

出國報告（出國類別：開會）

## 參加第十九屆國際熱管研討會暨第十三屆國際熱管論壇出國報告

服務機關：核能研究所

姓名職稱：李灝銘 副工程師

派赴國家/地區：義大利

出國期間：107年6月8日~107年6月15日

報告日期：107年7月3日



## 摘要

核研所執行「智慧熱管餘熱回收節能關鍵技術開發」科技計畫，開發餘熱回收熱管熱交換器，本次出國將部分研發成果與國外專家學者交流，汲取國外經驗並了解國際現況。第十九屆國際熱管研討會(19<sup>th</sup> IHPC)暨第十三屆國際熱管論壇(13<sup>th</sup> IHPS)，乃熱管界最盛大的國際學術會議，每兩年舉辦一次，今年在義大利比薩(Pisa)舉行，本次會議共有來自全球 24 個國家、185 位專家學者與會，合計發表超過 140 篇論文。本次發表一篇論文 *Quick estimation of the maximum filling ratio of closed two-phase thermosyphons*，提出一種方法可以快速計算出熱虹吸管內工作流體的最大填充量，有助熱管開發人員聚焦研究範圍及縮短研發期程，全文詳見本報告附錄。本次會議筆者主動向國際大師 Prof. Amir Faghri 等世界各國專家學者等人請益，針對大型熱管的研發歷史、相關學理、特殊應用有更深入且全面的了解，同時建立大型熱管研究領域的國際人脈。透過本次會議獲知許多寶貴的熱管智識與其應用，本報告特別針對大型熱管在能源與科技的應用，包括工業餘熱回收、太空航太熱管理、大型電廠乾式冷卻、用過核燃料處置冷卻、地熱能擷取利用等內容，於文中進行介紹與說明。心得與建議臚列於後：

- (1)熱管乾式冷卻技術用途廣泛，具有免(少)電力的節能特性，值得我國持續發展；
- (2)熱管發展朝向極小化與極大化兩個端點，既有學理並無法完全適用於極端應用之條件，宜進行相關學理研究，作為新技術發展之基石；
- (3)大型熱管在能源與科技有許多應用潛力，包括工業餘熱回收、太空航太熱管理、大型電廠乾式冷卻、用過核燃料處置冷卻、地熱能擷取利用等，值得我國持續關注與研發；
- (4)我國電子產品用熱管之製作能力非常強，未來可以考慮轉型進入太空航太熱管的高單價與高利潤藍海市場；
- (5)國際熱管研討會暨國際熱管論壇，乃熱管新知交流的良好平台，未來宜持續參與。

# 目 次

摘要 .....	i
一、目的 .....	1
二、過程 .....	2
三、心得 .....	7
四、建議事項 .....	25
參考文獻 .....	26
附錄 .....	27

# 一、目的

本所執行「智慧熱管餘熱回收節能關鍵技術開發」科技計畫，針對國內工業節能市場缺口開發餘熱回收熱管熱交換器，提升國內工業節能技術，協助國家節能省碳政策之落實。熱管的發展歷史久遠，已有超過 50 年以上的歷史，我國擁有強大的電子消費產品製造能力，國內業界已成功將輕薄型熱管導入電子散熱應用多年，相關產品與銷售執世界牛耳；然而在大型熱管的應用與製作方面，則尚處於起步的階段。核能研究所為加速研發進程及掌握國際研發趨勢，特別派筆者參加熱管界最盛大的國際學術會議：第十九屆國際熱管研討會暨第十三屆國際熱管論壇聯合會議(Joint 19<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference and 13<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium)，此聯合會議每兩年方舉辦一次，機會實屬難得，期望藉此會議平台，結識國外專家學者，吸取國外經驗，掌握國際現況與未來趨勢。

## 二、過程

第十九屆國際熱管研討會暨第十三屆國際熱管論壇聯合會議，本文以下簡稱為 IHPC-IHPS-2018，於 2018 年 6 月 10~14 日於義大利比薩(Pisa)舉行。本次公差共計 8 日，行程如表 1 所示。

6 月 8 日啟程經香港及德國慕尼黑轉機兩次，總歷時超過 24 小時方抵達義大利比薩國際機場。出發當日香港遭受「艾雲尼」熱帶風暴侵襲，華航公司主動致電本次機票供應旅行社請乘客提前搭機前往香港，因此發生提前一個班次出發的意外插曲。

6 月 10~14 日等 5 天全程參加會議，最後一天(14)日閉幕式 14:00 輔結束，立即趕赴機場搭機(16:50 起飛)返國。

表 1：公差行程與主要活動說明

日期	地點	主要活動說明
6/08 (五)	桃園→香港→德國慕尼黑	啟程及轉機
6/09 (六)	德國慕尼黑→義大利比薩	旅館報到及熟悉地理環境 準備會議
6/10 (日)	義大利比薩	準備會議 參加大會歡迎宴會
6/11 (一)	義大利比薩	參加研討會 08:30~18:40 晚上宴請國際友人
6/12 (二)	義大利比薩	參加研討會 08:30~19:00 晚上參加台灣團聚餐
6/13 (三)	義大利比薩	參加研討會 08:30~18:10 參加大會社交晚宴 19:30~23:00
6/14 (四)	義大利比薩→德國慕尼黑	參加研討會 08:30~14:00 回程及轉機
6/15 (五)	德國慕尼黑→香港→桃園	回程及轉機 返抵國門

IHPC-IHPS-2018 乃第十九屆國際熱管研討會(19<sup>th</sup> IHPC)及第十三屆國際熱管論壇(13<sup>th</sup> IHPS)的聯合會議，IHPC 與 IHPS 的舉辦歷史如表 2所示。第一屆的 IHPC 在 1973 年德國斯圖加特舉辦，後續的研討會主要在歐美地區舉辦，並逐漸擴展至世界各洲。第一屆的 IHPS 於 1985 年日本東京舉辦，之後的論壇主要都在日本舉行，後來延伸至亞洲地區。到了 2016 年，IHPC 與 IPHS 首次在韓國濟州島聯合舉行，往後每兩年舉辦一次，今年(2018)義大利比薩是第二次的聯合會，下一屆將移至俄羅斯 Gelendgik 於 2020 年 9 月舉辦。我國曾在 2011 年主辦過一次 10<sup>th</sup> IHPS，由淡江大學康尚文教授主辦，康教授是國際熱管委員會中我國唯一的委員，筆者本次得助康教授幫忙，獲其引介接觸並認識多位熱管界的知名專家學者。

本屆會議來自 24 個國家，超過 185 位專家學者與會，共發表 141 篇論文。人數最多的國家依次為法國(24 人)、中國(21 人)、韓國(22 人)、日本(19 人)、德國(12 人)、義大利(12 人)、台灣(9 人)、紐西蘭(9 人)、美國(9 人)、印度(7 人)、英國(7 人)、俄羅斯(6 人)、比利時(5 人)、巴西(4 人)...等。

表 2：國際熱管會議 IHPC 與 IHPS 的舉辦歷史

IHPC series	LOCATION	YEAR	IHPS series	LOCATION	YEAR
1st IHPC	Stuttgart, Germany	1973			
2nd IHPC	Bologna, Italy	1976			
3rd IHPC	Palo Alto, USA	1978			
4th IHPC	London, UK	1981			
5th IHPC	Tsukuba, Japan	1984			
6th IHPC	Grenoble, France	1987	1st IHPS	Tokyo, Japan	1985
7th IHPC	Minsk, Belarus	1990	2nd IHPS	Osaka, Japan	1987
8th IHPC	Beijing, China	1992	3rd IHPS	Tsukuba, Japan	1988
9th IHPC	Albuquerque, USA	1995	4th IHPS	Tsukuba, Japan	1994
10th IHPC	Stuttgart, Germany	1997	5th IHPS	Melbourne, Australia	1996
11th IHPC	Tokyo, Japan	1999	6th IHPS	Chiangmai, Thailand	2000
12th IHPC	Moscow, Russia	2002	7th IHPS	Jeju, Korea	2003
13th IHPC	Shanghai, China	2004	8th IHPS	Kumamoto, Japan	2006
14th IHPC	Florianopolis, Brazil	2007	9th IHPS	Kuala Lumpur, Malaysia	2008
15th IHPC	Clemson, USA	2010	10th IHPS	Taipei, Taiwan	2011
16th IHPC	Lyon, France	2012	11th IHPS	Beijing, China	2013
17th IHPC	Kanpur, India	2013	12th IHPS & 18th IHPC	Jeju, Korea	2016
18th IHPC & 12th IHPS	Jeju, Korea	2016	13th IHPS & 19th IHPC	Pisa, Italy	2018
19th IHPC & 13th IHPS	Pisa, Italy	2018			

大會議程如表 3 所示，會議分成兩個平行議程，同時間只能選擇其一聆聽，難免會有遺珠之憾。大會將論文依技術分成四類：熱虹吸管(Thermosyphons, TS)、熱管(Heat Pipes, HP)、脈衝式熱管(Pulsating Heat Pipes, PHP)、與迴路式熱管(Loop Heat Pipes, LHP)。

表 3：IHPC-IHPS-2018 大會議程[5]

DATE/TIME	Day 1 June 10 (Sunday)	Day 2 June 11 (Monday)	Day 3 June 12 (Tuesday)	Day 4 June 13 (Wednesday)	Day 5 June 14 (Thursday)
8:00		REGISTRATION DESK OPEN	REGISTRATION DESK OPEN	REGISTRATION DESK OPEN	REGISTRATION DESK OPEN
8:10		Opening session	Room A Keynote 2 Prof. A. Faghri	Room A Keynote 3 Prof. D. Del Col	Room A Keynote 4 Prof. K. Myazaki
8:20		Room A Keynote 1 Prof. Y. Maydanik	Room A PHP2-1	Room A TS2-1	Room A HP7-1
8:30		Room B HP1-1	Room B SP1-1	Room B HP5-1	Room B SP2-1
8:40		Room A TS1-1	Room A PHP2-2	Room A TS2-2	Room A HP7-2
8:50		Room B HP1-2	Room B SP2-2	Room B HP5-2	Room B SP2-2
9:00		Room A TS1-2	Room A PHP2-3	Room A TS2-3	Room A HP7-3
9:10		Room B HP1-2	Room B SP2-3	Room B HP5-3	Room B SP2-3
9:20		Coffee break	Room A PHP2-4	Coffee break	Coffee break
9:30		Room A LHP1-1	Room B HP2-1	Room A LHP3-1	Room B SP3-1
9:40		Room B HP2-1	Coffee break	Room B HP6-1	Room A PHP4-1
9:50		LHP1-2	Room A POSTER PITCH (30')	Room A LHP3-2	Room B SP3-1
10:00		HP2-2	POSTER SESSION 1 Capillary Driven Devices (24 posters)	Room B HP6-2	Room A PHP4-2
10:10		LHP1-3		Room A LHP3-3	Room B SP3-2
10:20		HP2-3		Room B HP6-3	Room A PHP4-3
10:30		LHP1-4		Room A LHP3-4	Room B SP3-3
10:40		HP2-4		Room B HP6-4	Room A PHP4-4
10:50		LHP1-5		Room A LHP3-5	Room B SP3-4
11:00		HP2-5		Room B HP6-5	Room A PHP4-5
11:10		LUNCH		Room A LHP3-6	Room B SP3-5
11:20		Room A PHP1-1	Distribution of lunch boxes	Room B HP6-6	Room A PHP4-6
11:30		Room B HP3-1	Trip to Lucca	LUNCH	Room B SP3-6
11:40		PHP1-2		Room A POSTER PITCH (30')	Closing Session
11:50		HP3-2		POSTER SESSION #2 Wickless Devices (20 posters)	LIGHT LUNCH
12:00		PHP1-3		Coffee break	
12:10		HP3-3		Room A PHP3-1	
12:20		PHP1-4		Room B TS3-1	
12:30		HP3-4		Room A PHP3-2	
12:40		PHP1-5		Room B TS3-2	
12:50		HP3-5		Room A PHP3-3	
13:00		PHP1-6		Room B TS3-3	
13:10		HP3-6		Room A PHP3-4	
13:20		PHP1-7		Room B TS3-4	
13:30		HP3-7		Room A PHP3-5	
13:40		Coffee break		Room B TS3-5	
13:50		Room A LHP2-1		Room A PHP3-6	
14:00		Room B HP4-1		Room B TS3-6	
14:10		LHP2-2			
14:20		HP4-2			
14:30		LHP2-3			
14:40		HP4-3			
14:50		LHP2-4			
15:00		HP4-4			
15:10		LHP2-5			
15:20		HP4-5			
15:30		LHP2-6			
15:40		HP4-6			
15:50		POSTER SESSION 1 POSITIONING			
16:00					
16:10	Registration Open Conference venue				
16:20					
16:30					
16:40					
16:50					
17:00					
17:10					
17:20					
17:30					
17:40					
17:50					
18:00					
18:10					
18:20					
18:30					
18:40					
18:50					
19:00					
19:10					
19:20					
19:30					
19:40					
19:50					
20:00	WELCOME BANQUET Conference venue garden	Meeting of the Committee on the International Heat Pipe Conferences			
20:10					
20:20					
20:30					
20:40					
20:50					
21:00					
21:10					
21:20					
21:30					
21:40					
21:50					
22:00					
23:00					

大會的第二天至第五天，每天議程都由一場邀請演講(keynote)開始，四位講者及其講題如表 4所示。場場精彩，特別前兩場更是經典。第一場講者是俄羅斯科學院的 Prof. Yury Maidanik，介紹並回顧他們研究團隊過去 46 年間在 LHP 領域的研究過程與成果，幾乎也就是全世界熱管研發過程的歷史縮影，讓筆者對世界熱管的研發歷史有了更深的認識。Prof. Maidanik 的演講內容，也讓筆者了解 LHP 熱管技術的優勢與設計要點，收穫良多。

表 4：IHPCS2018 邀請演講之講座與講題

Invited Speaker	Title	Photo
<p><b>Prof. Yury Maidanik</b> Institute of Thermal Physics, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Russia</p>	<p><b>46 Years of Experience in Loop Heat Pipes Research, Development and Application</b></p>	
<p><b>Prof. Amir Faghri</b> Distinguished Professor of Engineering, Distinguished Dean Emeritus of Engineering, School of Engineering, University of Connecticut, U.S.A.</p>	<p><b>Advances and Opportunities of Integrating Heat Pipe Concepts in Active and Passive Energy Systems</b></p>	
<p><b>Prof. Davide Del Col</b> Università degli Studi di Padova, Dipartimento di Ingegneria Industriale, Italy</p>	<p><b>Condensation heat transfer in heat pipes</b></p>	
<p><b>Prof. Koji Miyasaki</b> Department of Mechanical and Control Engineering, Kyushu Institute of Technology, Japan</p>	<p><b>Printable Thermoelectric Device</b></p>	

