

中華民國第 55 屆中小學科學展覽會 作品說明書

高中組 生活與應用科學科

第三名

040802

微型壓電陶瓷散熱模組設計與應用之探討

學校名稱：臺北市立建國高級中學

作者： 高二 羅于傑	指導老師： 劉國棟
---------------	--------------

關鍵詞：壓電陶瓷、葉扇懸臂樑振動、散熱應用

摘要

本研究創新設計微型壓電葉扇散熱模組，並系統化以實物量測及模擬分析探討壓電葉扇物性及優化結構設計，達積體電路元件散熱應用。首先改進研究文獻中既有單葉壓電薄片振動散熱，設計雙片型壓電葉扇，以張合振動形成小型噴流式散熱。繼而設計壓電葉扇結合特殊導引散熱夾層，以金屬片傳導元件熱能至夾層空間，配合壓電葉扇驅動氣流致冷，達散熱效能。

實驗測試結果，與相同散熱能力軸流風扇比較，雙片型壓電葉扇耗電功率減低為2.3%，散熱空間減小為30%；優化微型壓電散熱模組，耗電功率減低為4.5%，散熱空間減小為13%，並較既有單葉壓電風扇散熱能力提升至311%，且具有在小空間導引熱氣散逸能力，可作為3C器件散熱之應用。

壹、研究動機

近年來，由於3C通訊、電腦及生活器件朝向小型化及高功能發展，其元件密度甚高，電路線寬達奈米尺度，使高資訊量運作下，易導致系統耗能升溫。且可攜式或穿戴化的小型3C產品，元件容置空間緊湊限縮。現今使用散熱鰭片，設計通風孔道，在高度元件運作下不易達到降溫需求，而軸流風扇則有空間圍限與噪音問題，如何讓元件系統散熱，為本專題研究啟發興趣思考的問題起緣。

為解決此問題，先搜尋研閱相關研究文獻，得悉壓電材料已可製作出薄片結構，當施加電場於壓電陶瓷薄片，可產生機械形變煽動空氣散熱。既有研究文獻報導的壓電風扇設計，乃由壓電陶瓷薄片結合單片金屬葉片，藉由電壓驅動陶瓷薄片以帶動金屬葉片煽動，以此進行散熱。然而散熱能力仍不及軸流式風扇，且葉扇需垂直熱源而無法有效降低容置空間，元件裸露於機體中也易產生振動與擾動等問題。

因此本研究以物理所學的振動學、流體力學、熱力學與熱傳學為背景知識，系統化探討壓電陶瓷的散熱應用，以創新設計製作微型壓電陶瓷散熱模組，期能於攜帶式3C產品有限空間中的散熱應用。

貳、研究目的

- 一、探討壓電陶瓷懸臂樑葉扇的振動特性，分析最佳幾何與工作條件作為散熱應用基礎。
- 二、設計雙片型壓電葉扇，測試散熱能力以分析固定振動空間的最佳構型。
- 三、由薄型化的散熱需求，設計微型壓電陶瓷散熱模組。
- 四、由流體力學與熱傳學理論，設計導引氣流夾層，並模擬分析散熱模組流場。
- 五、設計新型散熱機制，與模組化散熱結構。製作不同散熱模組測試散熱能力，達風阻匹配，並增益導流與導熱性，以得到最佳化模組結構。
- 六、創製微型壓電陶瓷散熱模組，改善傳統散熱問題，並測試比較散熱效益。

參、研究設備及器材

表一、器材及設備總表

1. 壓電陶瓷片	2. 鎳鐵薄片	3. 驅動電源電路板	4. 訊號產生器
5. 電源供應器	6. 自製夾具	7. 自製模擬 CPU 發熱元件	8. 雷射筆
9. 腳架	10. 飛機木板	11. 鹵素燈	12. 表面溫度計
13. 環控箱	14. 夾層(由銅片製成)	15. 類比三用電表	



