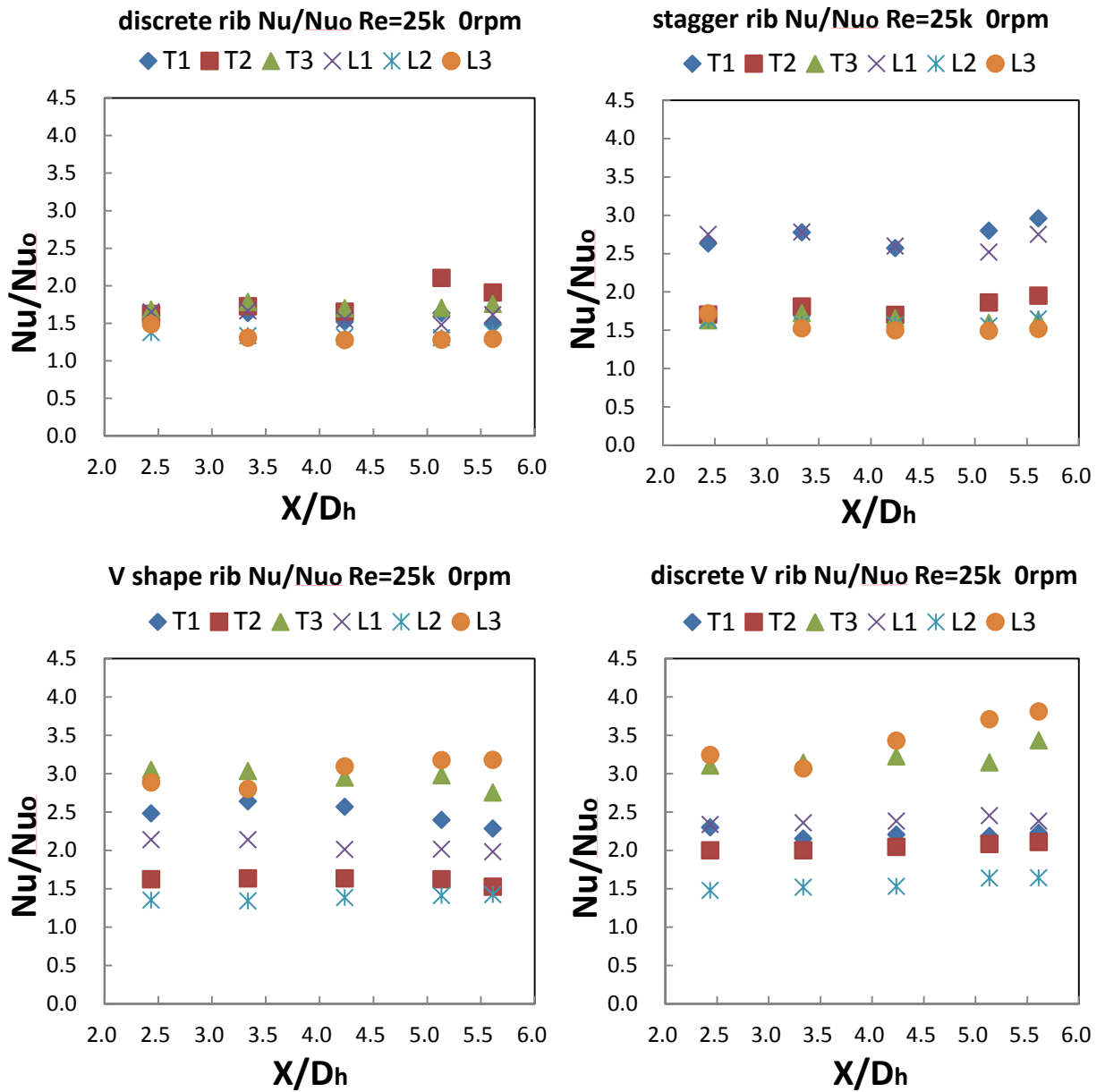
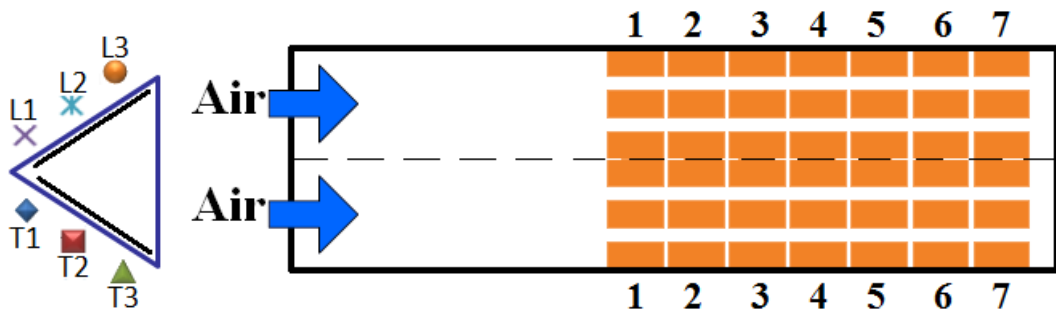