第二場邀請演講是美國康乃狄克大學的 Prof. Amir Faghri，展望熱管的未來發展與應用，演講內容聚焦在熱管於直接甲醇燃料電池(Direct Methanol Fuel Cell, DMFC)及大型電廠的乾式冷卻等兩領域的應用。Prof. Faghri 可以說是世界熱管界最知名教授之一，他已出版多本熱管相關的專業圖書，其中 Heat Pipe Science and Technology 第一版於 1995 年 3 月問世[1]，第二版剛在 2016 年 11 月出版[2]，該書是剛踏入熱管研發領域者必讀的教科書與工具書，筆者也不例外，是該書的拜讀者之一，該書超過 1000 頁、厚度超過 6.6 公分、重量接近 2.5 公斤，稱之為熱管聖經也不為過。

本次出國前就知道 Prof. Faghri 將出席，因此筆者給自己一個重要任務就是向 Prof. Faghri 請益，徵詢書中熱管的相關理論與經驗方程式，在大型熱管中是否仍能適用。筆者在第三天下午，找到機會當面向 Prof. Faghri 請益(圖 1)，獲得許多寶貴的意見與建議，對於先前拜讀熱管時的疑慮，經大師口頭解釋終於得以釐清，吾人認為這對未來熱管的設計與研發會有很大的幫助。

筆者的論文在第四天下午發表，圖 2 為發表時的照片，論文題目為「封閉式兩相熱虹吸管最大填充率的快速估算法」(Quick estimation of the maximum filling ratio of closed two-phase thermosyphons)，全文詳見附錄。工作流體填充率太多或太少都不利熱傳，決定方式有幾種：(1)實驗決定：但實驗耗時且耗費；(2)數值計算：數值模型複雜且計算耗時；(3)根據經驗：尺寸改變後難以估計。因此本文提出一種估算方法，可以快速計算出熱虹吸管内工作流體的最大填充率，協助熱管開發人員聚焦研究範圍及縮短研發期程。



圖 1：筆者(右)與熱管大師 Prof. Faghri (中)及淡江大學康尚文教授(左)於義大利合影



圖 2：筆者(左二)於 Joint 19<sup>th</sup> IHPC & 13<sup>th</sup> IHPS 大會上發表論文之照片

### 三、心得

熱管是一種具有快速傳熱且均溫特性的特殊元件，早期運用於航太領域，現今普遍用於各式冷卻器，在能源領域的用途包括熱交換器、太陽熱能、地熱引用等方面。熱管主要由中空殼體及工作流體所組成，分為蒸發段、絕熱段與冷凝段，運作原理為蒸發段內部流體(液體或固體)接受外部熱量(吸熱)發生相變化成為氣相流體，氣相流體往冷凝段快速移動後凝結(散熱)，液相流體由重力與毛細力作用返回蒸發段完成一次循環，如此重複循環達到快速與大量熱傳的效果[3]。

核研所已能夠製作出銅、不鏽鋼、鋁等材質的熱管，填充流體包括水、氨、酒精、及鈉等許多不同直徑與長度的圓形熱管，最低熱阻達 0.07 K/W，同時在熱管外層鍍製 TiN、CrC、NiCr 等薄膜以提升熱管的環境耐腐蝕性，擴大實際應用範疇[4]。核研所擁有製作技術，下一步面臨的是如何進一步優化與提升熱管性能，此時掌握熱管學理，作為熱管研發與設計的判斷與基礎，便成為不二法門。

熱管具高導熱能力，不考慮外部熱傳限制的前提下，熱管的最大熱傳量由內部的黏滯限制(viscos limitation)、音速限制(sonic limitation)、毛細限制(capillary limitation)、攜流限制(entrainment limitation)、及沸騰限制(boiling limitation)等五種熱傳限制所決定，其中相關的設計因子包括熱管幾何尺寸、毛細結構、流體性質、及操作條件等，變數高達數十個，對熱管設計與開發而言具有一定複雜度[3]。上述熱傳限制的原理與理論方程式可以在許多文獻與教科書中查得，然而這些方程式在大型熱管上是否依然適用？仍是一個未確定的盲區。

本次會議筆者主動與國際大師 Prof. Faghri 與其他各國專家學者等人請益，先前熱管限制在大型熱管(熱虹吸管)是否能適用？多數專家學者均持保留態度，並且當熱管或熱虹吸管很長或直徑很大時，不僅上述幾種限制，還會發生其他現象並衍生出其他相關問題，因此即使相關熱管限制的方程式可以參考，但熱傳量可能會高估，或是根本難以使用。另外，言談交流中國際學者善意提點，限制不一定是限制，若能有創新思維，有些熱管限制是可以避開的，如此熱傳量就可以再提升。這種翻轉式概念是筆者先前未曾思考的，也如茅塞頓開豁然開朗，熱管研發上藏有許多可以變化的地方，有許多創新思維值得嘗試開發。

大型熱管的應用潛力領域包括：工業餘熱回收、太空衛星熱管理、大型電廠乾式冷卻、用過核燃料處置冷卻、地熱能擷取利用等，均是我國值得開發的能源與科技技術。其他議程內容也相當多元與豐富，整體而言，熱管的研發趨勢朝極小化與極大化兩端發展，應用上朝特殊應用與技術整合等方向，筆者攜回之大會論文集[5]，該 USB 碟存放在本所圖書館，有興趣者可逕行借閱。

本次大會的文章中，與工業餘熱回收熱管熱交換器直接相關者共有 3 篇[5]：(1)大陸北京工業大學 Transfer characteristics of thermosyphon heat exchanger for cooling electrical cabinet，一個氣-氣式鰭片銅熱虹吸管熱交換器，作為電氣機櫃散熱用途，能源效率(Energy Efficiency Ratio, EER)是傳統空調的 2~3 倍，電費只要約 33%~50%，具節能實用性；(2)澳洲 RMIT 大學的 Water desalination and power cogeneration utilising heat pipe heat exchanger，提出一種整合熱管熱交換器、工業餘熱回收、熱電發生器(Thermoelectric Generators, TEG)、海水淡化等多種元素於一體的新應用，可惜整體熱電轉換效率是偏低的 1.2%，設備投資可能要很多年才能回收；(3)我國淡江大學康尚文教授團隊的 Development of heat pipe heat exchanger，為實驗室規模的氣-水式熱交換器的實驗結果，熱交換器內有 19 支不銹鋼熱管，為淡江大學康教授與核能研究所的共同研究成果，實驗在核能研究所內進行，實驗裝置為核能研究所所有，若對此設備有興趣者，可與核能研究所或筆者聯繫，歡迎大家進行相關學術研究使用。

太空航太熱管理，是本次研討會的特色與重點，約有 20%的文章與太空應用有關[5]。熱管在太空航太應用的設計與一般典型熱管，在結構上並無太大差異，但可靠性要求嚴苛。太空航太用熱管，其首要條件是必須能在零重力下順利運作，有些條件反而必須在極高重力環境下順利運作。但這些限制對熱管而言都不是個太大問題，熱管只要有適當的毛細結構或結構設計，在  $\pm 10\text{ G}$  的重力條件下，熱管性能並無太大差異，也顯示熱管在太空航太的高應用性。我國熱管製作能力處於世界領先地位，電子散熱用熱管屬於紅海市場競爭激烈，售價不高，利潤低廉。但太空航太熱管屬於藍海市場，單價非常昂貴，是一般熱管的幾千到幾萬倍，雖然其市場門檻很窄且認證複雜，一旦打入利潤會很高，值得我國熱管製造業切入。

本報告著墨大型電廠乾式冷卻、用過核燃料處置冷卻、地熱能擷取利用等三方面的應用，心得分享分述於下。

## (一) 大型熱管在電廠乾式冷卻之應用

根據綠色和平組織報導[6]，全球現存的 8,359 座與正計畫興建中的 2,668 座燃煤電廠，上述燃煤電廠的用水量足以供應 10 億人的年用水需求；現有燃煤電廠中，44%座落在水資源缺乏地區，且 25%即將興建的電廠更位在於水資源正在加速耗盡的地區。

美國華盛頓大學土木與環境工程系教授 Dennis Lettenmaier 提醒人們必須重新審視電廠的冷卻問題[7]。美國的核能、燃煤及燃氣等電廠供應約 90%的電力，發電廠須要有足夠水量與穩定水溫以防止發電機過熱，其用水量約占全美淡水使用量的 40%；2007~2008 間曾因缺乏冷卻水和排放水溫的法規限制，造成部分電廠減產或是暫時停止運轉[7]。表 5 為美國近年因溫升造成能源設施衝擊影響事件[8]。歐洲有 75%電力來自上述電廠，約占歐洲淡水使用量的 50%，也曾於 2003、2006、2009 夏季因冷卻水受限，導致部分電廠減產[7]。

台灣地區四周環海，火力與核能電廠的冷卻都使用海水進行冷卻，因此不會遇到上述歐美地區的缺水問題，但是台灣溫排水的海洋生態議題，仍持續被環境保護人士所關注。

表 5：美國近年因溫升造成能源設施衝擊影響事件[8]

編號	設施別	發生年月	衝擊影響
1	核電廠	2012/07	康乃狄克州Millstone核電站因冷卻水的溫度過高，超過了反應器的技術規格，導致關閉一個反應器，造成兩週電力無法輸出停產255,000度電力，價值數百萬美元的損失
2	核電廠/ 燃煤電廠	2012/07	伊利諾州四個燃煤電廠和四個核電廠因冷卻水池水溫過高，請求伊利諾伊州環境保護局允許排放超過聯邦清潔水法案標準。伊利諾州環境保護局特別例外同意八電廠排出較熱溫排水
3	輸電線路	2011/09	高溫和高電力需求讓靠近亞利桑那州尤馬附近的變壓器和輸電線路跳開，導致San Onofre核電廠的功率損失影響整個聖地牙哥，停電中斷長達12小時，影響270萬電力客戶
4	電廠	2011/夏季	連續多日高溫和德克薩斯記錄乾旱的導致德州電力可靠性委員會發布緊急電力事件，導致大量電廠的非計畫性停電和至少一個電廠減少其電力輸出
5	核電廠	2010/夏季	新澤西州的Hoop Creek核電廠和賓州的Exeions Limerick發電廠因冷卻水溫度過高，沒有足夠之冷卻功率使機組持續運轉，強迫降低機組發電效率
6	核電廠	2007 2010 2011	阿拉巴馬州田納西流域管理局Browns Ferry核電廠，被迫降低動力輸出持續兩個月，以避免反應器排出之冷卻水溫過高，危及田納西河水生態。雖沒有造成停電，但更換電源估計花費5000萬美元
7	輸電線路	2007/10	由於野火損壞西南電力鏈路傳輸系統，使得加州獨立系統運營商宣布進入緊急狀態，其中包括二十多個輸電線路長達35英哩的損壞和近聖地亞哥80,000客戶停電，有的甚至長達好幾週
8	燃煤電廠	2007/08	乾旱、熱浪和高水溫迫使北卡羅來納州夏洛特杜克能源，以減少兩個燃煤電廠(河灣蒸汽站和艾倫蒸汽站)，造成零散的停電
9	核電廠	2006/07	密西根州的D.C. Cook核電廠關閉，因為夏季氣溫過高導致電廠廠房內的空氣溫度達到120°F (48.9°C)，且從密西根湖抽取冷卻水的溫度過高導致停機。直到五天後，熱浪事件解除，該電廠才恢復以全功率運轉
10	核電廠	2006/08	在伊利諾伊州艾斯城發電站的兩個機組發電效率低於60%，主要是因為抽取密西西比河的冷卻水溫度過高，導致反應器排出過熱冷卻水

資料來源：U.S. Department of Energy (2013) · U.S. Energy Sector Vulnerabilities to Climate Change and Extreme Weather ·

基於電廠耗水與水資源議題，在 Prof. Faghri 邀請演講的兩個未來應用中，有一個就是熱管在大型電廠的乾式冷卻。圖 3 顯示兩種不同冷卻水型式的電廠，圖 3 右上為封閉迴路式冷卻循環的電廠，利用蒸發冷卻來降低水的需求量；缺點是導致大量蒸氣進入大氣中，消耗水資源。圖 3 右下為貫流式(海)水冷卻的電廠，但(海)水溫昇問題可能面臨日益嚴苛的法規要求。

圖 4 右側為電廠乾空氣冷卻的照片，乾空氣冷卻的最大優點是「不用水」，冷卻交由數量龐大的鰭片式熱管負責，將熱傳到大氣空氣中。問題與挑戰包括：空氣側熱傳受限，10% 電力損失，5 倍的設備成本支出(相較於傳統水冷卻)，需要更大的土地面積。

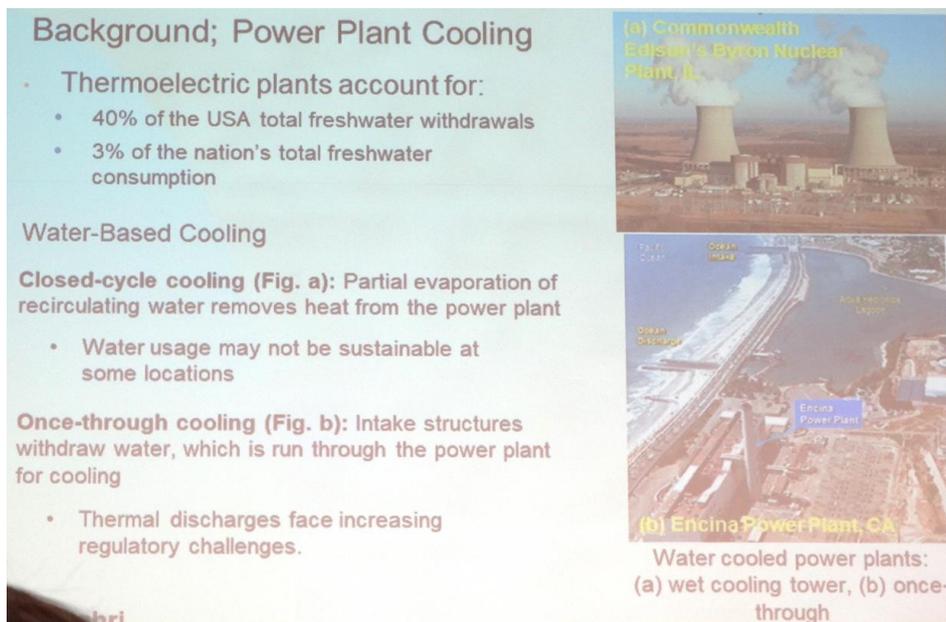


圖 3：Prof. Faghri 簡報照片(1)—熱電廠的兩種不同冷卻型式[5]