圖 1、自製夾具

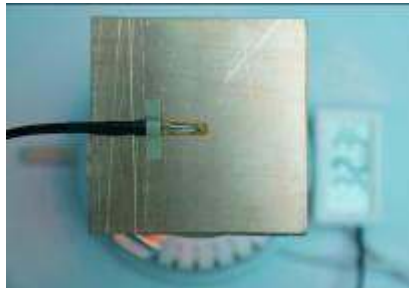
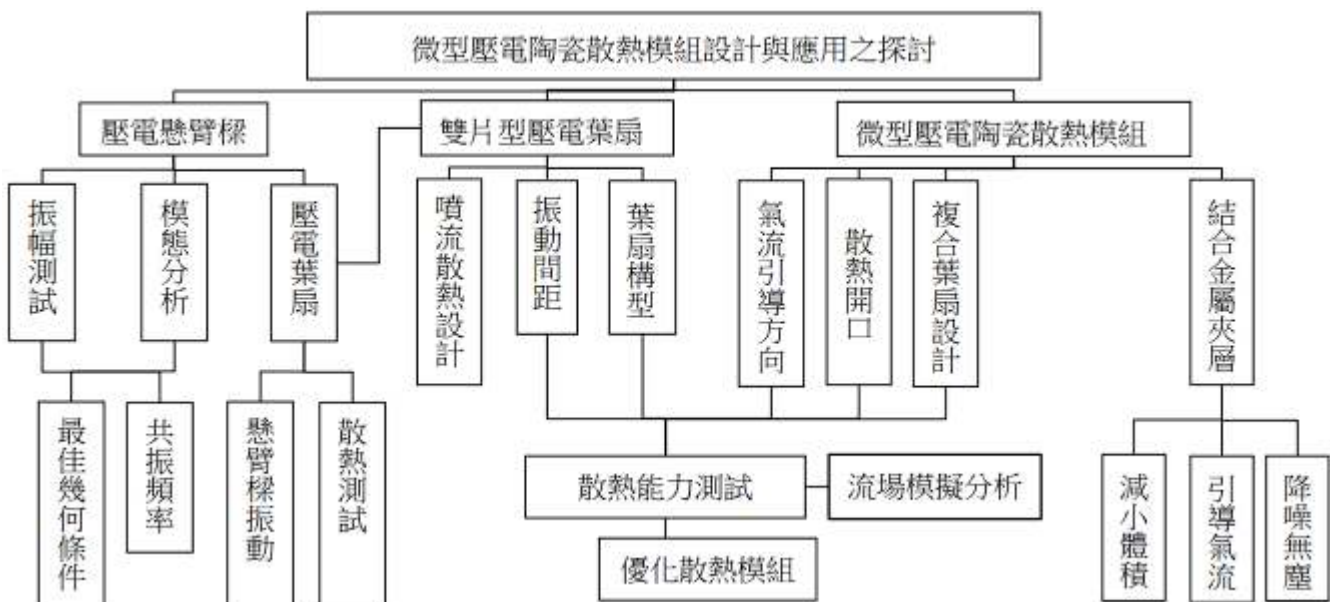


圖 2、自製模擬 CPU 發熱元件



圖 3、驅動電源電路板

肆、研究過程與方法



一、壓電陶瓷懸臂樑葉扇的設計製作與實驗

(一)蜂鳴片懸臂樑葉扇設計製作

1. 設計原理、構型與製作

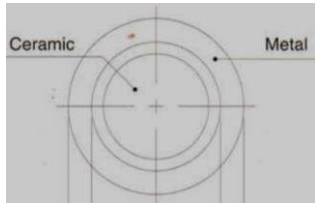


圖 4、蜂鳴片示意圖

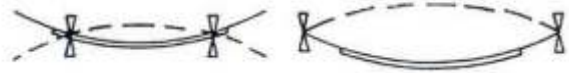


圖 5、蜂鳴片振動模態

應用壓電陶瓷逆壓電效應作為致動器，以蜂鳴片結合金屬薄片，設計壓電懸臂樑葉扇，藉由結構設計與振動頻率使葉扇獲得最佳振幅。

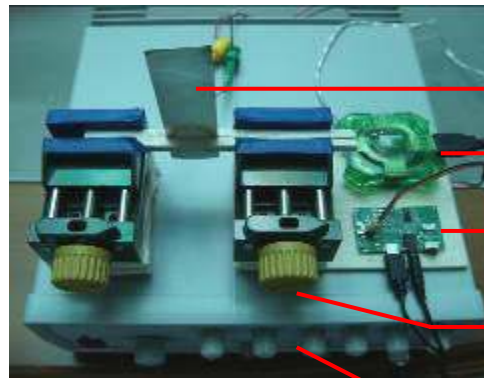


懸臂樑固定端
(蜂鳴片幾何中心)
懸臂樑自由端
(金屬薄片末端)