圖 4-5 Nusselt number ratio distributions at stationary Re=25k

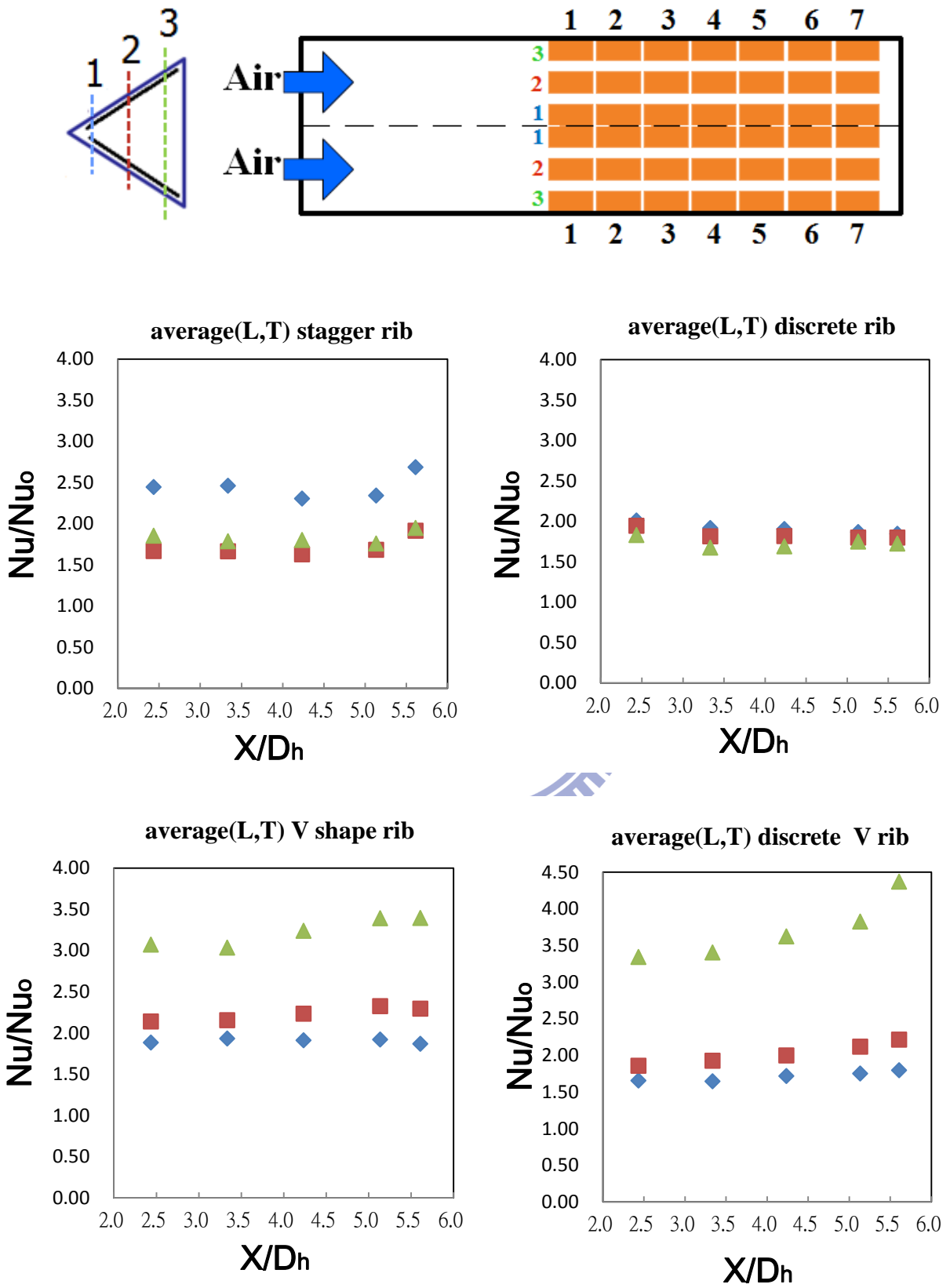


圖 4-6 average Nusselt number ratio distributions at stationary $Re=15k$

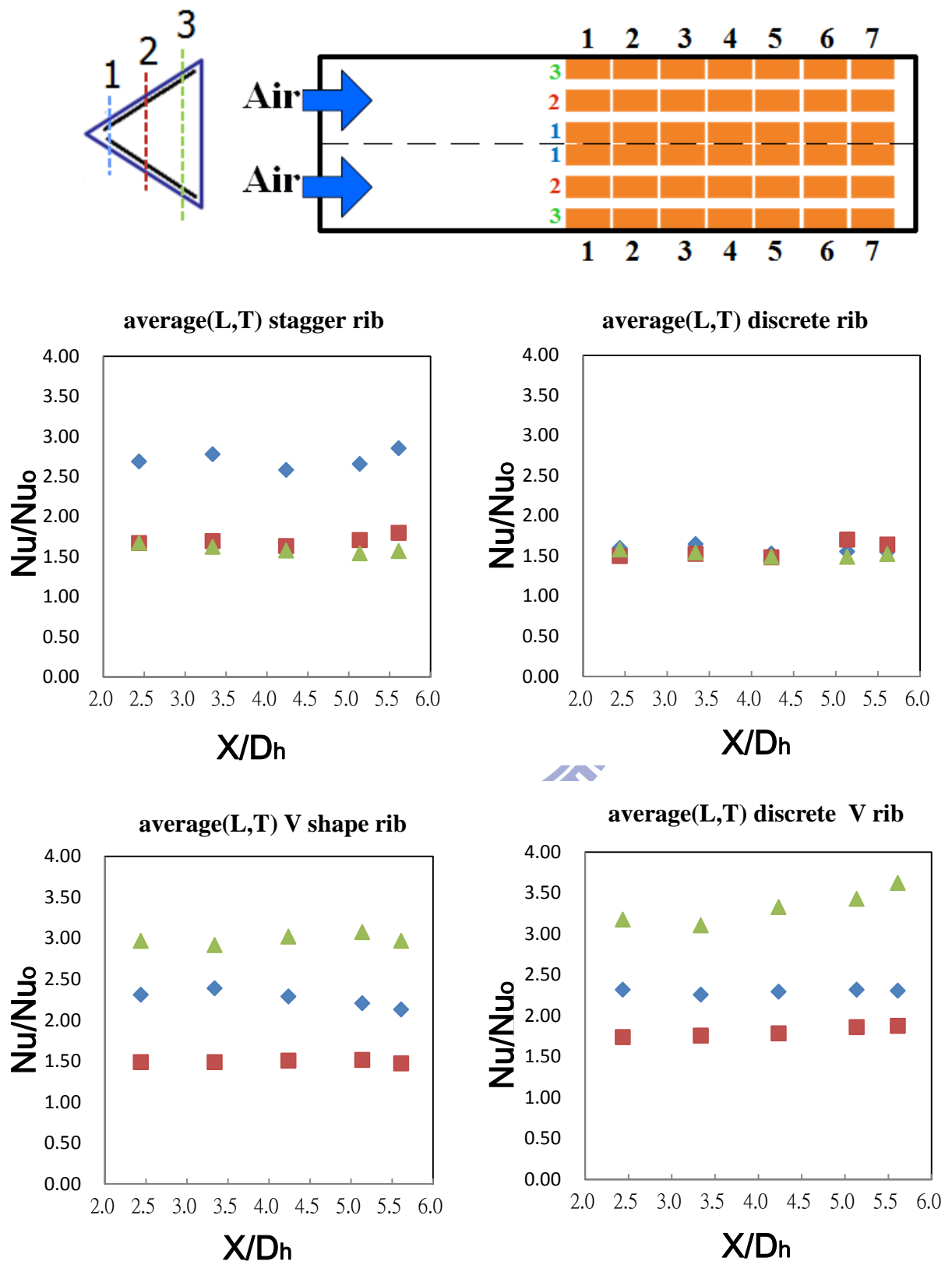


圖 4-7 average Nusselt number ratio distributions at stationary $Re=25k$