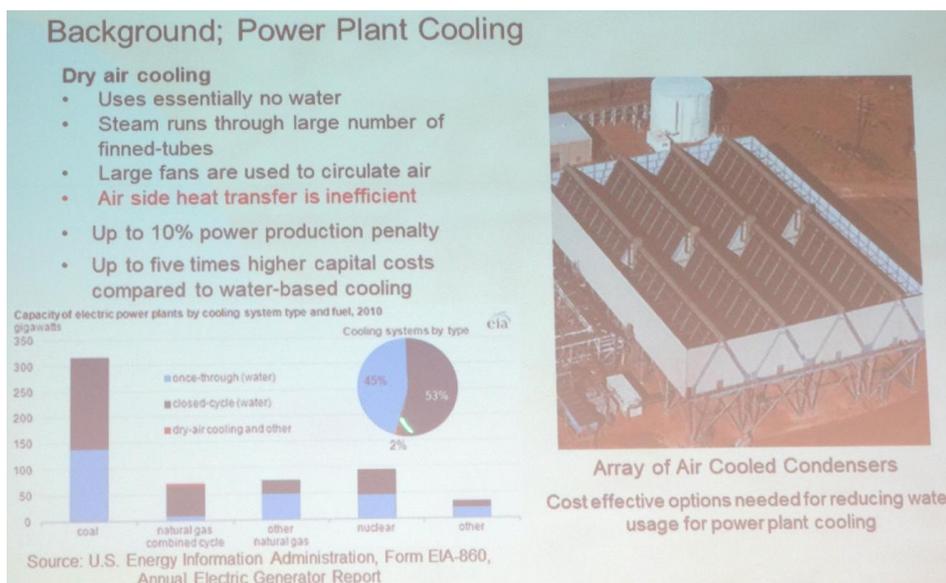


圖 4：Prof. Faghri 簡報照片(2)—電廠乾空氣冷卻示意[5]

Prof. Faghri 在會場上提出 3 種熱虹吸管的應用概念，經查還有另外 2 種變化，5 種熱虹吸管的配置示意如圖 5 所示，由上至下分別為：(1)直接乾式熱虹吸冷凝器 DDTSC (direct dry thermosyphon condenser)；(2)間接乾式熱虹吸冷凝塔 IDTCT (indirect dry thermosyphon cooling tower)；(3)混合型並聯式直接冷凝器 HPDC (hybrid parallel direct condensers)；(4)混合型串聯式冷卻塔 HSCT (hybrid series cooling towers)；(5)混合型並聯式直接冷卻塔 HPCT (Hybrid parallel cooling towers)等，在下文中進行介紹與說明。

(1)直接乾式熱虹吸冷凝器 DDTSC，由一系列的交錯排列熱虹吸管來取代傳統蒸氣冷凝器，熱由空氣強制對流方式帶走。DDTSC 的設計準則，不論電廠如何操作，都必須能將渦輪發電機出口的蒸氣完全相變為液態。

(2)間接乾式熱虹吸冷凝塔 IDTCT，用以取代傳統的間接冷卻水塔。此法相對單純，但是散熱能力會受環境大氣條件影響，安全係數必須設定高一些。

(3)混合型並聯式直接冷凝器 HPDC，即是 DDTSC 與傳統冷卻水塔並存的系統。可以增加系統的操作穩定性，降低周界環境條件對 DDTSC 效能的衝擊，但兩套系統並存，會增加設置成本與土地樓板面積需求。

(4)混合型串聯式冷卻塔 HSCT，即 IDTCT 與傳統冷卻水塔的串聯組合，利用 IDTCT 降溫將部分的熱散到空氣，降低後端串連傳統冷卻水塔的熱負荷，減少蒸發水量，節約水資源。

(5)混合型並聯式直接冷卻塔 HPCT，即 IDTCT 與傳統冷卻水塔的並聯組合。

上述各種組合，目前尚無法定論何者為佳。但如前面所述，問題與挑戰包括：空氣側熱傳受限須有工程改善方案、整廠電力損失、設備成本支出增加、土地面積需求增加等。表 6 及圖 6 為熱虹吸管應用於電廠乾式散熱(730 MW)的效能與成本分析，圖 6 為筆者於本次大會拍攝的照片，表 6 的資料來源為[9]，散熱總量一樣都是  $730 \text{ MW}_{\text{th}}$ ，但是相關結果並不盡相同，應該是 Prof. Faghri 團隊在設計與經濟分析上仍持續改善所致。筆者認為有幾點可以特別留意，(1)熱虹吸管尺寸：外徑 0.025 或 0.125 m，總長度 6.5 m；(2)總熱管支數：0.236~1.08 百萬支，數量相當龐大，每支平均熱傳量約 0.73 kW；(3)單位設置成本：22.52~47 \$US/kW<sub>th</sub>，相較於 2016 美國能源部[10]發布的熱電廠建廠單位成本 1000~5000 \$US/kW<sub>th</sub>，筆者認為熱虹吸管散熱的成本並不算高，但前提是假設 Prof. Faghri 估算結果具參考性。

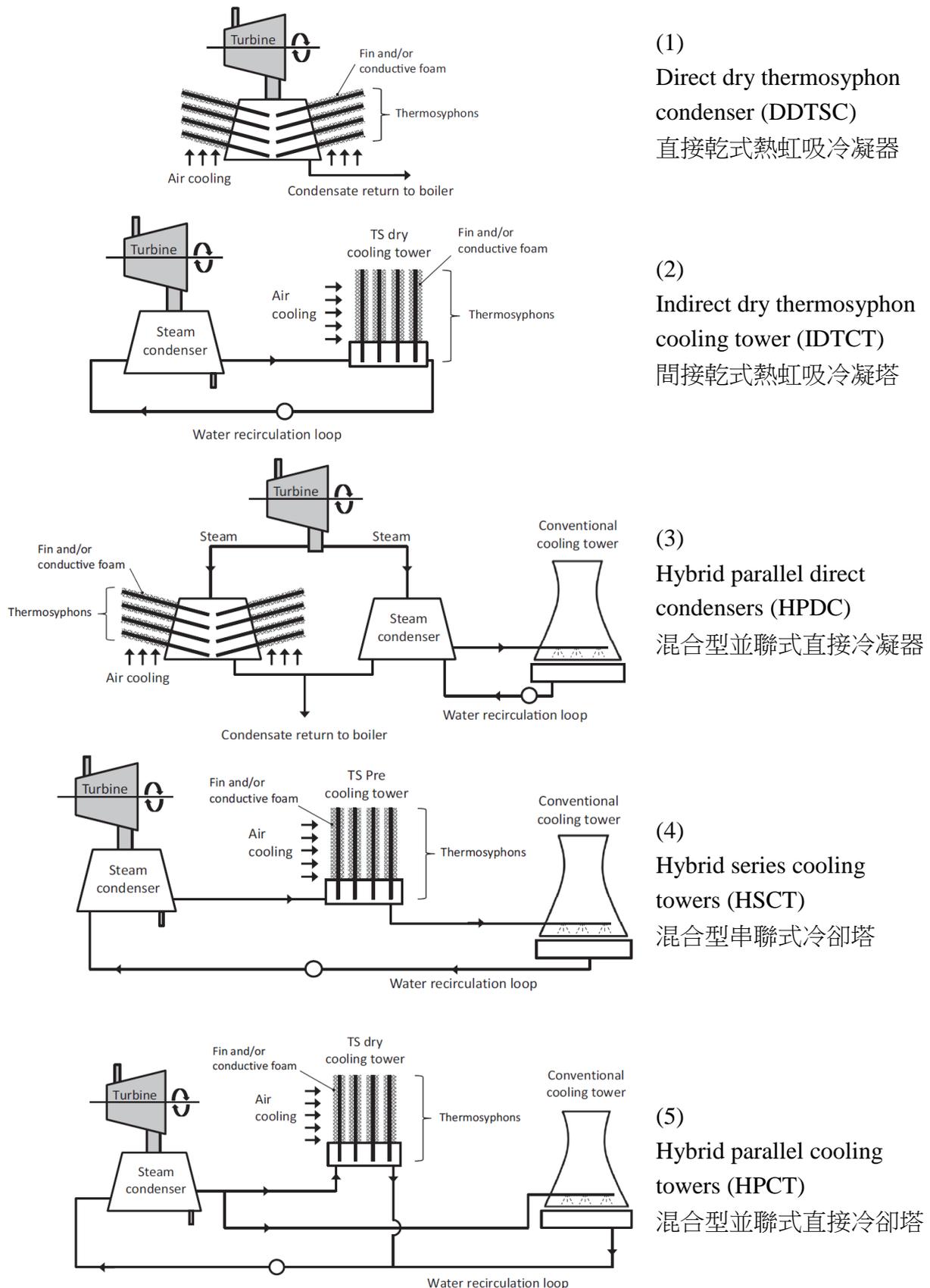


圖 5：Prof. Faghri 團隊提出的幾種大型電廠熱虹吸管冷卻應用情境[9]

表 6：熱虹吸管應用於 730 MW<sub>th</sub> 電廠乾式散熱的效能與成本分析[9]

Inputs				Outputs			
System parameters	HPDC	HSCT	HPCT	Flow dynamics	HPDC	HSCT	HPCT
Cooling load [MW <sub>th</sub> ]	730	730	730	Hot flow velocity [m/s]	3.72	N.A.	N.A.
Pump efficiency	0.9	0.9	0.9	Cold flow velocity [m/s]	4.82	1.24	1.24
Fan efficiency	0.9	0.9	0.9	$\Delta P_{air}$ [Pa]	5.45	2.02	2.02
Unit length [m]	22.5	N.A.	N.A.	$\Delta P_{e,ex}$ [kPa]	N.A.	186.64	186.64
Unit width [m]	5.95	5.95	5.95	<i>Heat transfer coefficients [W/m<sup>2</sup> K]</i>			
Number of TS along width	14.88	14.88	14.88	Internal liquid film (evap./cond.)	6.08E3/	9.80E3/	9.80E3/
Heat transfer DDTSC [MW <sub>th</sub> ]	365	N.A.	N.A.	External flow to TS (evap./cond.)	8.56E3	1.52E4	1.52E4
Heat transfer IDTCT [MW <sub>th</sub> ]	N.A.	365	365	<i>Thermal resistance [°C/W]</i>			
Heat transfer conventional/ existing [MW <sub>th</sub> ]	365	365	365	Evaporator to hot flow, $R_{e,ex}$	3.70E-3	5.65E-4	5.65E-4
<b>Thermosyphon specifications</b>				Evaporator wall, $R_{e,wall}$	1.70E-3	3.21E-4	3.21E-4
Wall material	S.S. AISI-304	S.S. AISI-304	S.S. AISI-304	Evaporator liquid film, $R_{e,liq}$	4.50E-3	5.28E-4	5.28E-4
Outer diameter [m]	0.025	0.125	0.125	Evaporator interfacial, $R_{e,inter}$	1.18E-5	2.43E-6	2.43E-6
Inner diameter [m]	0.023	0.123	0.123	Axial vapor, $R_{v,ax}$	7.44E-4	9.50E-8	9.50E-8
Length (evap./cond.) [m]	0.50/6.0	0.50/6.0	0.50/6.0	Condenser interfacial, $R_{c,inter}$	9.80E-7	2.03E-7	2.03E-7
Adiabatic length	0	0	0	Condenser liquid film, $R_{c,liq}$	2.69E-4	2.83E-5	2.83E-5
<i>Fin specifications</i>				Condenser wall, $R_{c,wall}$	1.38E-4	2.67E-5	2.67E-5
Material	Aluminum	Aluminum	Aluminum	Condenser to air, $R_{c,ex}$	1.80E-3	4.90E-3	4.90E-3
Fin diameter (evap./cond.) [m]	N.A./0.275	0.265/0.265	0.265/0.265	Total internal resistance	6.70E-3	9.04E-4	9.04E-4
Thickness (evap./cond.) [mm]	N.A./0.250	0.5/0.250	0.5/0.250	Total thermal resistance, $R_{TS}$	1.22E-2	6.40E-3	6.40E-3
Pitch (evap./cond.) [m]	N.A./0.018	0.010/0.018	0.010/0.018	<i>Heat transfer</i>			
Fin efficiency (evap./cond.)	N.A./0.75	0.75/0.75	0.75/0.75	Total heat transfer [MW <sub>th</sub> ]	730	730	730
Fin number (evap./cond.)	N.A./334	50/334	50/334	Heat rate of one TS [W <sub>th</sub> ]	1.54E3	1.47E3	1.47E3
<i>Flow specifications</i>				Air temperature rise [°C]	4.48	12.38	12.38
Hot flow inlet temp [°C]	53	53	53	LMTD (counter-current) [°C]	18.67	9.30	9.30
Hot flow outlet temp [°C]	53	42	42	Operating pressure TS, $p_{v,op}$ [kPa]	6.56	9.42	9.42
Air flow inlet temp [°C]	32	32	32	<i>System geometry</i>			
Hot flow velocity per unit [m/s]	N.A.	0.0921	0.0921	Unit length [m]	N.A.	200.9	200.9
Rankine mass flow rate [kg/s]	303.91	303.91	303.91	Total number of TSs	2.36E5	2.49E5	2.49E5
Cold mass flow rate/unit [kg/s]	650	1500	1500	Number of units	245	29	29
Hot flow quality	1	0	0	<i>Power</i>			
Recirculation mass flow rate	7.90E3	7.90E3	1.58E4	Total cold fan power [MW <sub>e</sub> ]	0.964	0.097	0.097
Temperature leaving conventional condenser [°C]	47.5	53	53	Pump power [MW <sub>e</sub> ]	N.A.	1.638	1.638
Temperature leaving conventional cooling tower [°C]	25	25	36	Recirculation pump power [MW <sub>e</sub> ]	0.754	0.754	1.595
<i>Performance indicators</i>				Total parasitic power (fan + pump power) [MW <sub>e</sub> ]	1.718	2.489	3.330
Water loss [kg/s]				HPDC	HSCT	HPCT	
Dry cooling estimated cost [M\$]				157.50	157.50	157.50	
Estimated existing cost [M\$]				11.31	19.38	19.38	
Total cost [M\$]				5.13	5.13	5.13	
Cost [\$/kW <sub>th</sub> ]				16.44	24.51	24.51	
Coefficient of performance				423.55	292.25	218.45	
Effectiveness				0.71	0.53	0.53	