圖 6、蜂鳴片懸臂樑葉扇振動情形

(二) 蜂鳴片懸臂樑葉扇實驗

相同電功率輸入，改變壓電懸臂樑幾何結構彎力矩及驅動頻率，觀測懸臂樑末端的振幅大小。測量時，以訊號產生器調整工作頻率。由於振幅僅數毫米



蜂鳴片
懸臂樑
電源供應
驅動電源
電路板
測試夾具
訊號產生器

圖 7、測試裝置圖

，不易直接觀測，以鐳射光照射懸臂樑，設計可將微小振動放大的量測系統。繼而探討懸臂樑葉扇散熱能力：將葉扇固定於自製夾層，以鹵素燈加熱銅片模擬發熱元件，以表面溫度計偵測控制溫度於 50.0°C。啟動壓電懸臂樑模組，觀測降溫至 47.0°C 的時間與溫度達穩定的最終溫度，計算散熱能力(cooling capacity)。



銅片
蜂鳴片懸臂樑葉扇
固定板

圖 8、測試夾層頂視圖

實驗一、蜂鳴片懸臂樑葉扇邊界條件與頻率、振幅及散熱能力之探討

$y = \frac{ML^2}{2EI}$ 式中為懸臂樑受一彎力矩作用，由材料力學公式求得其位移量。
E：楊氏係數，M：彎力矩，L：懸臂樑總長，I：慣性矩

$f_r = \left(\frac{m^2}{2\pi\sqrt{12}}\right)\left(\frac{t}{L^2}\right)\frac{1}{\sqrt{\rho S_{11}^E}}$ 式中為單一壓電材料以懸臂樑分析之共振頻率。
式中 m：特徵值，t：壓電材料厚度

由理論分析可知壓電懸臂樑的振幅與共振頻率，皆與懸臂樑的長度相關。

本實驗探討懸臂樑邊界條件對振幅與共振頻率的影響，確立最佳工作條件。

進而探討葉扇的散熱能力，觀測懸臂樑模組對穩定熱源的降溫溫度與時間，比較不同邊界條件的散熱能力。

1. A 組探討懸臂樑葉扇的長寬比例，B 組探討葉扇與蜂鳴片的面積比例，C 組探討葉扇厚度。

表二、各種蜂鳴片(直徑 25.0mm，厚 0.2mm)懸臂樑葉扇幾何構型

組別	控制變因	1	2	3	4	5	6	7
A 長(cm)*寬(cm)	寬度	6.50*2.70	6.80*3.10	7.00*2.90	7.20*2.70	7.40*2.60	7.70*2.50	8.00*2.50
B 長(cm)*寬(cm)	長寬比	9.05*3.30	8.50*3.10	7.95*2.90	7.40*2.70	7.00*2.60	6.85*2.50	
C 厚度(mm)	長與寬	0.20	0.15	0.10	0.08	0.05		

2. 以 20V 交流電壓驅動，量測並比較不同懸臂樑的最大振幅及其共振頻率。

3. 取振幅達 6.0mm 的懸臂樑葉扇，調整至步驟 2 所得最佳驅動頻率，分別探討葉扇在相同電壓與相同振幅時的散熱能力。

(三) 矩形壓電陶瓷懸臂樑模組設計製作與實驗

以矩形壓電陶瓷貼覆於金屬薄片，金屬薄片一端作為固定端，施加交流電，壓電陶瓷晶體產生伸長位移量造成耦合擺動，帶動懸臂樑葉片撓曲變形，在特定頻率與金屬薄片共振。調整固定端點與振動頻率，以改變臂樑振動模態與振幅。

針對矩形壓電懸臂樑以微機電模擬軟體進行不同邊界條件的模態分析，作為散熱模組的製作與應用基礎。

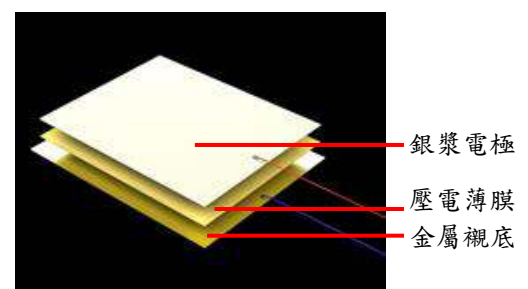


圖 9、壓電懸臂樑模組結構示意圖



圖 10、壓電懸臂樑模組振動情形

實驗二、矩形壓電懸臂樑模組模擬實驗

藉由 ConventorWare 軟體模擬分析不同邊界條件的壓電懸臂樑模組振幅與振動模態，為使散熱模組輸出風流穩定，針對第一共振頻率進行探討，且以楊氏模數較小的金屬為主。模擬分析目標為 15V 內達 3mm 振幅以上，且共振頻率位於 30-100Hz。