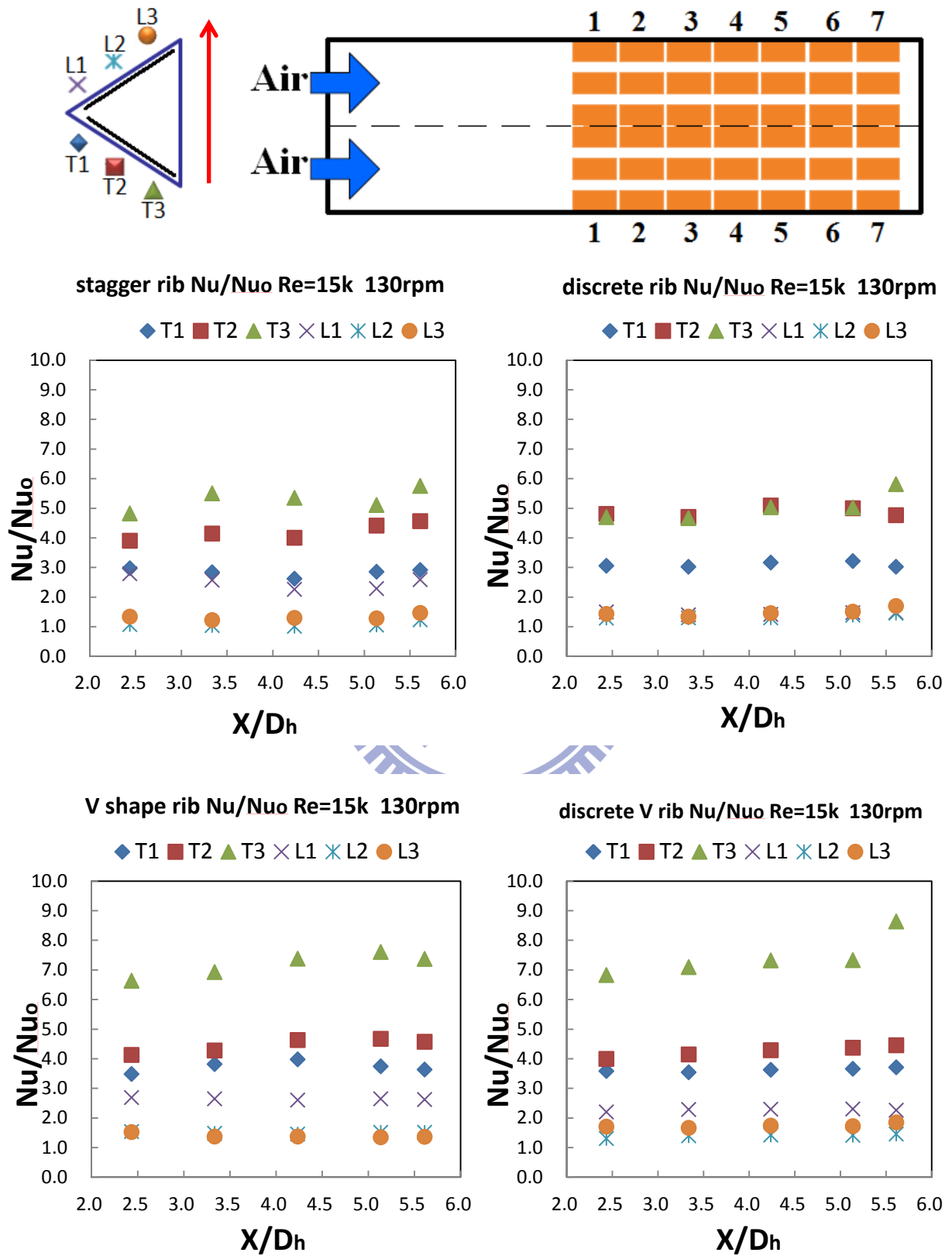


圖 4-8 Nusselt number ratio distributions at Rotating-130rpm $Re=15k$

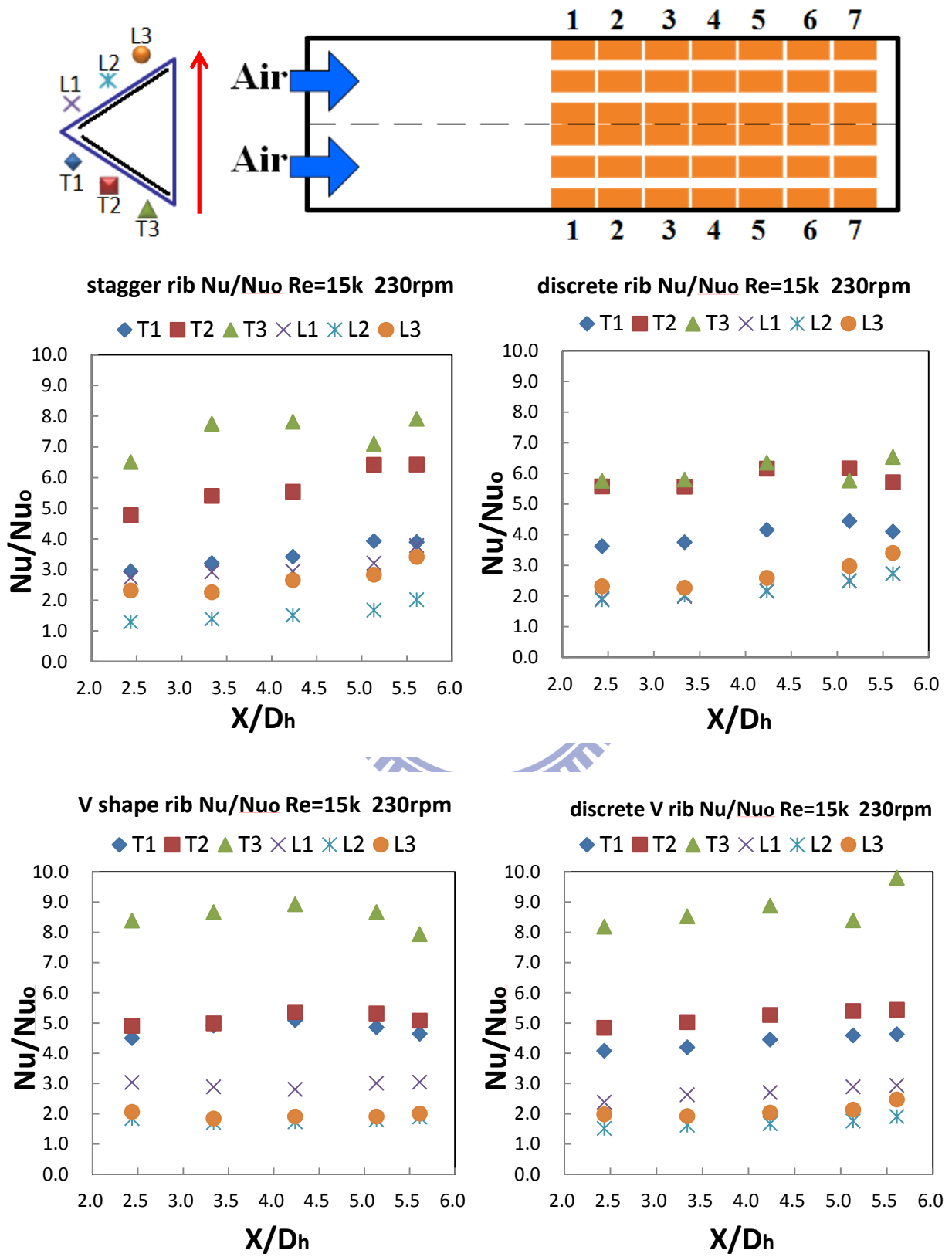


圖 4-9 Nusselt number ratio distributions at Rotating-230rpm $Re=15k$

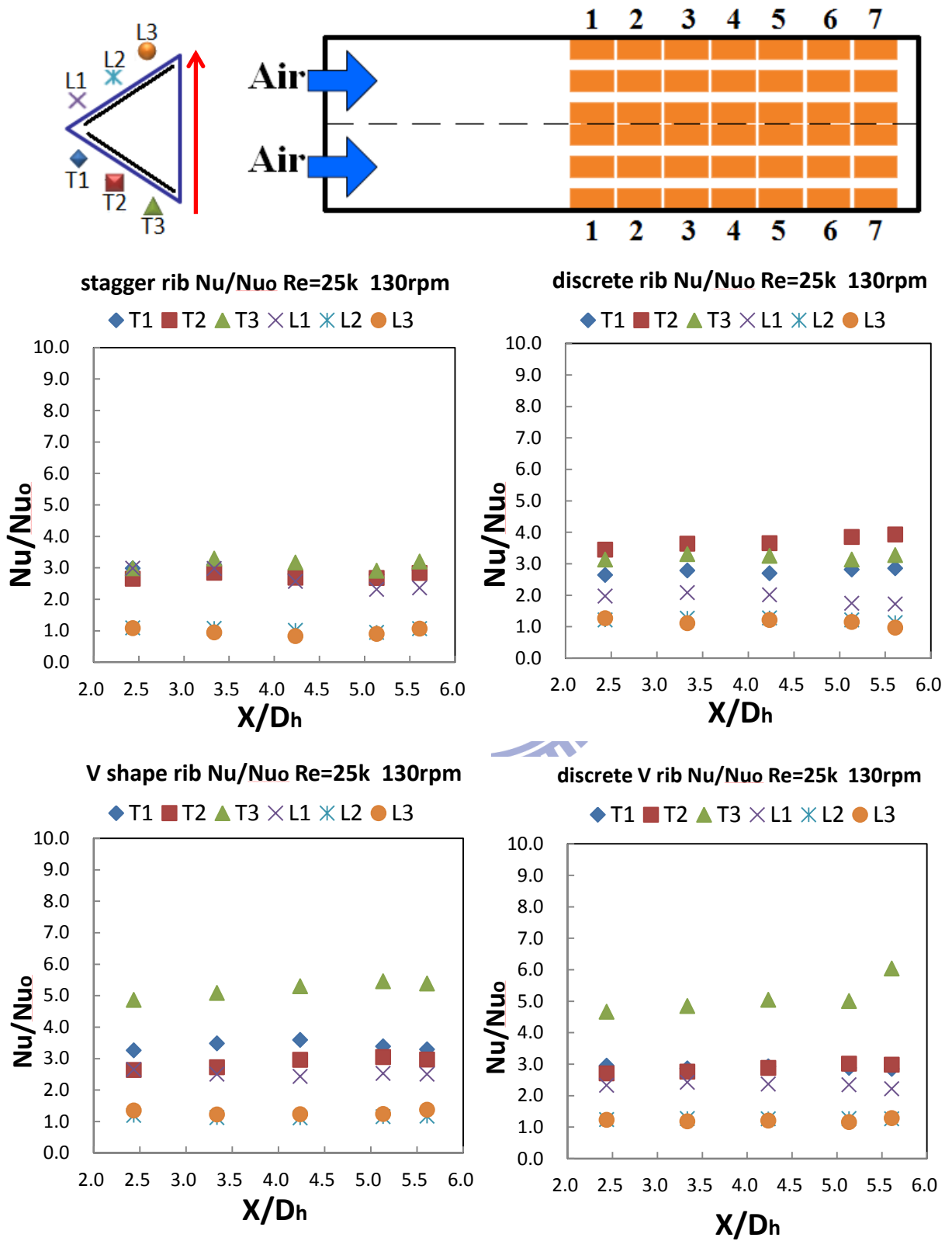