DDTSC and IDTCT Physical Description, Thermal Characteristics, and Predicted Performance

Inputs			Outputs		
System Parameters	DDTSC	IDTCT	Heat Transfer Coefficients [W/m <sup>2</sup> K]	DDTSC	IDTCT
Cooling load [MW]	730	730	Internal liquid film (evap./cond.)	1.09E3/1.27E4	975/1.39E4
Plant efficiency	0.35	0.35	External flow to TS (evap./cond.)	1.02E3/ 12.57	295.4/12.8
Pump efficiency	0.90	0.90	<b>Heat Transfer</b>		
Fan efficiency	0.90	0.90	Total heat transfer [MW]	730	730
<b>Flow Specifications</b>			Heat rate of one TS (W)	888.077	675.12
Hot flow inlet temp [°C]	53.0	53.0	Air temperature rise [°C]	9.868	2.018
Hot flow outlet temp [°C]	53.0	42.0	LMTD (counter-current) [°C]	15.547	14.015
Cold flow inlet temp [°C]	32.0	32.0	<b>System Geometry</b>		
Hot flow velocity [m/s]	N.A.	0.0154	Unit length [m]	N.A.	72.7
Hot mass flow rate [kg/s]**	315	N.A.	Total number of TSs	8.22E+05	1.08E+06
Cold mass flow rate/unit [kg/s]	650	650	Number of units	58.14	78.9
Hot flow quality	1.0	0	<b>Power [MW]</b>		
<b>TS Operating Conditions</b>			Total cold fan power [MW]	2.410	3.534
Working fluid	Water	Water	Total pump/hot fan power [MW]	1.049	0.0067
Operating pressure [Pa]	7.00E+03	7.00E+03	Total parasitic power (fan + pump power)[MW]	3.4582	3.541
<b>Performance Indicators</b>			DDTSC	IDTCT	
Total cost [M\$]			24.04	34.33	
Cost [\$/kW <sub>th</sub> ]			32.94	47.03	
Coefficient of performance			208.78	203.17	
Effectiveness			0.6475	0.6011	

\*\*Hot-side mass flow rate is an input to the IDTCT, and an output of the DDTSC

圖 6：Prof. Faghri 簡報照片 (3) — 熱虹吸管應用於 730 MW<sub>th</sub> 電廠乾式散熱的成本分析[5]

## (二) 大型熱管在核廢料處置之應用

根據原能會蔡春鴻前主任委員民國 104 年 12 月 2 日立法院報告[11]，美國早期用過核子燃料從爐心退出後，先於貯存槽中冷卻一段時間後，再運往再處理廠處理。國際核電廠多採用中期貯存(interim storage)的設施來解決用過核子燃料池貯存容量不足的問題，貯存方式可分為濕式貯存及乾式貯存兩類。在濕式貯存方面，截至 2014 年 10 月止，國際上濕式貯存設施相關資料如表 7，商轉中的濕式貯存設施共有 31 座，分布於歐洲、美洲及亞洲等 15 個國家，多在 1964~2000 之間啟用，最近一座商轉時間為 2003 年。在乾式貯存方面，截至 2015 年 10 月止，國際上營運中的用過核子燃料乾式貯存設施共有 121 座，分布於歐洲、美洲、亞洲及非洲等 22 個國家，如圖 7 所示。綜合上述，乾式貯存方式，係目前國際間普遍採行、也是我國目前選訂的方法。

本次會議中德國斯圖加特大學核能技術與能源系統研究所 Dr.-Ing. Rudi Kulenovic 團隊發表一篇文章 Experimental study on heat transfer characteristics of long two-phase closed thermosiphons related to passive spent fuel pool cooling，由博士生 Claudia Grass 小姐口頭簡報。他們在實驗室建置了兩組高度達 10 公尺的大型熱虹吸管及其性能測試系統(圖 8)，該熱虹吸管的蒸發區長度 1.0 m，冷凝區長度 0.6 m，管內直徑有 32 及 45 mm 兩種，測試的工作流體包括水及甲醇兩種，填充率(工作流體佔蒸發區之比例)有 50%、70%及 100%三種，實驗外部加熱功率介於 1~4 kW，冷卻區溫度控制在 10、20 或 30 °C。

他們研究之目的，是實證大型熱虹吸管的熱傳性能，能否符合瑞士 Gösgen 核電廠規劃中的濕式貯存池溫度控制設計之用。瑞士 Gösgen 核電廠的濕式貯存系統(如圖 9 所示)乃目前全世界最新穎的系統。在 2011 日本福島事件發生後，開始思考完全沒電的全黑狀況下，濕式貯存系統是否依然安全無虞？因此提出以完全無需電力的熱虹吸管來進行散熱的評估計畫，新式濕式貯存熱虹吸管冷卻設計如圖 10 所示，熱虹吸管蒸發區在池內，熱虹吸管冷凝端藉由空氣自然對流冷卻，池溫目標是一年四季能常態維持在 45 °C 以下，緊急狀況時的最高溫度不會超過 80 °C。

表 7：國際濕式貯存設施統計[11]

國家	濕式貯存設施名稱	啟用年分	位置
德國(1)	Obrigheim NPP On-Site Interim Storage Facility (temporary)	1999	Baden-Wuerttemberg
比利時(1)	Tihange NPP Site	1997	Liege
保加利亞(1)	Kozloduy NPP Site - Wet Storage	1984	Kozloduy District
芬蘭(3)	Loviisa NPP Site (Spent Fuel Storage 1)	1980	Loviisa
	Loviisa NPP Site (Spent Fuel Storage 2)	1985	Loviisa
	Olkiluoto NPP Site, TVO KPA	1987	Eurajoki
法國(5)	La Hague - C	1984	Manche
	La Hague - D	1986	Manche
	La Hague - E	1988	Manche
	La Hague - HAO	1976	Manche
	La Hague - NPH	1981	Manche
俄羅斯(6)	Kursk NPP Site	1986	Kurskaya Oblast
	Leningrad NPP Site	1984	Leningradskaya Oblast
	Novovoronezh NPP Site	1986	Voronezhskaya Oblast
	RT-1, Mayak, Reprocessing Plant Site	1975	Chelyabinskaya Oblast
	RT-2, Krasnoyarsk, Reprocessing Plant Site	1985	Krasnoyarskaya Oblast
	Smolensk NPP Site	1996	Smolenskaya Oblast
斯洛伐克(1)	Bohunice NPP Site SFSF	1987	Trnavsky kraj
瑞典(1)	Clab ISF	1985	Kalmar
烏克蘭(1)	Chernobyl NPP Site	1986	Kyiv
英國(4)	NDA Sellafield B27 Pond	1964	Cumbria
	NDA Sellafield Fuel Handling Plant	1986	Cumbria
	NDA Sellafield Pond 4	1981	Cumbria
	NDA Thorp RT and ST-1.2	1988	Cumbria
美國(2)	Lacrosse NPP ISFSI		Wisconsin
	Morris Reprocessing Plant Site	1984	Illinois
阿根廷(1)	Atucha SF Storage Facility	1988	Buenos Aires
中國(1)	Centralized Wet Storage Facility (CWSF)	2003	Gansu
印度(1)	Tarapur (AFR)	1990	Maharashtra
日本(2)	Fukushima Daiichi NPP Site SFSF	1997	Fukushima-prefecture
	Rokkasho Spent Fuel Storage	1999	Aomori-prefecture

註：法國、英國、俄羅斯、日本的濕式貯存設施，係為該國用過核子燃料採取再處理之需求。  
中國設置濕式貯存設施係為發展用過核子燃料再處理。

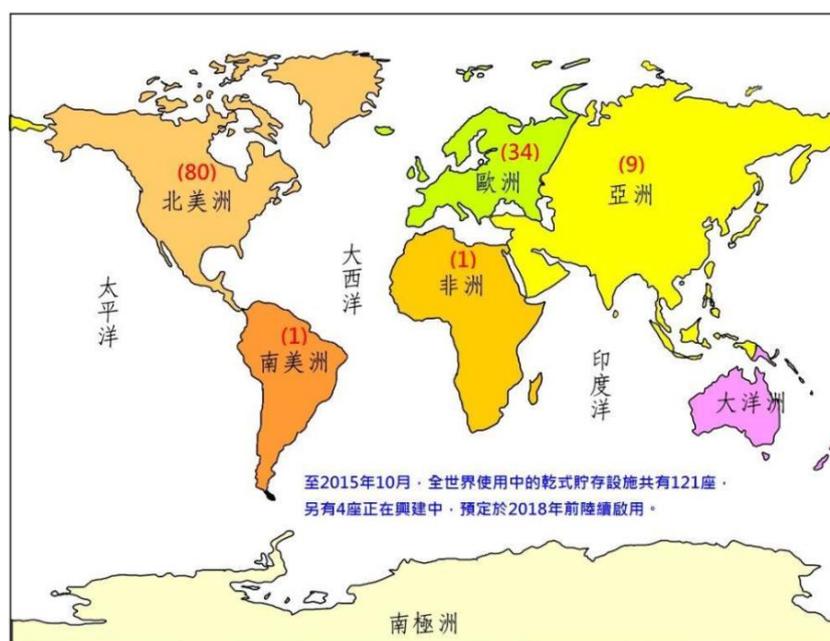


圖 7：國際乾式貯存設施分布圖[11]

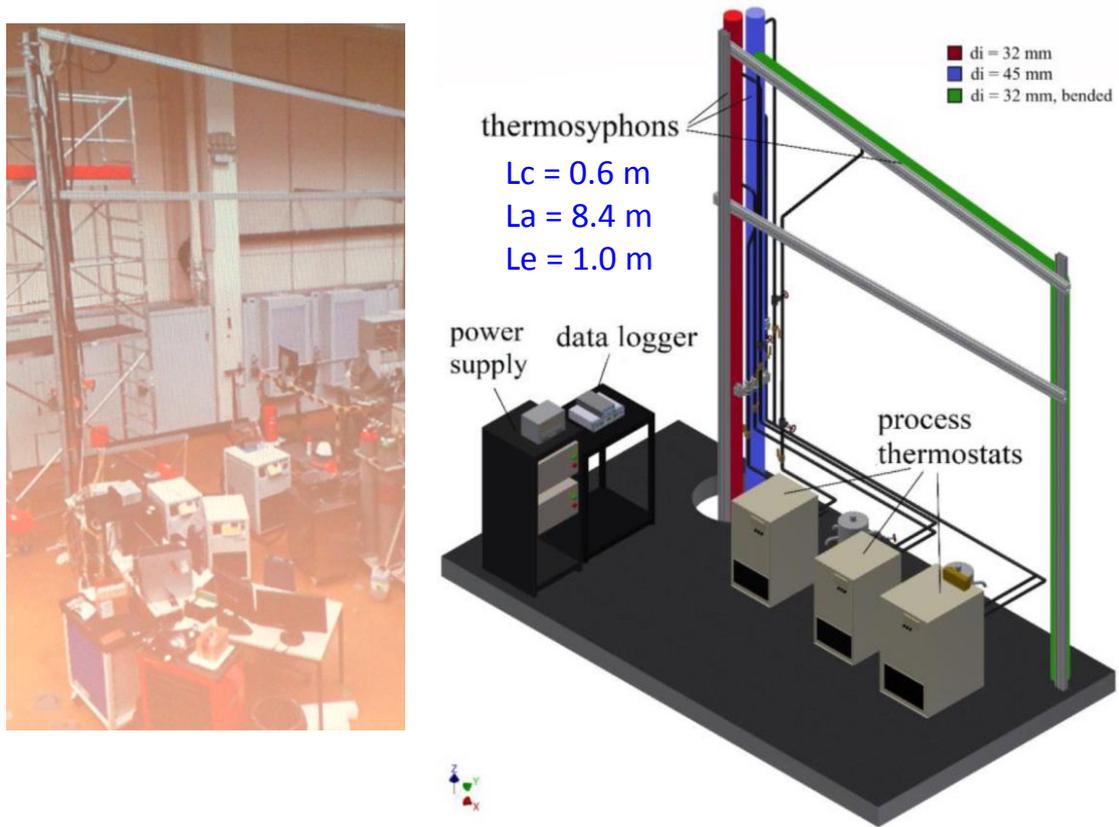


圖 8：德國斯圖加特大學核能技術與能源系統研究所的 10 m 熱虹吸管裝置[5]

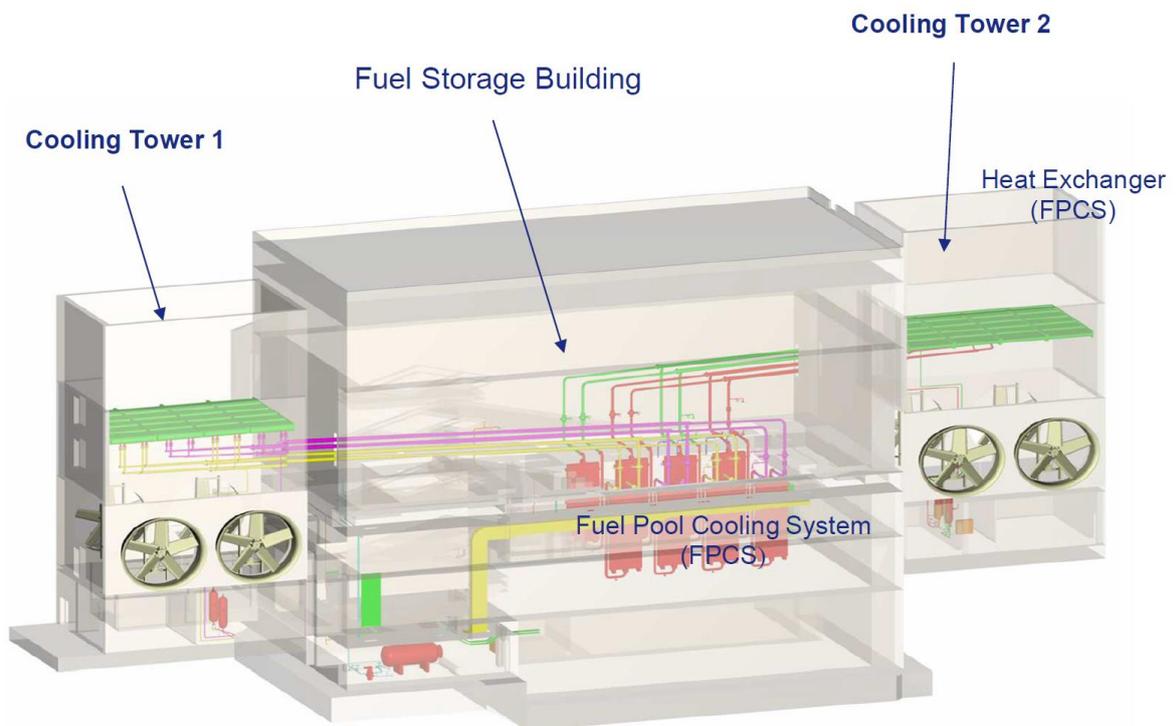


圖 9：瑞士 Gösgen 核電廠的用過燃料濕式貯存池冷卻系統[12]