1. 設定邊界條件並繪製網格，以金屬薄片為接地點，於壓電陶瓷上施加 15V 交流電。
2. 選定分析材料(黃銅、鎳鐵合金、不鏽鋼)，壓電陶瓷選用 PZT-H 系列。查詢材料係數並輸入 ConventorWare。

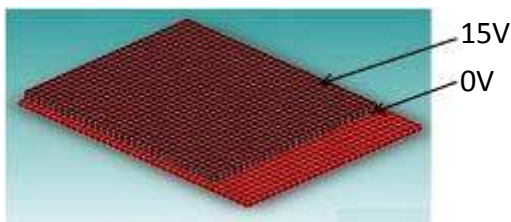


圖 11、壓電陶瓷懸臂樑模組網格繪製

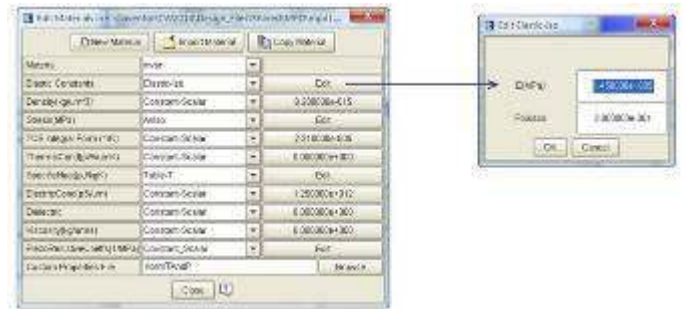


圖 12、ConventorWare 中輸入材料係數

3. 調整金屬臂長與寬度及壓電陶瓷面積，模擬分析不同邊界條件的共振頻率、振幅與振動模態，並模擬壓電懸臂樑模組在開放與封閉空間振動時的流場。

實驗三、矩形壓電懸臂樑模組測試實驗

經過 ConventorWare 模態分析，本實驗取用實體壓電懸臂樑模組進行實驗與測試。測試固定臂長，改變頻率對振幅的影響，進而分析共振頻率與最大振幅。再藉由調整夾點，探討改變臂長對振幅與共振頻率的影響，進而得知實體元件最適臂長與共振頻率，並與模擬分析比對，作為散熱應用的基礎。

實驗方法與步驟：

1. 壓電懸臂樑模組：7.50cm*4.20cm*0.015cm 的 PZT-H 壓電陶瓷貼覆於 8.50cm*4.50cm*0.01cm 的黃銅薄片。
2. 以自製夾具固定壓電懸臂樑模組於二木條間。
3. 架設光源使反射點坐落於欲測定壓電懸臂樑模組振幅的位置，記錄光源投影點於屏幕的位置。
4. 啟動信號產生器與光源，調整電壓至 20V，測量此時壓電陶瓷的端電壓與電流。
5. 當金屬面震動時，產生反射角變化，使光源在屏幕上投影點產生位移。以位移計

算金屬面振動角度，換算其振幅。

6. 固定壓電陶瓷懸臂樑模組固定端，調整訊號產生器頻率，投影點位移量每改變 2.50cm，記錄此時頻率與對應振幅。調整夾點至金屬臂長為 6.50cm, 6.20cm, 6.00cm, 5.90cm, 5.80cm, 5.50cm 進行步驟 2-5 測試。



圖 13、觀測振幅的光學放大系統正視圖

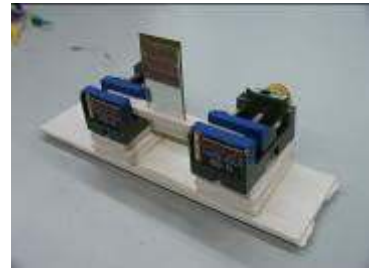


圖 14、壓電懸臂模板組固定於自製夾具

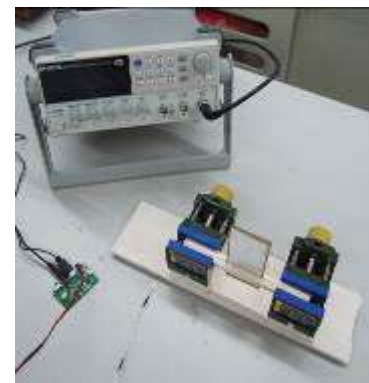


圖 15、測試裝置圖

一、雙片型壓電葉扇的設計製作與散熱應用探討

(一) 設計：

本設計結合兩組平行固定的壓電陶瓷懸臂樑葉扇。施加交流電，雙片對應的壓電懸臂樑葉扇反相位的往復振動，與二平行葉扇間氣體共振，由葉扇自由端向內側撓曲壓縮氣體輸出噴流，再由側後方引入氣體形成與熱源表面平行的穩定氣流，增加熱源上方氣流通率，達到散熱效果。