圖 4-10 Nusselt number ratio distributions at Rotating-130rpm Re=25k

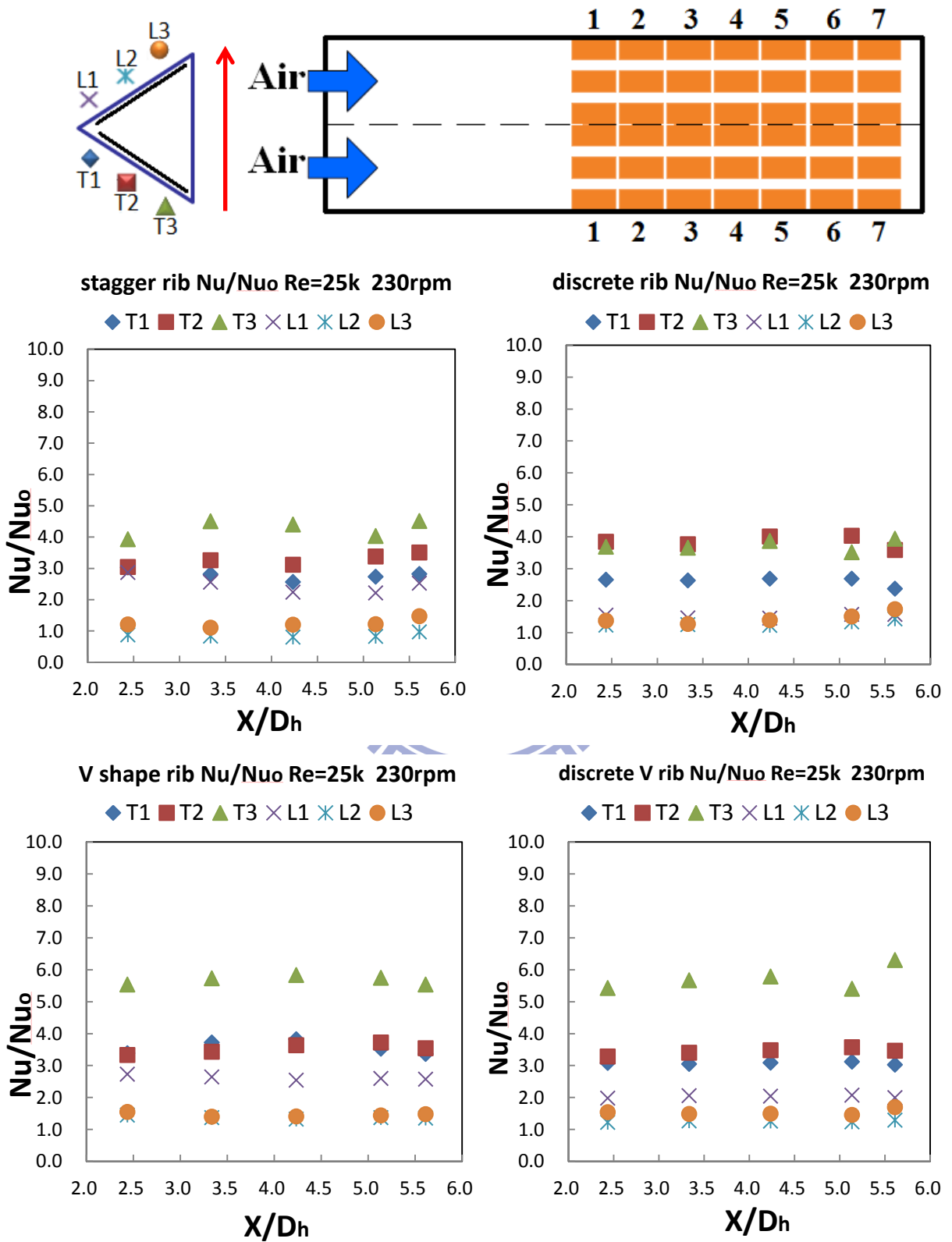


圖 4-11 Nusselt number ratio distributions at Rotating-230rpm Re=25k

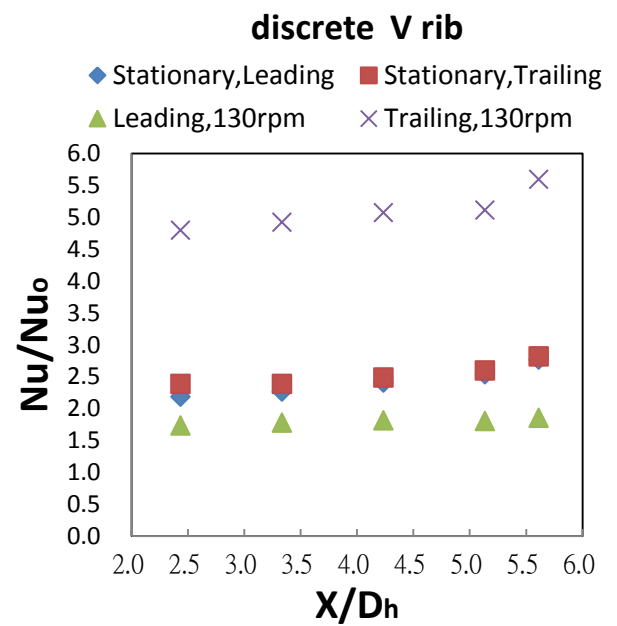
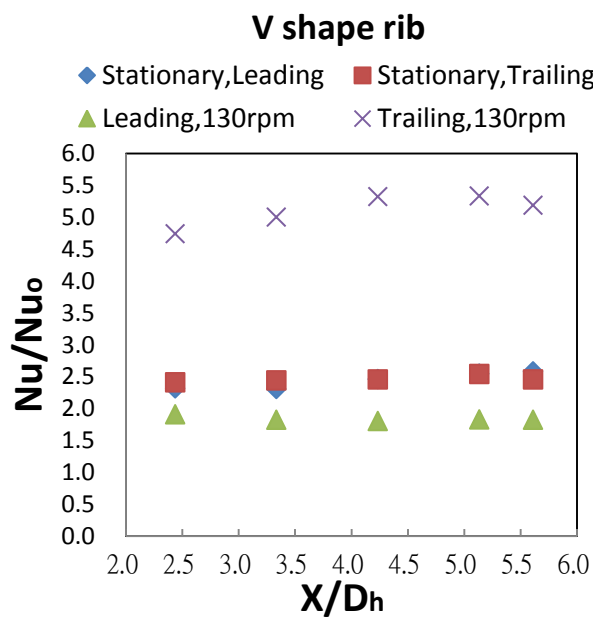