## Project PALAWERO Objectives

- Passive Spent fuel pool cooling by two-phase closed thermosyphons
- Providing of experimental data to describe heat removal by long thermosyphons
- Experimental data shall be used for numerical modelling and code validation (ATHLET, RELAP)  
(Session Thermosyphons #3, Wednesday afternoon)
- Two-step approach:
  - Laboratory experiments  
→ predefined boundary conditions
  - Atmospheric experiments  
→ real boundary conditions provided by weather conditions (ultimate heat sink)

Supported by:  
  
 Federal Ministry for Economic Affairs and Energy  
 on the basis of a decision by the German Bundestag

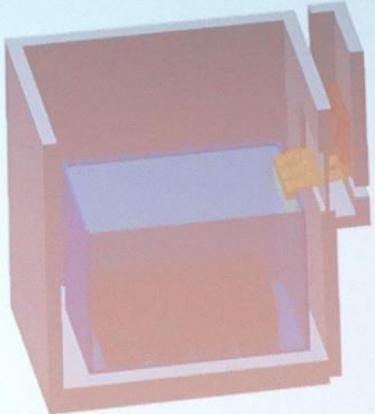


圖 10：用過核燃料濕式貯存之新式熱虹吸管冷卻設計[5]

熱虹吸管的熱傳性能雖然有理論可以估算，但是當尺寸長達 10 m 長時，相關熱傳性能理論值的準確率如何？仍須透過實驗加以驗證，因此德國斯圖加特大學核能技術與能源系統研究所團隊建置此一實驗裝置進行相關熱傳性能量測。

圖 11a 是工作流體填充率對蒸發區熱傳係數  $h_{\text{evap,exp}}$  的實驗結果，工作流體為水，管內直徑為 32 mm，蒸發區熱傳係數  $h_{\text{evap,exp}}$  的計算與定義如下：

$$h_{\text{evap,exp}} = (Q_{\text{in}} / A_{\text{evap}}) / (T_{\text{evap}} - T_{\text{ad}})$$

其中， $Q_{\text{in}}$  為輸入功率， $A_{\text{evap}}$  為管內的蒸發區面積， $T_{\text{evap}}$  為蒸發區平均溫度， $T_{\text{ad}}$  為絕熱區平均溫度； $h_{\text{evap,exp}}$  越大、熱傳性能越好。結果顯示工作流體填充率(Filling Ratio, FR)較小時 FR=50%，熱虹吸管的熱傳係數最大。此結果與筆者本次發表文章的結果一致，最大填充率落在 50% 附近，詳見附錄。若由筆者設計實驗，70% 及 100% 兩組實驗無測試必要，實驗會設計成 FR=40%、50% 及 60%，如此可以更精確了解熱性能，同時減少實驗組數與時間，提高研究效率。

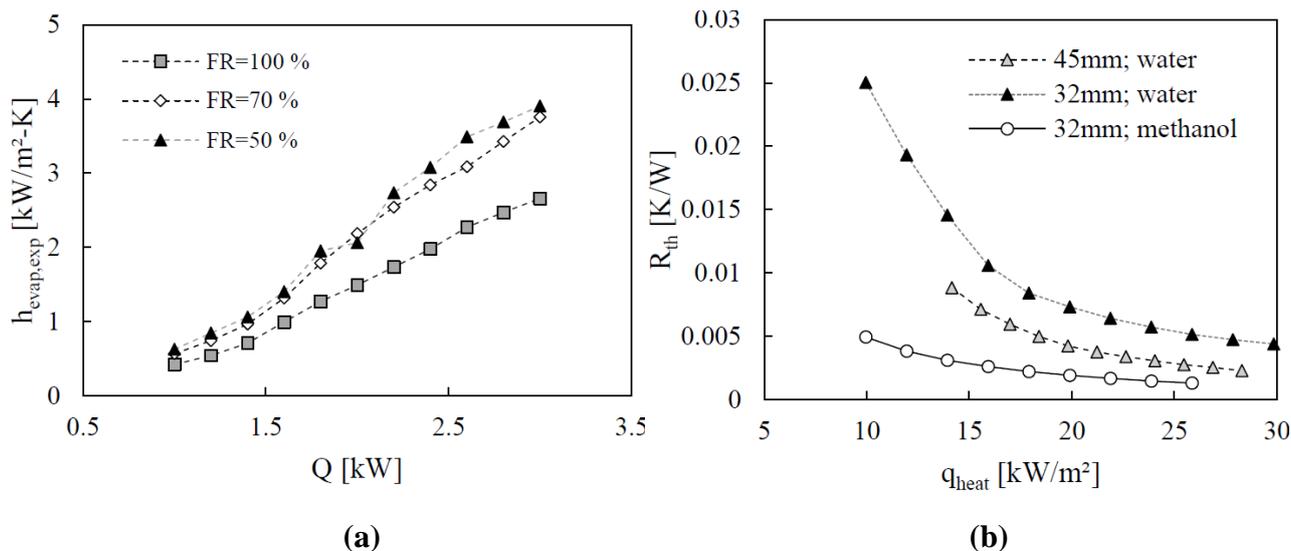


圖 11：10 m 大型熱虹吸管實驗結果，(a)填充率 FR 及熱傳量  $Q$  對熱傳系數  $h_{\text{evap,exp}}$  的影響，(b)管內直徑、工作流體、單位傳熱量  $q_{\text{heat}}$  對熱阻  $R_{\text{th}}$  的影響[5]

圖 11b 顯示 10 m 熱虹吸管的管內直徑  $D_i$ 、工作流體  $WF$ 、單位傳熱量  $q_{\text{heat}}$  對熱阻  $R_{\text{th}}$  的影響，在相同的單位熱傳量之下，可以發現  $D_i=32$  mm 及  $WF=$ 水條件下的熱阻最大， $D_i=45$  mm 及  $WF=$ 水條件下的熱阻次之， $D_i=32$  mm 及  $WF=$ 甲醇條件下的熱阻最小。熱阻  $R_{\text{th}}$  的計算與定義如下：

$$R_{\text{th}} = \Delta T_{\text{evap-cond}} / Q_{\text{cal}}$$

其中， $\Delta T_{\text{evap-cond}}$  為蒸發區與冷凝區的溫度差， $Q_{\text{cal}}$  為透過實驗計算出的熱傳量； $R_{\text{th}}$  越小、熱傳性能越好。由實驗結果可歸納以下兩點：(1)對於工作流體為水的情況下，直徑較大者，熱阻較小，可以傳的熱量變越高。(2)對於相同管內直徑  $D_i=32$  mm 而言，甲醇優於水。第一個推論符合預期與理論。第二個推論則有些疑問，一般而言，水的潛熱較大，一般認為最大熱傳量會較大；該研究卻顯示甲醇優於水的相反結果，該文作者解釋，此與操作溫度較低，且系統尚未達到最大熱傳量所致。以上結果顯示實驗驗證的重要性，單由熱管理論來推斷，水是工作流體的不二人選，但實際卻不一定是最好的選擇。

德國研究團隊在實驗確認熱虹吸管的相關性能後，目前更進一步進行空氣冷卻實驗，如圖 12所示。先前的冷凝區為強制水冷，乃基於實驗控制的方便性。為了瞭解實際應用環境下的性能，以及在真實天候變化下的效能，因此進行空氣自然冷卻的實驗。這些裝置與測試所費不貲，歐洲人實事求是的精神值得學習。

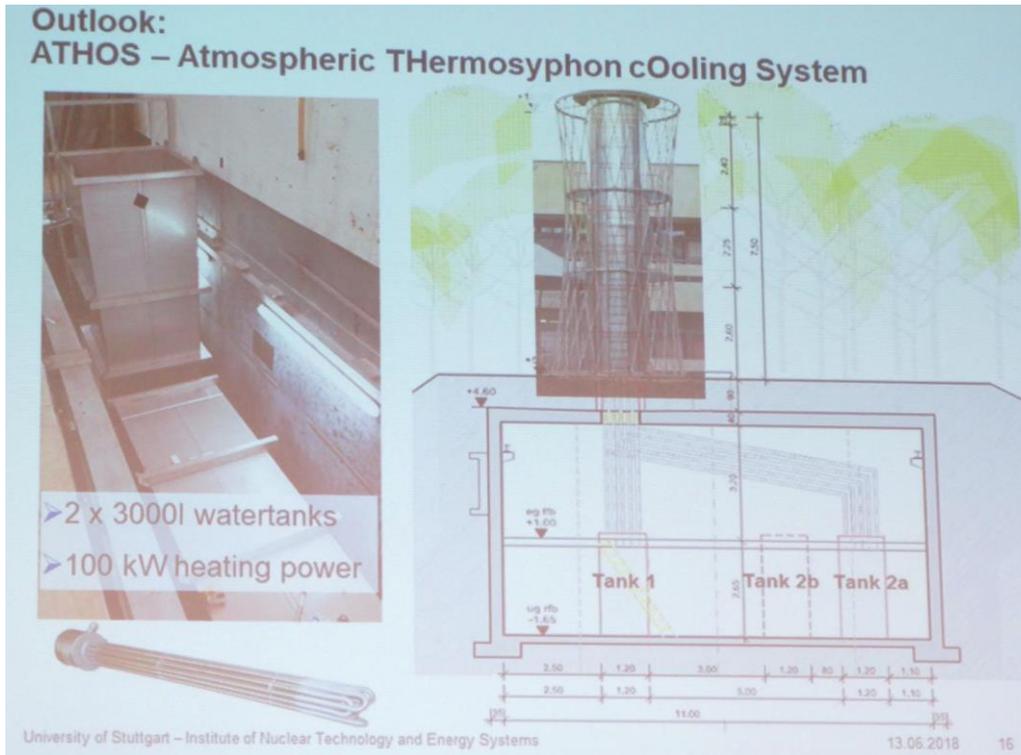


圖 12：德國斯圖加特大學核能技術與能源系統研究所的 10 m 熱虹吸管裝置[5]

### (三) 大型熱管在地熱能之應用

台灣位屬環太平洋火山帶，根據台大地質科學系宋聖榮教授報導[13]，淺層地熱能的發電裝置容量達 989 MW，深層地熱能更高達 33,640 MW。上述兩項加總，超過 2016 年全國發電廠裝置容量的 80%，顯見我國地熱能源之豐富。然而地熱開發投資的風險很高，特別是在初期階段，因此通常需要政府主導投資，或者政府提供補貼與獎勵措施來降低私部門的投資風險。

地熱能的取熱技術中，目前以加強型地熱系統(Enhanced Geothermal Systems, EGS)最受注目。宋教授指出[13]：EGS 主要針對缺乏足夠蒸氣或熱水、孔隙率低或孔隙不連通的地熱潛力區域，用工程方法如水力液裂(hydraulic fracturing)製造裂隙，或讓原本存在裂隙張開，在高溫岩層中創造出大規模的熱交換區(儲集層)，接著將水由注入井灌到地底熱交換區，由生產井將熱水抽到地熱發電廠內發電。雖然全世界對 EGS 深層地熱發電寄予厚望，但截至目前為止，成功案例並不多，且規模都不大，主要原因有二：

(1)有引發地震的疑慮：瑞士在 2001~2006 年間 Basel-Stadt 地區進行 EGS 水力液裂工程，不幸當地在 2006 年 12 月 8 日發生了芮氏規模 3.4 級的地震，餘震持續了 3 個月，造成數百萬瑞士法郎損失，最終瑞士政府決定停止該計畫[13, 14]。

(2)注水回收率不高：水力液裂使岩層產生的裂隙，是隨機往四面八方散布，注入的水也自主地往各個方向流動，導致熱水回收率平均僅約 55%，導致發電成本變高，也限制了 EGS 發電規模。

大型熱虹吸管與熱管被認為有機會應用於地熱能發電，井鑽好後將熱虹吸管插入地層，熱透過熱虹吸管內部的蒸發及冷凝循環，源源不絕將地殼的熱能傳到地面上。理想上，此方法不須水力液裂往地殼注入高壓水，因此可以降低地震風險，並且沒有注水回收率的問題，同時也節省注水所需的電力消耗，有助增加整體的地熱發電效率。

日本 Fujikura 公司曾在 1990 年代就進行過熱管地熱能源開發計畫，他們設計、製造並實驗測試了一支長度達 70 m 的大型熱管，稱之為具淋灑噴頭的迴路式重力輔助熱管，在當時是一支富含許多創新工程概念的新設計，現在來看仍是一個工程傑作，幾何結構如圖 13a 所示，圖 13 b 為蒸發段內部剖面圖，熱管外徑為 150 mm，工作流體為水。為測試該熱管的性能，

他們建造了一座測試平台(如圖 14所示)，傾斜角為  $8.5^\circ$ ，測試結果在蒸發溫度為  $70^\circ\text{C}$  實驗條件下，該熱管的熱傳量可達  $65\text{ kW}$ 。經過換算，如果為垂直擺設( $90^\circ$ 傾斜角)，軸向熱通量(axial heat flux)相當於  $5700\text{ kW/m}^2$ ，蒸發區的徑向熱通量(radial heat flux)相當於  $3.0\text{ kW/m}^2$ ，單支熱管的最大熱傳量超過  $100\text{ kW}$ ，他們認為適合用於地熱能。