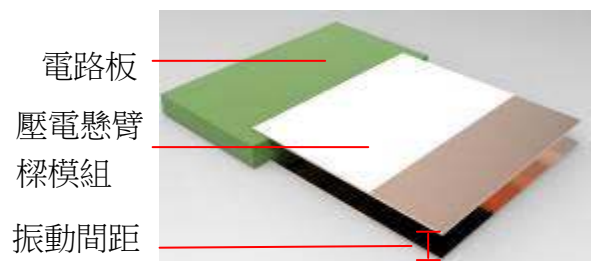


圖 16、雙片型壓電葉扇設計圖

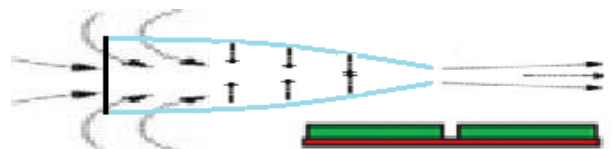


圖 17、雙片型壓電葉扇散熱原理側視圖

(二) 雙片型蜂鳴片壓電葉扇製作與探討

實驗四、雙片型蜂鳴片壓電葉扇散熱設計的最佳化探討

本實驗探討相同耗電功率下，改變雙片型壓電葉扇臂長與振動間距對其散熱能力的影響，進而分析最佳散熱設計，與改變臂長對振動間距最佳化影響。

1. 依固定耗電功率下各葉扇臂長的振幅設計表三中 21 組壓電葉扇構型。
2. 以鹵素燈加熱 6.00cm*6.00cm*2.00cm 銅片使銅片表面溫度恆定於 50.0°C。
3. 啟動壓電葉扇，紀錄銅片溫度隨時間的變化，與溫度達 45.0°C 的時間。分析降溫時間與最終溫度比較散熱能力。

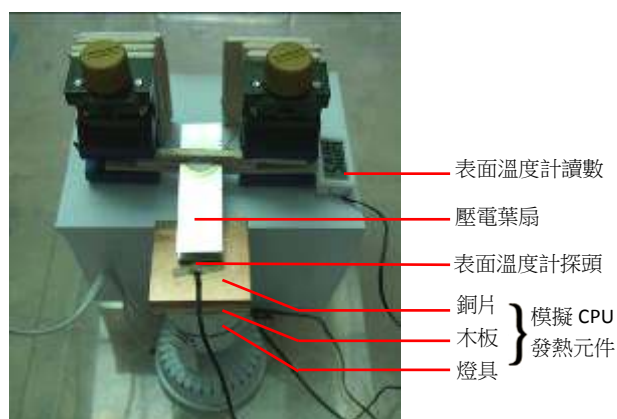


圖 18、雙片壓電葉扇散熱能力測試系統

表三、壓電葉扇構型的臂長與振動間距

	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7
臂長(cm)	6	5.7	5.4	5.2	5	4.8	4.5
A 間距(cm)	1.1	0.9	0.8	0.8	0.7	0.7	0.6
B 間距(cm)	1	0.8	0.7	0.7	0.6	0.6	0.5
C 間距(cm)	0.9	0.7	0.6	0.6	0.5	0.5	0.4

(三) 雙片型矩形壓電葉扇製作與探討：

固定二矩形壓電陶瓷懸臂樑於均勻寬度木板上，使二者平行，距離一定間隔且互相對稱，壓電陶瓷皆固定於金屬片外側。



圖 19、矩形壓電葉扇 (振動間距 0.50cm)

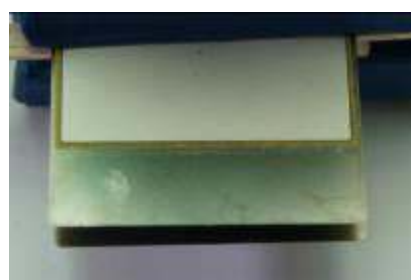


圖 20、矩形壓電葉扇 (0.20cm)