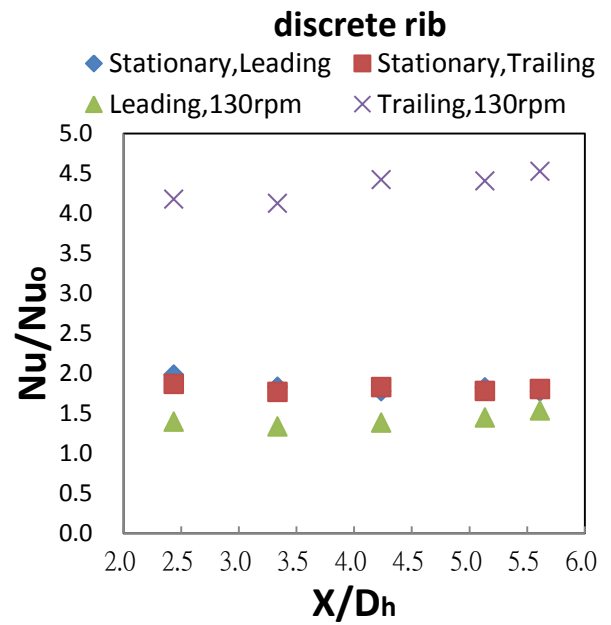
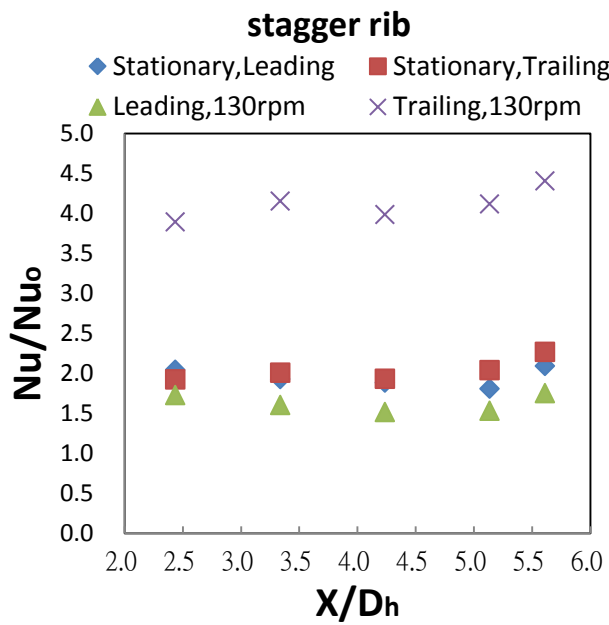
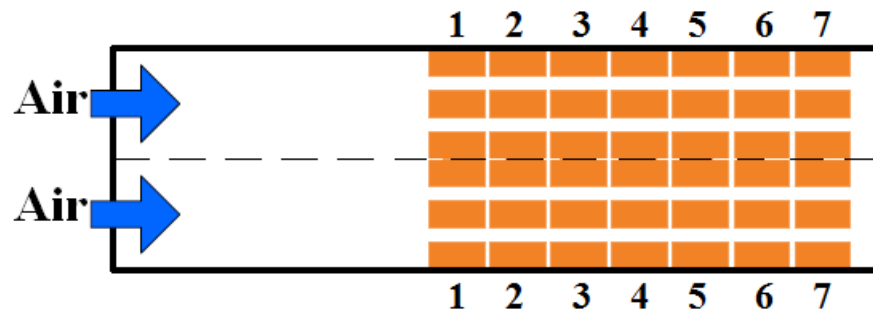


圖 4-12 Average Nusselt Number Ratio Distribution Re=15k

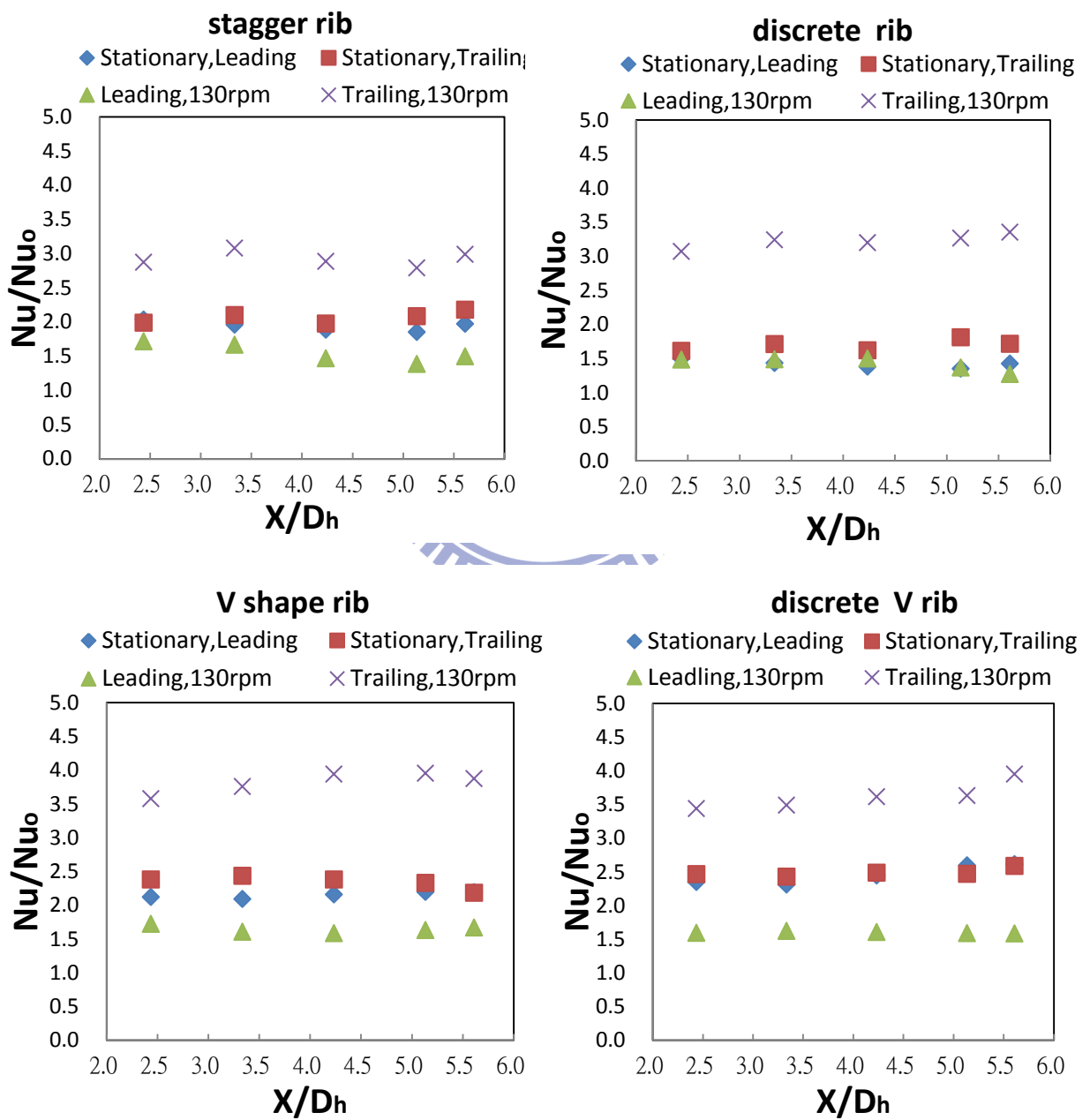
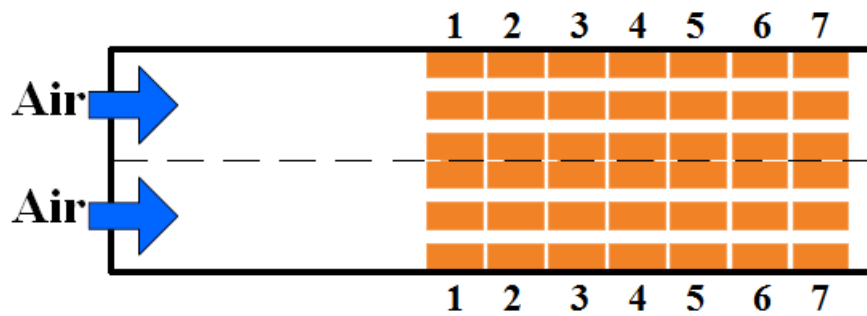