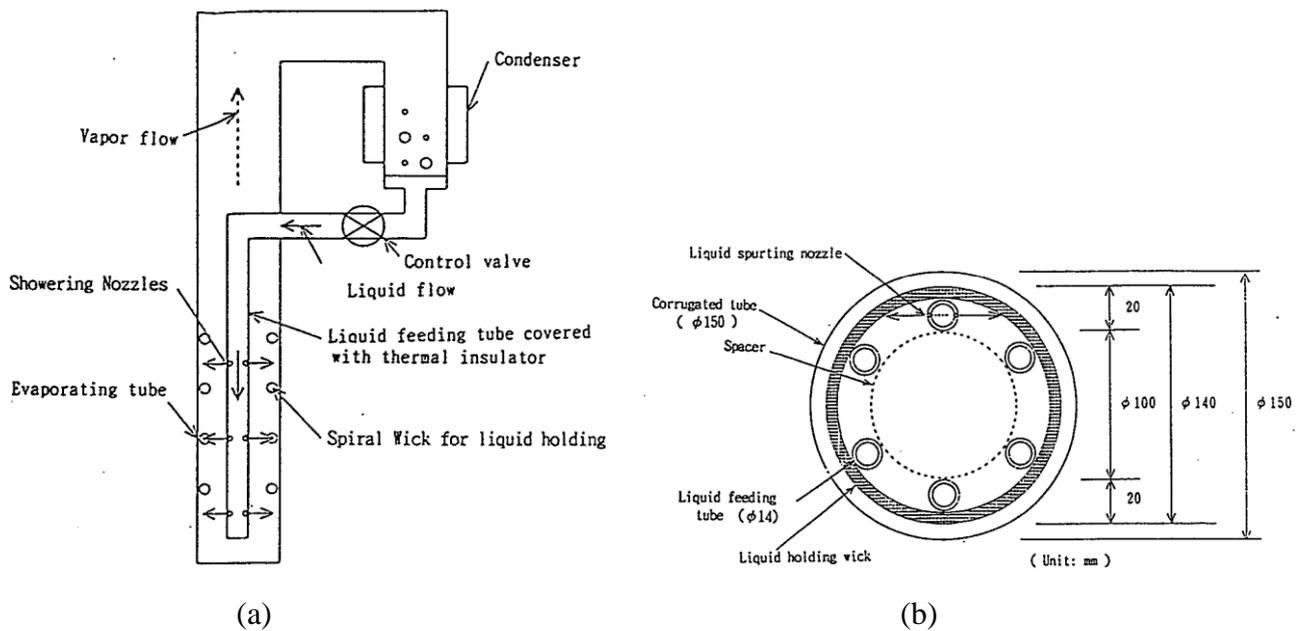


圖 13：日本曾用以發展地熱能的具淋灑噴頭的迴路式重力輔助熱管[5]

(a)幾何構造示意圖，(b)蒸發段內部剖面圖

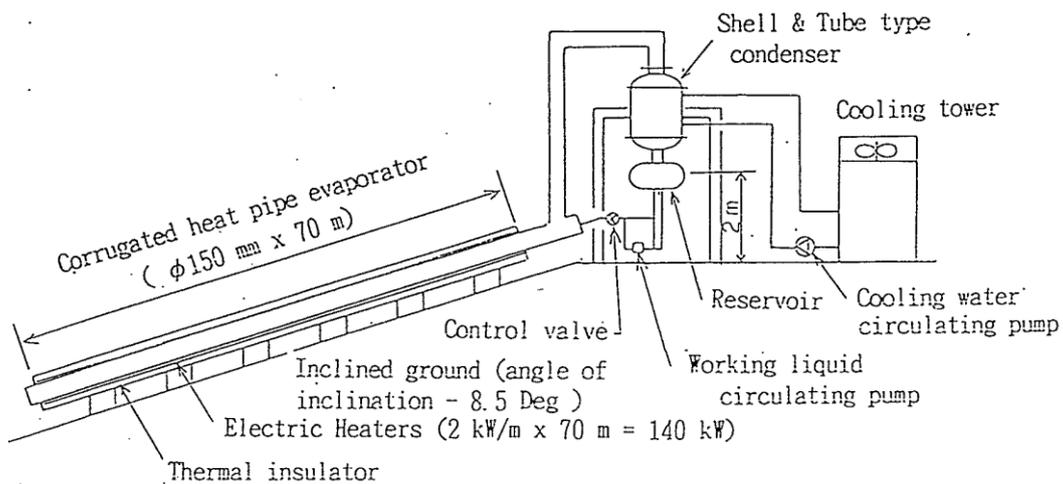


圖 14：具淋灑噴頭的迴路式重力輔助熱管的測試裝置配置[5]

有了前述成功實驗的信心，該公司製作了一支更長的熱管，長度達到 150 m，並於日本九州進行實地示範與測試，圖 15 為安裝過程的珍貴歷史照片；地熱溫度約 100~150 °C，測試結果如圖 16 及圖 17 所示。圖 16 為 150 m 地熱能熱管的熱傳量  $Q$  隨時間之變化，測試時的工作流體流率控制在 30 g/s，前一小時的熱傳量隨時間逐步提升，在 2 小時後趨於穩定，維持 70 kW 的熱傳量。圖 17 為熱傳量隨工作溫度及工作流體流率之變化情形，工作溫度及工作流體流率越高、熱傳量也隨之增加，在工作溫度 80 °C 及工作流體流率 125 kg/h 時，熱管的最大熱傳量可以超過 90 kW。



圖 15：日本 150 m 地熱能熱管現地安裝歷史照片 [5]

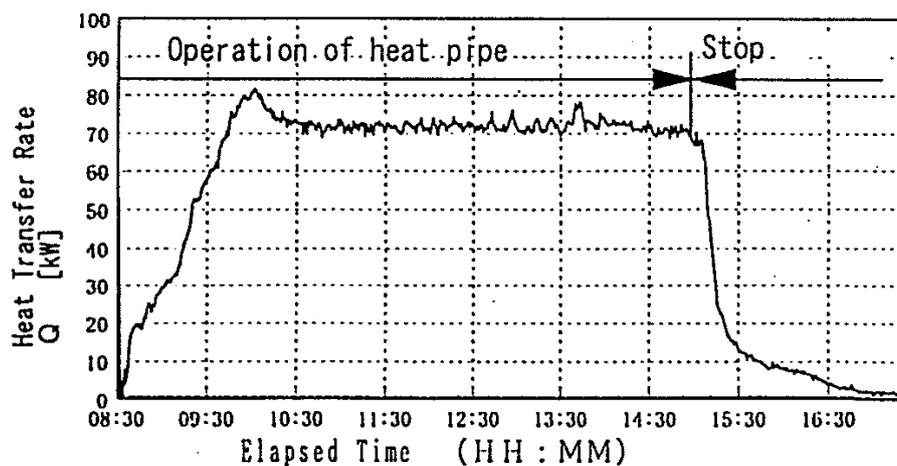


圖 16：日本 150 m 地熱能熱管的熱傳量  $Q$  隨時間之變化 [5]

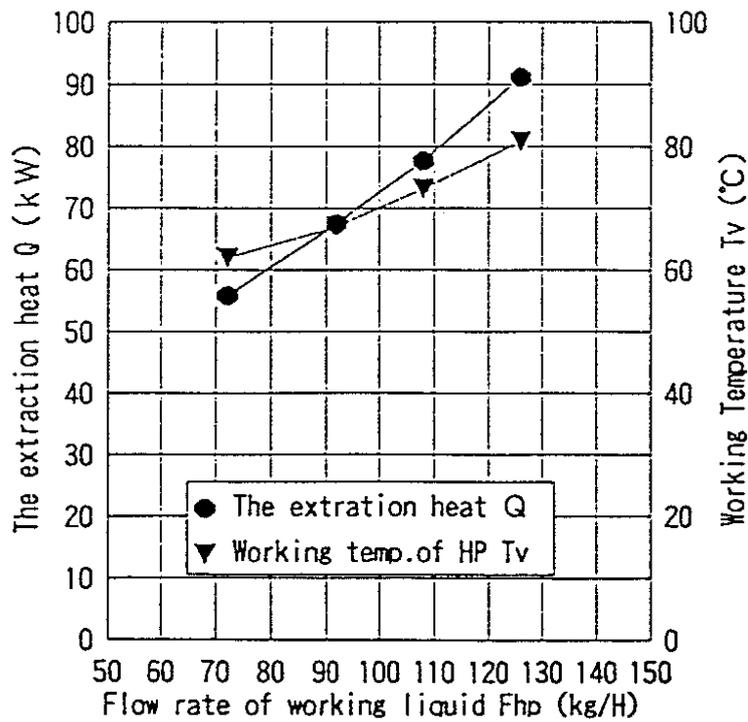


圖 17：日本 150 m 地熱能熱管之熱傳量  $Q$  與工作溫度  $T_v$  及工作流體流率  $F_{hp}$  之關係[5]

根據以上結果，他們提出圖 18 的地熱發電規劃，熱管總長度 10 km，加熱區長度 1 km，熱管外徑 1 m。自溫度 400 °C 地層取熱，熱管操作溫度可達 200 °C，單支熱管可以取熱 2,095 kW，估計可以產生 168 kW 電力，並可供應 100 °C 溫熱水供熱利用。

對比 EGS 技術，熱管深層地熱發電技術無須注水與引水，不會有 EGS 注水回收率不高的困擾；無須水力液裂工程，相對而言引發地震的疑慮也較低。熱管深層地熱發電技術相較於 EGS 而言，具有許多優勢，是個值得期待的技術。

可惜的是，熱管深層地熱發電技術最後並未落實於深層地熱發電，其中一個瓶頸是地層的熱無法穩定地傳入熱管，此涉及地質科學。我國若要採用類似技術，宜結合地質、機械工程等相關專家學者，以他山之石攻錯，事先推演想出可能問題，並提出相對應的改善與解決方法，再進行實際驗證，進一步確認熱管深層地熱發電技術之可行性。

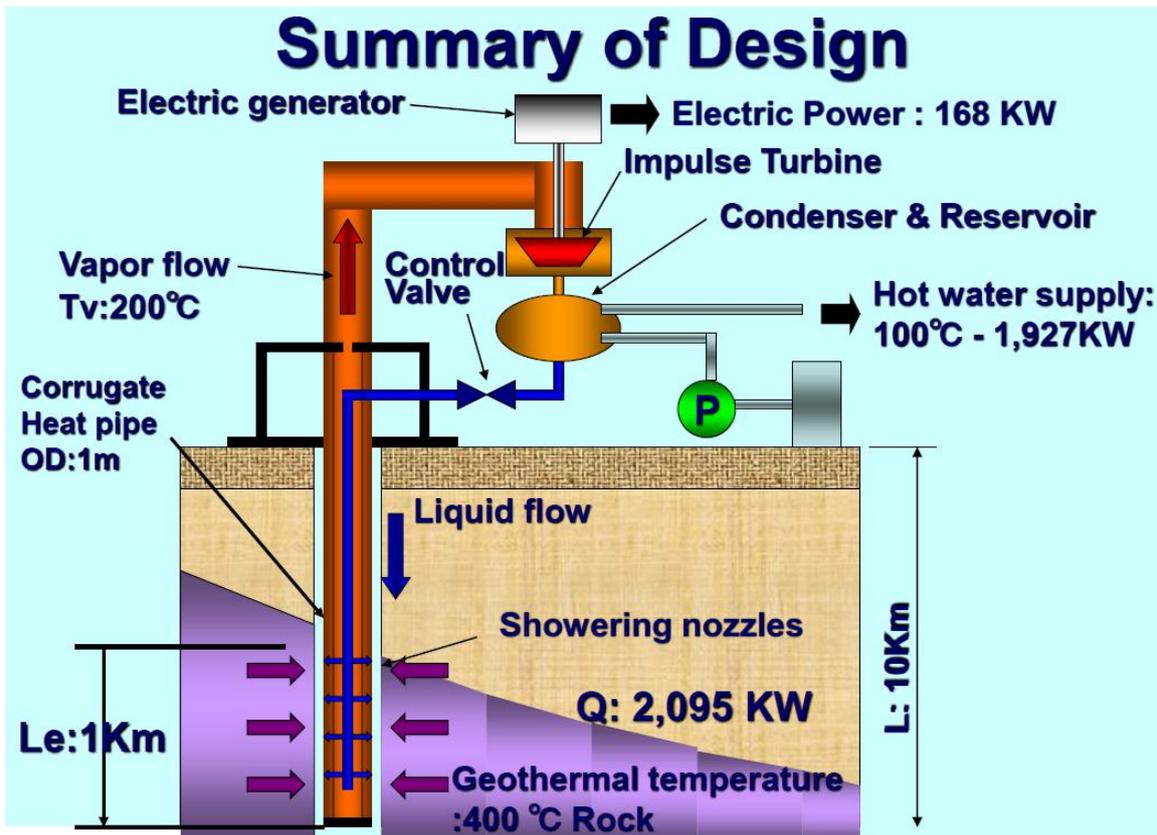


圖 18：熱管深層地熱發電概念與預期結果[5]

## 四、建議事項

- (一) 熱管乾式冷卻技術用途廣泛，被動式熱管理的優勢使其具有免(少)電力的節能特性，是我國節能領域值得持續發展的技術。
- (二) 歐洲已開始將熱管冷卻應用在用過核燃料濕式貯存，相關發展情況值得我國持續追蹤與掌握。
- (三) 熱管發展與應用朝向極小化與極大化兩個端點，雖然熱管在數十年研發下相關學理已齊備，但並不完全適用於極端應用條件，掌握相關學理者有機會做出創新技術與應用，相關學理研究須持續進行，作為新技術發展契機。
- (四) 大型熱管在能源與科技有許多應用，包括工業餘熱回收、太空航太熱管理、大型電廠乾式冷卻、用過核燃料處置冷卻、地熱能擷取利用等，值得我國持續關注與研發。
- (五) 我國熱管製作能力處於世界前緣，電子散熱用熱管屬於紅海市場競爭激烈，毛利不高。太空航太熱管屬於藍海市場，屬於高單價與高利潤產品，值得我國熱管製造業切入。
- (六) 國際熱管研討會暨國際熱管論壇，乃熱管界最盛大的國際學術會議，未來宜持續參與，維持熱管界人脈之外，並延續我國在該會的影響力。