圖 4-13 Average Nusselt Number Ratio Distribution Re=25k

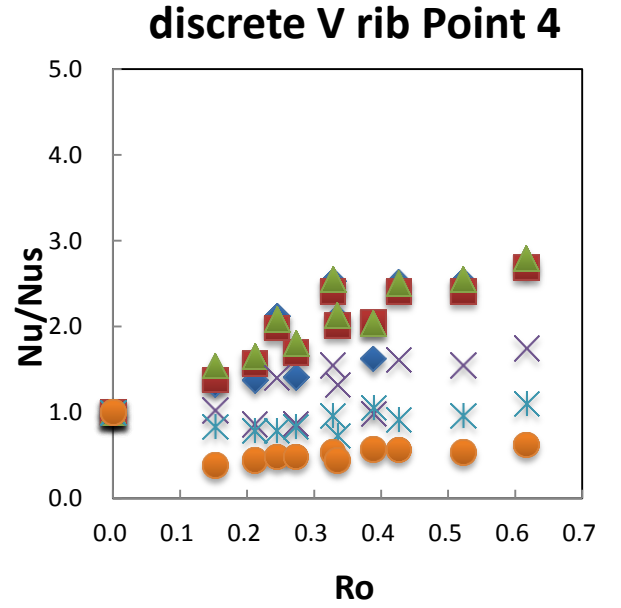
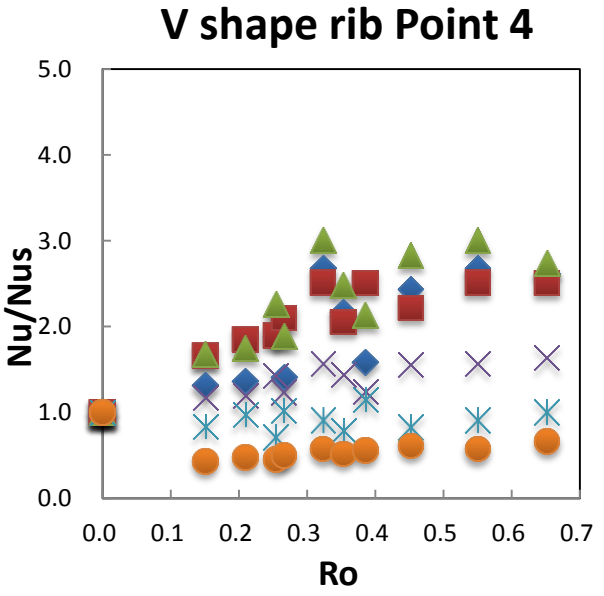
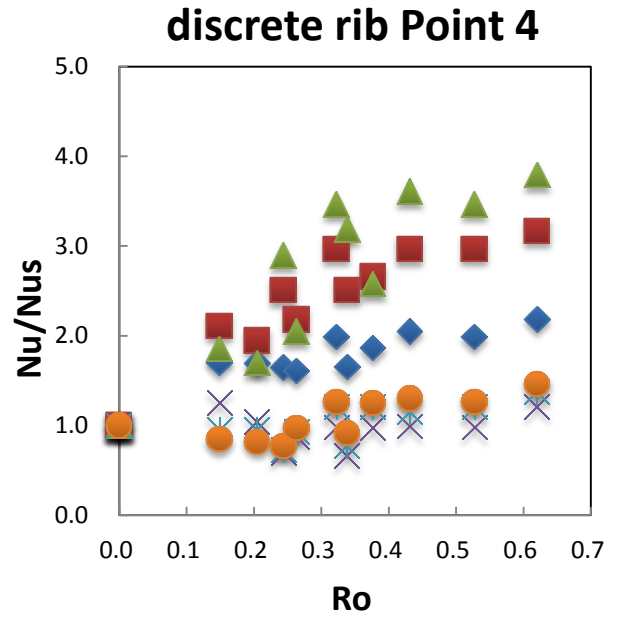
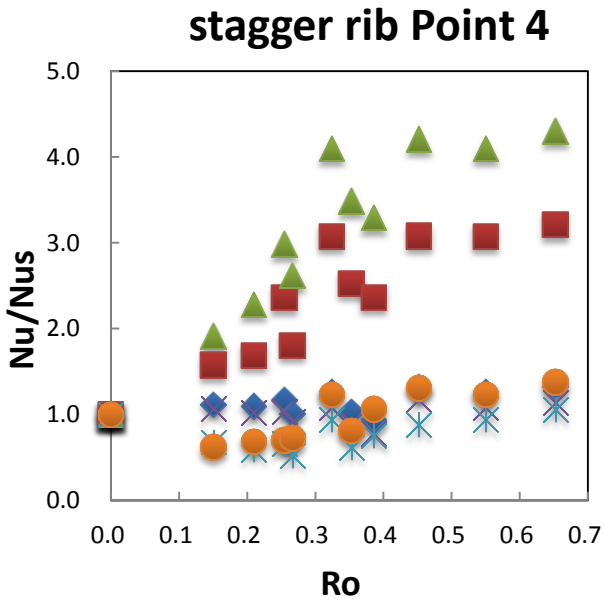
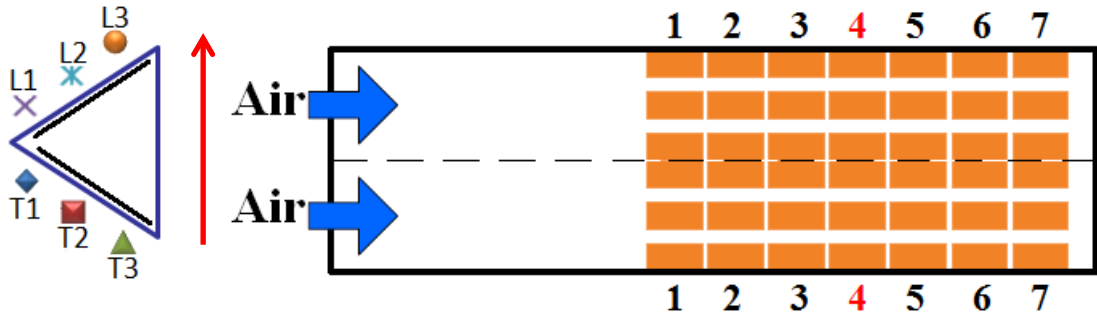