## 參考文獻

1. Faghri, A.; Heat Pipe Science and Technology, 1<sup>st</sup> ed., Taylor & Francis, ISBN 1560323833, 1995.
2. Faghri, A.; Heat Pipe Science and Technology, 2<sup>nd</sup> ed., Global Digital Press, ISBN 0984276017, 2016.
3. 李灝銘、陳昱任、黃財富、李恆毅，「熱管之熱傳限制及最大熱傳量系統分析」，熱管理產業通訊，第 46 期，第 21–28 頁，2017。
4. Lee, H.M.; Tsai, M.C.; Chen, H.L.; Li, H.Y.; “Stainless steel heat pipe fabrication, performance testing and modeling,” *Energy Procedia*, 105, 4745–4750, May 2017.
5. Proceedings, Powerpoints, Personal Notes of 19<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference and 13<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium, Pisa, Italy, June 10–14, 2018.
6. 林蕙茹，「全球燃煤電廠每年的用水量，足以供應 10 億人需求」，科技新報，2016.04.02。  
<https://goo.gl/8Q738c>
7. Fogarty, D.; “Nuclear, coal power face climate change risk,” *Environment*, June 4, 2012.  
<https://goo.gl/UaR5z1>
8. 財團法人台灣綜合研究院，「美國近年能源設施氣候衝擊事件」，能源部門因應氣候變遷調適策略研析計畫雙週報，2015.05.01。
9. Benn, S.P.; Poplaski, L.M.; Faghri, A.; Bergman, T.L. “Analysis of thermosyphon/heat pipe integration for feasibility of dry cooling for thermoelectric power generation,” *Applied Thermal Engineering*, 104, 358–374, 2016.
10. U.S. Department of Energy, “Capital cost estimates for utility scale electricity generating plants,” Washington, DC, Nov. 2016.
11. 蔡春鴻主任委員，「各國核能電廠用過核子燃料中程貯存模式之比較、台電公司核能一廠、核能二廠乾式貯存設施之審查情形專案報告」，立法院第 8 屆第 8 會期、教育及文化委員會，中華民國 104 年 12 月 2 日。  
<https://goo.gl/hhfgDs>
12. Urs Appenzeller, “External spent fuel storage facility at the nuclear power plant in Gösgen,” Technical Meeting on Spent Fuel Storage Options, IAEA, Vienna, July 2–4, 2013.
13. 宋聖榮，「臺灣地熱能源發展的現況、展望與困境」，氣候變遷下的國家發展藍圖，ISBN：9789860505931，臺灣大學出版中心，台北，2017.02.15。
14. Wyss, R.; Rybach, L., “Developing deep geothermal resources in Switzerland,” Proceedings of World Geothermal Congress 2010, Bali, Indonesia, April 25–29, 2010.

# 附錄

(筆者於 IHPC-IHPS-2018 發表之論文)

# Quick Estimation of the Maximum Filling Ratio of Closed Two-Phase Thermosyphons

How Ming Lee<sup>1\*</sup>, Pei-Chen Li<sup>2</sup>, Kuo-Chao Liang<sup>2</sup> and Heng-Yi Li<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Physics Division, Institute, Nuclear Energy Research, Longtan District, Taoyuan City 32546, Taiwan

<sup>2</sup> Chemical Engineering Division, Institute, Nuclear Energy Research, Longtan District, Taoyuan City 32546, Taiwan

## Abstract

The initial filling ratio of the working fluid is one of important factor in design and operation for a closed two-phase thermosyphon (CTPT). CTPTs have been extensively studied experimentally and numerically. However, most models involving tens variables and dozens equations, are too complicated to quickly find a solution. A fast estimation of the initial filling ratio is helpful in focusing the studying target and narrowing the testing range, which can shorten the R&D time. This study hence tried to find a simple and quick calculation for rough estimation of the maximum initial filling ratio. The method was simply based on the mass balance. Two cases were studied for Cu/H<sub>2</sub>O CTPT with various sizes. The maximum initial filling ratios calculated generally ranged from 0.5 to 0.6. Although the maximum initial filling ratio estimated in this study were not all agreed with literatures' data. Authors think that the simple mass balance approach could be used for fast estimation of an initial filling ratio. Further experimental tests are still needed to determine the exact initial filling ratio.

**Keywords:** Filling ratio; Closed two-phase thermosyphons; Maximum heat capacity; Heat pipes; Mass and energy balance

## 1. INTRODUCTION

The initial filling ratio of the working fluid is of importance to the closed two-phase thermosyphons (CTPT), and have been extensively studied both numerically [1–5] and experimentally [6–15].

The numerical modeling always involve tens variables and dozens equations, being too complicated to quickly find a solution. On the other hand, the commercial CFD (computational fluid dynamics) software like FLUENT [16–20] and COMSOL [21, 22] have been used to simulate thermosyphons, and to evaluate the effect of the filling ratio on thermal performance of CTPT [5, 19]. However, a CFD simulation is a time-consuming process and has a high entry barrier.

The optimum filling ratio can be determined experimentally [9] and the test method is not difficult. However, a number of thermosyphons have to be prepared, a lot of tests should be done, and a specific test device is needed for a specific size of CTPT. Therefore a fast estimation of the initial filling ratio is helpful in focusing the studying target, narrowing the testing range, and shortening the R&D time.

This study hence tries to find a simple calculation method for quick estimation of the initial filling ratio of the working fluid. The simplest way is by the mass and energy balances.

## 2. CALCULATION METHOD

El-Genk and Saber [1] had illustrated operation envelopes of the initial filling ratio (see Fig. 1). The upper filling ratio limit is caused by the liquid pool

fills the entire evaporator (also see Fig. 2). The lower filling ratio limit is due to liquid film dryout. In this study, the maximum filling ratio we try to estimate is corresponding to the upper filling ratio.

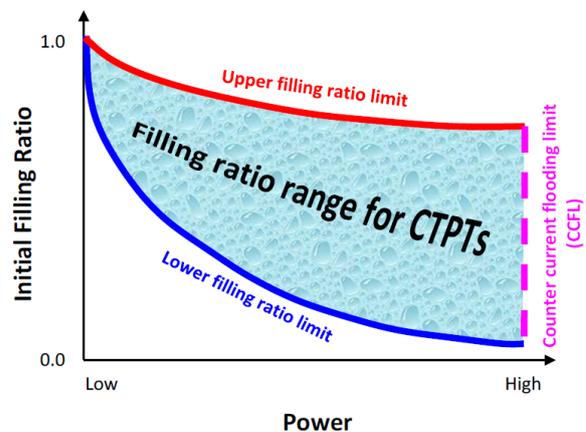


Fig. 1. An illustration diagram of the appropriate range of the initial filling ratio of CTPTs. For details please refer to [1]. The upper filling ratio limit is caused by the liquid pool fills the entire evaporator. The lower filling ratio limit is due to liquid film dryout. On the right, the maximum power is reached owing to the counter current flooding limit (CCFL).

We first guess an initial filling ratio  $FR_i$  (e.g., 0.5),  $FR_i = V_f/V_e$ , where  $V_f$  is the initial filling volume of the working fluid and  $V_e$  the volume of evaporation region. The initial filling mass of the working fluid can be found,  $m_{f,0} = \rho_{f,0} V_f$ , where,  $\rho_{f,0}$  is the density

\*Corresponding author: hmlee@iner.gov.tw, Phone: +886-3-4711400, ORCID: 0000-0001-9268-6991.

of liquid working fluid at the filling temperature  $T_0$ .

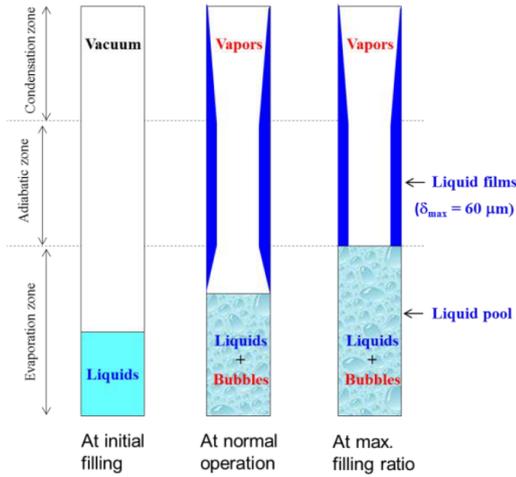


Fig. 2. An illustration of liquid pools at different conditions. There exists a maximum initial filling ratio, limited by the liquid pool fills the entire evaporation zone.

A thermosyphon principally can safely operate at a heat capacity lower than the maximum heat capacity ( $Q_{\max}$ ). From an economic viewpoint for a thermosyphon-type heat exchanger, each CTPT is better operated at its maximum heat capacity. Once the geometry of a CTPT and the operating temperature  $T$  are set, the  $Q_{\max,T}$  can be calculated through the heat capacity limitations, which are well-known in textbooks [23–28] and in literatures [29–33]. Then the mass and volumetric flow rates of evaporating vapors can be calculated,  $\dot{m}_g$  (kg/s) =  $Q_{\max,T} / h_{fg}$  and  $\tilde{V}_g$  (m<sup>3</sup>/s) =  $\dot{m}_g / \rho_{g,T}$ , where  $h_{fg}$  stands for the latent heat of the working fluid, and  $\rho_{g,T}$  the density of gas-phase working fluid at  $T$ . For simplicity, only a temperature, i.e., the mean temperature  $T$ , is adopted inside a CTPT.

At steady state, the mass of gas-phase working fluid in the gaseous space is assumed to be,

$$m_{g,T} = \rho_{g,T} ((V_c - V_{cm}) + (V_a - V_{am}) + ((1 - FR_i)V_e - V_{em})) \quad (1)$$

where  $V_c$ ,  $V_a$ , and  $V_e$  are the volume of condensation, adiabatic, and evaporation zones, respectively; and  $V_{cm}$ ,  $V_{am}$ , and  $V_{em}$  are the volume of films in condensation, adiabatic, and evaporation zones, respectively. A typical film thickness is about 60  $\mu\text{m}$ , and varies with the operating conditions and CTPT's geometry [2–4]. Since the value of film thickness is generally much smaller than that of the radius of CTPTs,  $V_{cm}$ ,  $V_{am}$ , and  $V_{em}$  can be neglected in eq. (1). So, eq. (1) reduces to eq. (2),

$$m_{g,T} = \rho_{g,T} (V_c + V_a + (1 - FR_i)V_e) \quad (2)$$

The mass of all liquid films  $m_{m,T}$  is,

$$m_{m,T} = \rho_{f,T} (V_{cm} + V_{am} + V_{em}) \quad (3)$$

where  $\rho_{f,T}$  is the mean density of liquid working fluid at the mean temperature  $T$ , although actually the temperatures as well as densities of liquid films in the condensation, adiabatic, and evaporation zones should be different. As the liquid pool fills the entire evaporation zone, it has  $V_{em} = 0$ . It should be noted that in this work the maximum  $\delta$  is set as 60  $\mu\text{m}$ , although the thickness of liquid film  $\delta$  is varied with temperature, power etc. In addition, the thickness of liquid film  $\delta$  is assumed to be a constant in the adiabatic zone, and  $\delta$  decreases linearly along the wall until it reaches the end of condensation zone. Thus, eq. (3) is rewritten to eq. (4),

$$m_{m,T} = \rho_{f,T} (V_{cm} + V_{am}) \quad (4)$$

where,

$$\begin{aligned} V_{cm} &= \pi r^2 L_c - \pi L_c (r^2 + (r - \delta)^2 + r(r - \delta)) / 3 \\ &= \pi L_c \delta (r - \delta / 3) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} V_{am} &= \pi L_a (r^2 - (r - \delta)^2) \\ &= \pi L_a \delta (2r - \delta) \end{aligned} \quad (6)$$

The mass of working fluid remained in the evaporation pool at  $T$  is,

$$m_{f,T} = m_{f,0} - m_{g,T} - m_{m,T} \quad (7)$$

Since the operating temperature  $T$  is different from the filling temperature  $T_0$ , the volume of working fluid changes to,  $V_{f,T} = m_{f,T} / \rho_{f,T}$ .

The total volume of the liquid pool equals the sum of the volume of expanded liquid fluid  $V_{f,T}$  and the gaseous volume in the liquid pool  $V_{g,T}$ ,

$$V_{p,T} = V_{f,T} + V_{g,T} \quad (8)$$

In this work, the gaseous volume in the liquid pool  $V_{g,T}$  is defined as,

$$V_{g,T} = \tilde{V}_g t f \quad (9)$$

where,  $f = V_{f,T} / V_t$  is an arbitrary distribution ratio that is positively proportional to the liquid pool volume and negatively proportional to the total volume of CTPT;  $t$  is the characteristic time being regard as the cycling period of the working fluid inside CTPT, i.e.,  $t = (V_t - V_{f,T}) / \tilde{V}_g$ ;  $V_t$  the total

volume of a CTPT,  $V_{f,T}$  the volume of expanded liquid fluid at  $T$ , and  $\tilde{V}_g$  is the volumetric flow rate of evaporating gas.

The total volume of the liquid pool  $V_{p,T}$  must be smaller than the volume of evaporation zone  $V_e$  ( $V_{p,T} \leq V_e$ ). The maximum initial filling ratio  $FR_{i,max}$  can be determined simply through trial and error by changing  $FR_i$  until the constraint of  $V_{p,T} = V_e$  has been met.

### 3. RESULTS AND DISCUSSION

Two cases are studied in the paper. The first case is a Cu/H<sub>2</sub>O CTPT can be referred from [1] with size of  $L_e = L_c = 1.0$  m,  $L_a = 0.5$  mm,  $r_i = 12$  mm, and vertical placement.

Fig. 3 shows the major limitations of CTPT.  $Q_{max,T}$  is the max heat capacity, and the minimum of all limitations at a given  $T$ , too. The  $Q_{max}$  semiempirical equations used in the study had been proposed in [29–31].  $Q_{max}$  is mainly governed by the flooding limit.

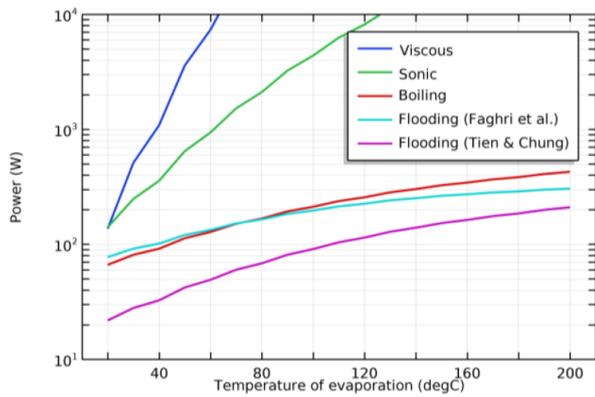


Fig. 3.  $Q_{max,T}$  of H<sub>2</sub>O CTPT with size of  $L_e = L_c = 1$  m,  $L_a = 0.5$  mm, and  $r_i = 12$  mm.