圖 4-14 Local Nu/N_{us} at $X/D_h=3.34$

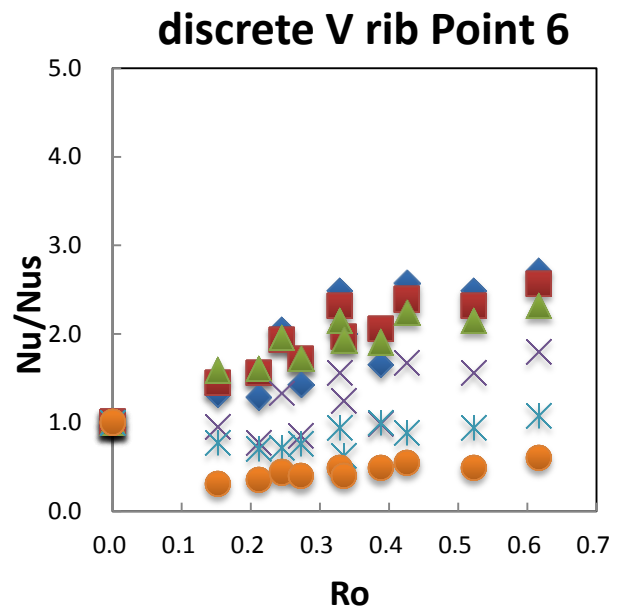
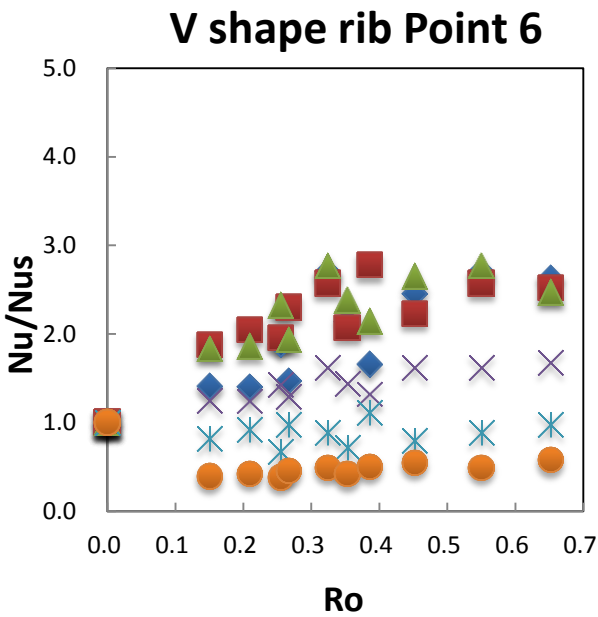
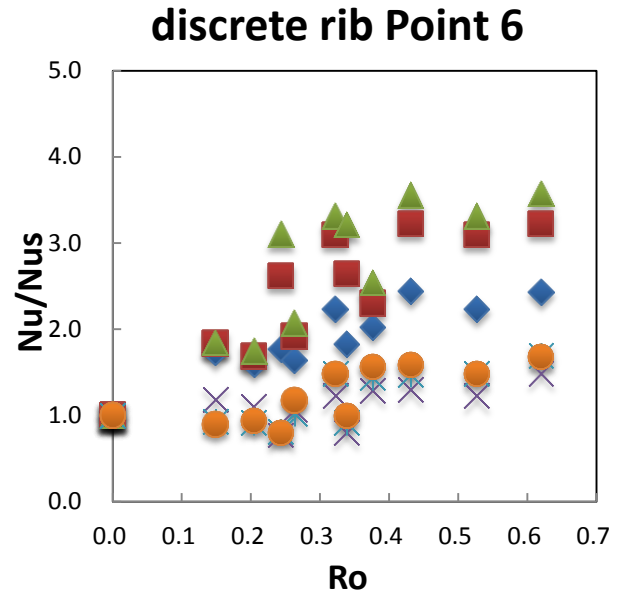
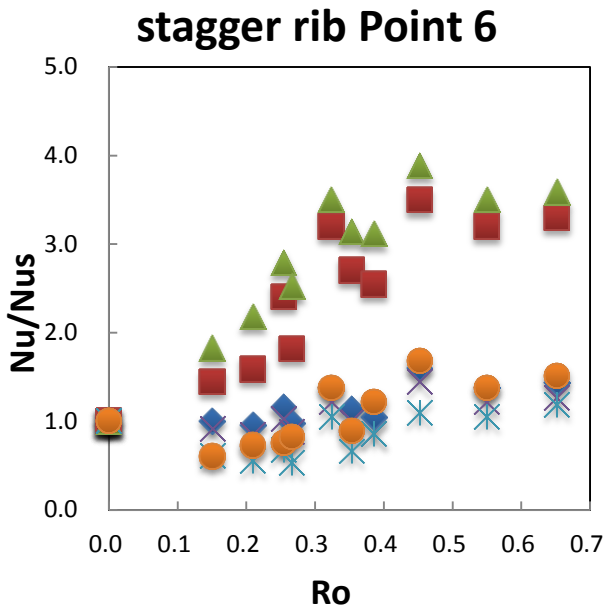
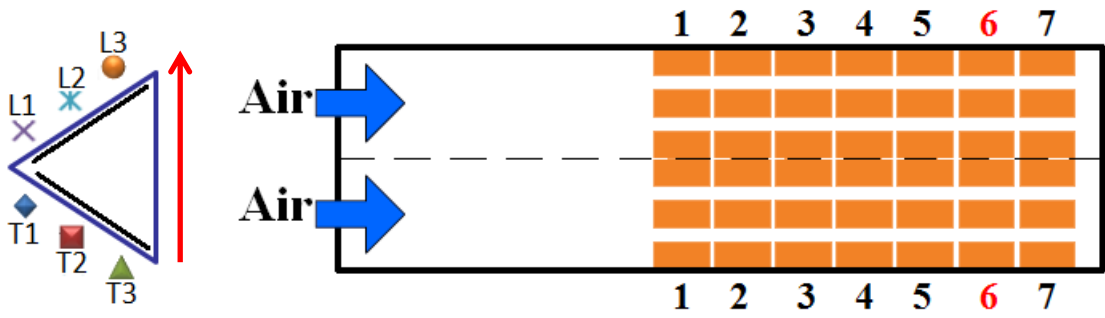