The influence of the operating temperature  $T$  on the maximum filling ratio is illustrated in Fig. 4. The higher the operating temperature, the lower the maximum filling ratio is. The max initial filling ratio predicted in this study generally falls in between 0.5 to 0.6, as shown in Figs. 4–7.

El-Genk and Saber’s model showed that, at a given power and temperature, the initial filling ratio was greatly proportional to the inner radius (Fig. 5) and independent from the length of evaporator (Fig. 6). The prediction of this study showed that the initial filling ratio was independent from the inner radius (Fig. 5) and slightly proportional to the length of evaporator (Fig. 6).

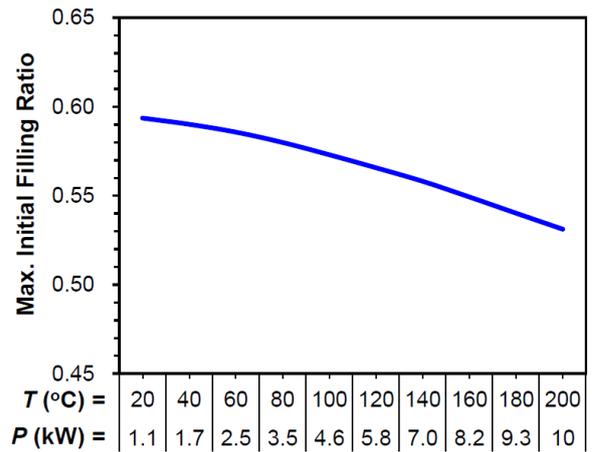


Fig. 4. Influence of  $T$  and  $Q_{max,T}$  on  $FR_{i,max}$ .

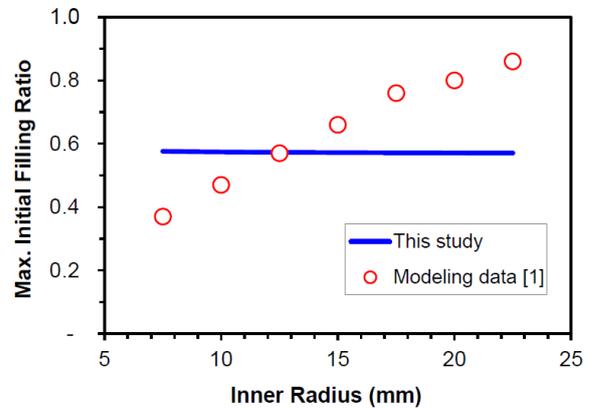


Fig. 5. Influence of the inner radius on the maximum initial filling ratio.  $r_i = 7.5$ – $22.5$  mm.  $L_e = 1$  m,  $L_a = 0.5$  mm,  $L_c = 1$  m, and  $T = 100^\circ\text{C}$ .

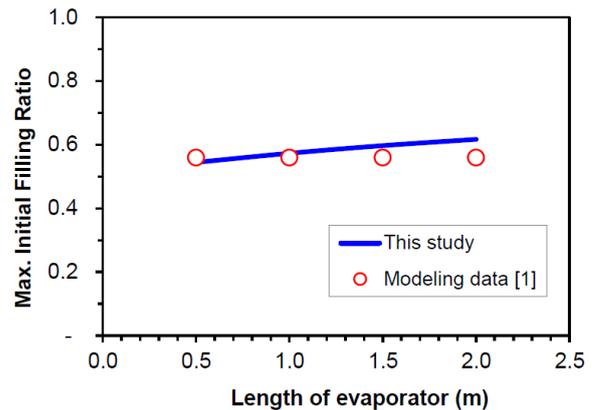


Fig. 6. Influence of the length of evaporator on the maximum initial filling ratio.  $L_e = 0.5$ – $2.0$  m.  $L_a = 0.5$  mm,  $L_c = 1$  m,  $r_i = 12$  mm, and  $T = 100^\circ\text{C}$ .

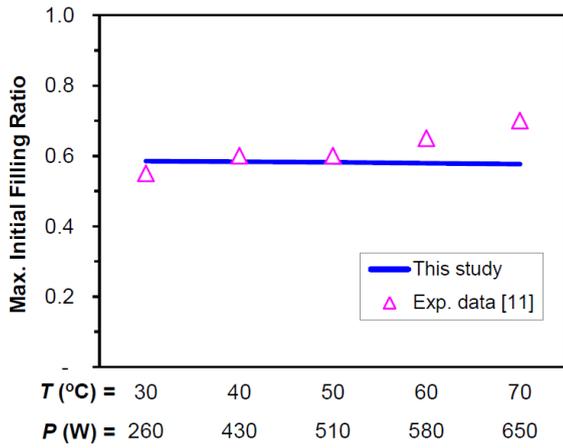


Fig. 7. This study vs. experimental data [11]:  $L_e=0.3$  m,  $L_a=0.2$  m,  $L_c=0.5$  m,  $r_i=4.75$  mm.

The second case is a CTPT with size of  $L_e=0.3$  m,  $L_a=0.2$  m,  $L_c=0.5$  m,  $r_i=4.75$  mm, and vertical placement. The filling ratios calculated in this study were close to 0.58, as shown in Fig. 7. The experimental data of [11] showed that the power varied with the operating temperature, and the filling ratio fell in a range of 0.5 to 0.7 and slightly increased as increasing temperature and power.

#### 4. CONCLUSIONS

A rough estimation of the maximum filling ratio with a simple mass balance approach is proposed in the study. The max initial filling ratio predicted generally ranged from 0.5 to 0.6. The calculation method of filling ratio proposed in this study is not a rigid method, since different tendencies between literatures [1, 11] and this study were found. To authors' viewpoint, the estimation method of this study with a simple mass balance approach can be used for quickly guessing an initial filling ratio. Further experimental tests are still needed to determine the exact filling ratio.

#### ACKNOWLEDGEMENT

This work was supported by the Atomic Energy Council, Taiwan and the Ministry of Science and Technology, Taiwan.

#### NOMENCLATURE

$\rho_{f,0}$  : Density of liquid fluid at  $T_0$  ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $\rho_{f,T}$  : Density of liquid fluid at  $T$  ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $\rho_{g,T}$  : Density of gaseous fluid at  $T$  ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $\delta$  : Thickness of liquid films (m)  
 $FR_i$  : Initial filling ratio of working fluid at  $T$  (-)  
 $FR_{i,max}$  : Max initial filling ratio of working fluid (-)  
 $h_{fg}$  : Latent heat of working fluid (J/kg)

$L_a$  : Length of adiabatic zone (m)  
 $L_c$  : Length of condensation zone (m)  
 $L_e$  : Length of evaporation zone (m)  
 $L_t$  : Total length of CTPT (m)  
 $m_{f,0}$  : Mass of liquid fluid in poor at  $T_0$  (kg)  
 $m_{f,T}$  : Mass of liquid fluid in poor at  $T$  (kg)  
 $\dot{m}_g$  : Mass flow rate of evaporating gases (kg/s)  
 $m_{g,T}$  : Mass of all vapors at  $T$  (kg)  
 $Q_{max,T}$  : Max heat capacity of CTPT at  $T$  (W)  
 $r_i$  : Inner radius (m)  
 $T$  : Mean operating temperature of CTPT (K)  
 $T_0$  : Temperature at filling (K)  
 $t$  : Characteristic time, cycling period of gaseous fluid inside CTPT (s)  
 $V_a$  : Volume of adiabatic zone ( $\text{m}^3$ )  
 $V_c$  : Volume of condensation zone ( $\text{m}^3$ )  
 $V_e$  : Volume of evaporation zone ( $\text{m}^3$ )  
 $V_{f,0}$  : Volume of liquid fluid in poor at  $T_0$  ( $\text{m}^3$ )  
 $V_{f,T}$  : Volume of expanded liquid fluid at  $T$  ( $\text{m}^3$ )  
 $\dot{V}_g$  : Volumetric flow rate of evaporating gas ( $\text{m}^3/\text{s}$ )  
 $V_{g,T}$  : Volume of evaporating gas at  $T$  ( $\text{m}^3$ )  
 $V_{p,T}$  : Volume of the poor at  $T$  ( $\text{m}^3$ )  
 $V_t$  : Total volume inside CTPT ( $\text{m}^3$ )

#### REFERENCES

- [1] El-Genk, M. S. and Saber, H. H., Determination of operation envelopes for closed, two-phase thermosyphons, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42 (5) (1999) 889-903.
- [2] Shabgard, H., Xiao, B., Faghri, A., Gupta, R. and Weissman, W., Thermal characteristics of a closed thermosyphon under various filling conditions, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 70 (2014) 91-102.
- [3] Jiao, B., Qiu, L. M., Zhang, X. B. and Zhang, Y., Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosyphon, *Appl. Therm. Eng.*, 28 (11-12) (2008), 1417-1426.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.09.009>
- [4] Jafari, D., Filippeschi, S., Franco, A. and Marco, P. D., Numerical analysis of the effect of filling ratio on the transient behaviour of a two-phase closed thermosyphon, *Proceedings of the World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering (MCM 2015)*, Barcelona, Spain, July 20-21, 2015.
- [5] Alizadehdakhl, A., Rahimi, M. and Alsairafi, A. A., CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 37 (2010) 312-318.
- [6] Noie, S.H., Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon, *Appl. Therm. Eng.*, 25 (2005) 495-506.
- [7] Lataoui, Z. and Jemni, A., Experimental investigation of a stainless steel two-phase closed thermosyphon, *Appl. Therm. Eng.*, 121 (2017) 721-727.
- [8] Naresh, Y. and Balaji, C., Experimental

- investigations of heat transfer from an internally finned two phase closed thermosyphon, *Appl. Therm. Eng.*, 112 (2017) 1658-1666.
- [9] Phule, N. L. and Dongarwar, P. R., Parametric study of thermosyphon heat pipe: review, *Int. Eng. Res. J.*, (2015) 179-187.
- [10] Ahmad, H. H. and Yousif, A. A., Comparison between a heat pipe and a thermosyphon performance with variable evaporator length, *Al-Rafidain Eng.*, 21 (2) (2013) 1-12.
- [11] Kannan, M. and Natarajan, E., Thermal performance of a two-phase closed thermosyphon for waste heat recovery system, *J. Appl. Sci.*, 10 (5) (2010) 413-418.
- [12] Kannan, M., Senthil, R., Baskaran R. and Deepanraj B., An experimental study on heat transport capability of a two phase thermosyphon charged with different working fluids, *Am. J. Appl. Sci.*, 11 (4) (2014) 584-591. doi:10.3844/ajassp.2014.584.591.
- [13] Kusuma, M. H., Putra, N., Antariksawan, A. R. and Imawan, F. A., Experimental investigation of heat transfer on vertical two-phased closed thermosyphon, *Int. J. Mech. Aerosp. Ind. Mechatron. Manuf. Eng.*, 9 (10) (2015).
- [14] Mozumder, A. K., Akon, A. F., Chowdhury, M. S. H. and Banik, S. C., Performance of heat pipe for different working fluids and fill ratios, *J. Mech. Eng.*, 41 (2) (2010) 96-102.
- [15] Mirshahi, H. and Rahimi M., Experimental study on the effect of heat loads, fill ratio and extra volume on performance of a partial-vacuumed thermosyphon, *Iranian J. Chem. Eng.*, 6 (4) (2009) 15-26.
- [16] Fadhl, B., Wrobel, L.C. and Jouhara, H., Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon, *Appl. Therm. Eng.*, 60 (2013) 122-131.
- [17] Mahjoub, S. and Mahtabroshan, A., Numerical simulation of a conventional heat pipe, *Int. J. Mech. Mechatron. Eng.*, 2 (3) (2008) 265-270.
- [18] Jouhara, H., Fadhl, B. and Wrobel, L. C., Three-dimensional CFD simulation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon, *Int. J. Hydrogen Energy*, 41 (37) (2016) 16463-16476.
- [19] Wang, X., Zhu, Y., Chen, H., Wang, Y. and Fan, H., CFD modeling of phase change heat transfer behaviors in thermosyphons, *J. Central South Univ. Sci. Tech.*, 48 (5) (2017) 1391-1397. DOI: 10.11817/j.issn.1672-7207.2017.05.035
- [20] Xu, Z., Zhang, Y. Li, B., Wang, C.C. and Li, Y., The influences of the inclination angle and evaporator wettability on the heat performance of a thermosyphon by simulation and experiment, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 116 (2018) 675-684.
- [21] Hussain, M. N. and Janajreh, I., Numerical simulation of a cylindrical heat pipe and performance study, *Int. J. Therm. Environ. Eng.*, 12 (2) (2016) 135-141.
- [22] Roche, N. A., *Development of a compensation chamber for use in a multiple condenser loop heat pipe*, Master Thesis, Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, June 2013.
- [23] Dunn, P. D. and Reay, D. A., *Heat pipes*, 4<sup>th</sup> Ed., Elsevier (1994).
- [24] Faghri, A. *Heat pipe science and technology*, Taylor & Francis (1995).
- [25] Bejan, A. and Kraus, A. D., "Chapter 16, heat pipes" in *Heat transfer handbook*, Wiley (2003).
- [26] Reay, D. A. and Kew, P. A., *Heat pipes, theory, design and applications*, 5<sup>th</sup> Ed., Elsevier (2006).
- [27] Reay, D. A., Kew P. A. and McGlen, R. J., *Heat pipes, theory, design and applications*, 6<sup>th</sup> Ed., Elsevier (2014).
- [28] Zohuri, B., *Heat pipe design and technology*, 2<sup>nd</sup> Ed., Springer (2016).
- [29] Faghri, A., Chen, M. M. and Morgan, M., Heat Transfer characteristics in two-phase closed conventional and concentric annular thermosyphons, *J. Heat Transfer*, 111 (3) (1989) 611-618.
- [30] Tien, C. L. and Chung, K. S., Entrainment limits in heat pipes, *AIAA J.*, 17 (6) (1979) 643-646.
- [31] Lee, H. M. and Li, H. Y., A mathematical model for estimation of the maximum heat transfer capacity of tubular heat pipes, *Energy Procedia*, 142 (2017) 3908-3913.
- [32] Kim, K. M. and Bang, I.C., Heat transfer characteristics and operation limit of pressurized hybrid heat pipe for small modular reactors, *Appl. Therm. Eng.*, 112 (2017) 560-571.
- [33] Gibson, M. A., *Thermosyphon flooding in reduced gravity environments*, NASA/TM-2013-216536, Cleveland, Ohio, USA, (2013).