圖 4-15 Local Nu/Nus at $X/Dh=5.14$

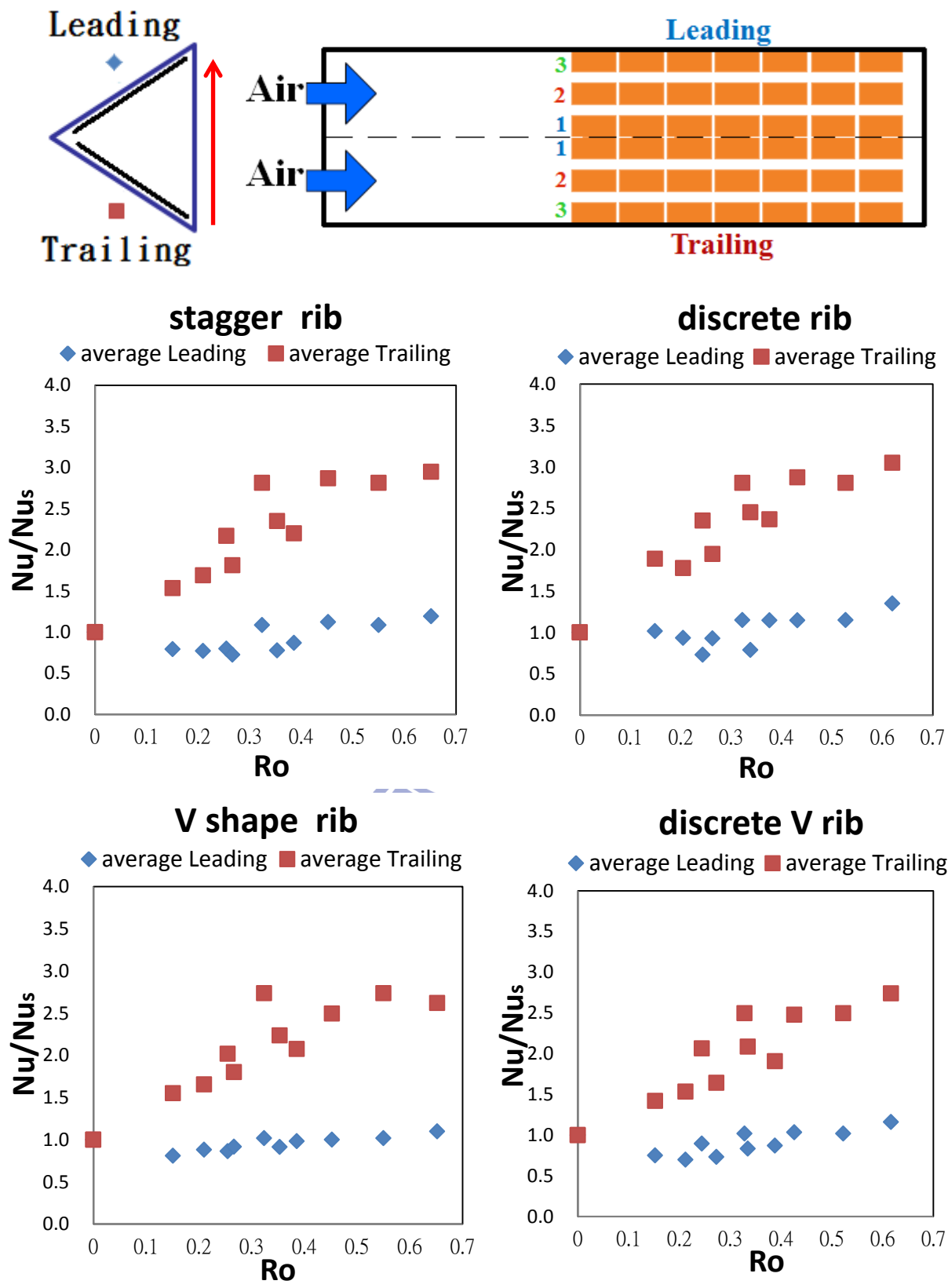


圖 4-16 Average Nusselt Number Ratio Distribution at $X/D_h = 3.34$

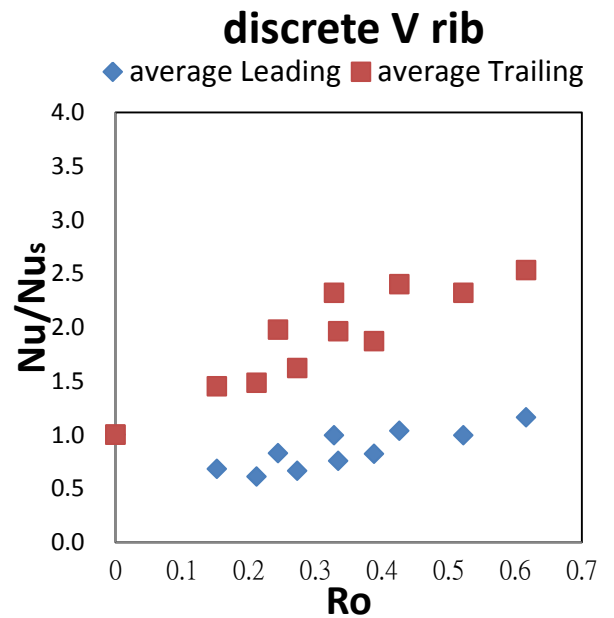
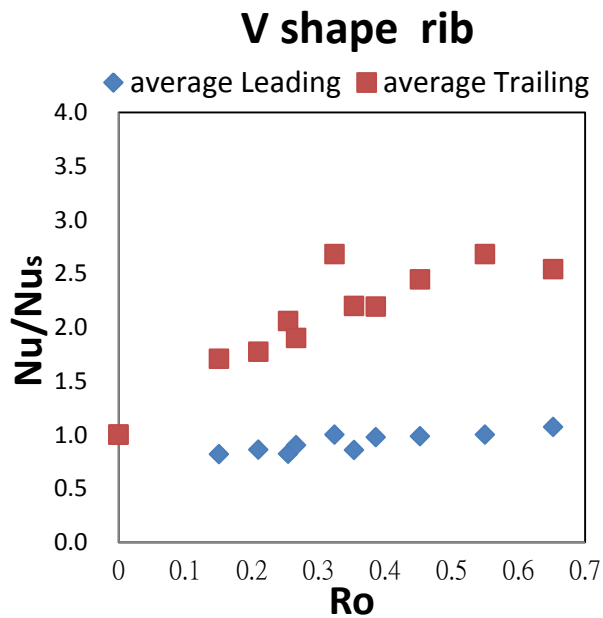
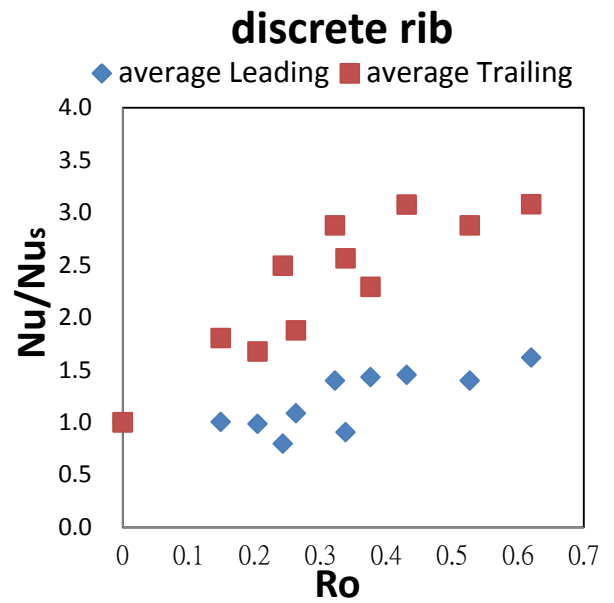
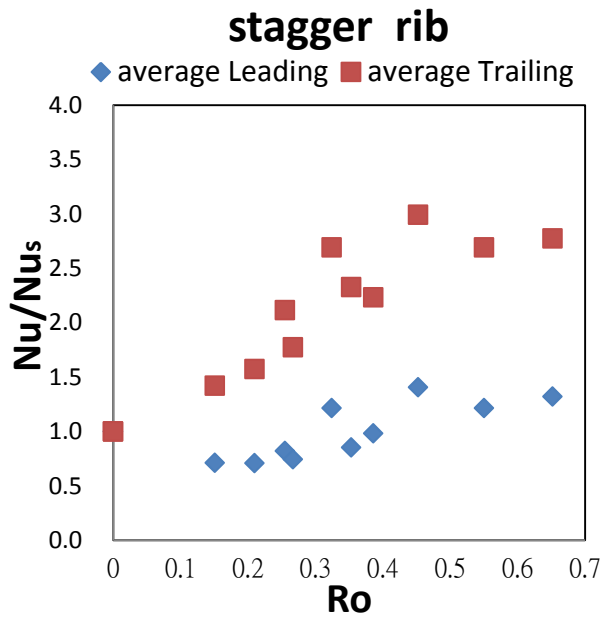
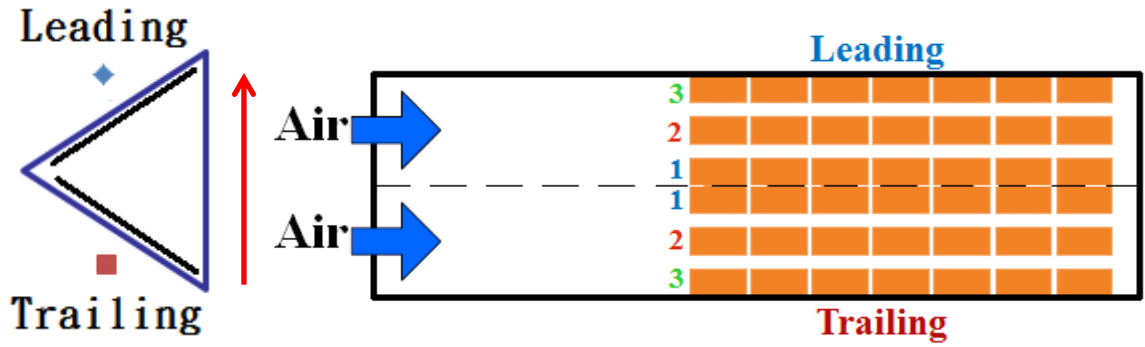


圖 4-17 Average Nusselt Number Ratio Distribution at $X/D_h = 5.14$