實驗五、五組振動間距下雙片型矩形壓電葉扇的散熱能力與最佳化探討

本研究藉由五組振動間距探討空間限縮時雙片型矩形壓電葉扇的最佳散熱設計。實驗上先固定振動間距，此時葉扇振幅受限，藉由調整臂長影響葉扇形成的氣流探討最佳化條件。進而逐步減小振動間距，分析對散熱能力與最佳條件的影響。

1. 取二組長寬 7.50cm*4.50cm 的壓電葉扇，製作表四中五種振動間距的壓電葉扇。

表四、不同矩形壓電葉扇構型的臂長與振動間距

	L1(cm)	L2(cm)	L3(cm)	L4(cm)	L5(cm)
間距 0.50cm	7.50	7.20	7.00	6.80	6.50
間距 0.40cm	6.00	5.70	5.50	5.30	5.00
間距 0.30cm	5.00	4.70	4.50	4.30	4.00
間距 0.20cm	4.50	4.20	4.00	3.80	3.50
間距 0.10cm	4.00	3.70	3.50	3.30	3.00

2. 分別測試不同壓電葉扇構型的散熱能力，測試裝置如圖 21,22。

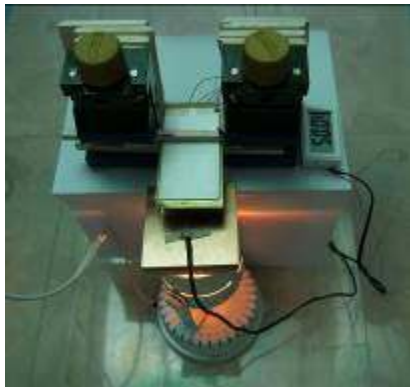


圖 21,22、矩形壓電葉扇 (左：間距 0.50cm，右：間距 0.20cm) 散熱能力測試

實驗六、雙片型矩形壓電葉扇成品散熱測試與比較

本實驗測試雙片壓電葉扇進行散熱的耗電功率與散熱能力。

並與散熱能力相同的軸流風扇比較。

1. 測試壓電葉扇耗電功率，量測應用於散熱系統中的容置空間。
2. 取振動間距 5.0mm 壓電葉扇，改變其末端與發熱元件的相對位置，測試其對發熱元件中心的散熱能力。
3. 取振動間距 5.0mm 壓電葉扇，與具有相同散熱能力的小型軸流風扇比較，探討二者的耗電功率與散熱容置空間。

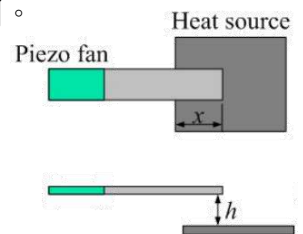


圖 23、壓電陶瓷與熱源示意圖

實驗七、不同構型的雙片型矩形壓電葉扇散熱機制分析與散熱能力比較

本實驗藉由模擬分析「雙片壓電葉一、二」散熱時的流場，探討二者散熱機制的差異。

並比較相同散熱空間下的耗電功率與散熱能力。

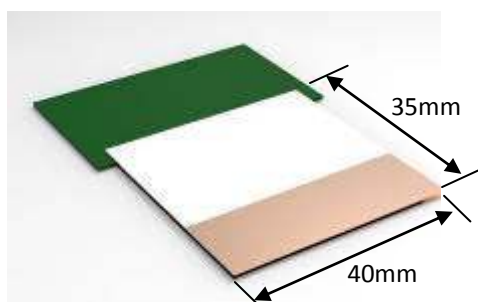
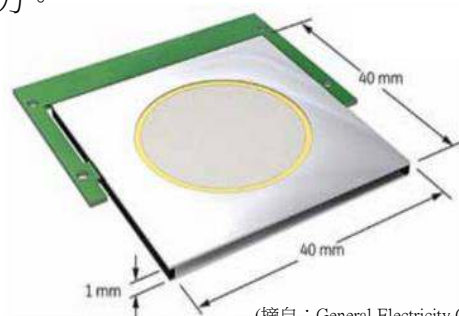


圖 24、「壓電葉扇一」：
由二矩形壓電懸臂樑葉扇構成



(摘自：General Electricity Global Research)

圖 25、「壓電葉扇二」：

8 二組三邊固定金屬片組成，以圓形壓電陶瓷驅動

二、 微型壓電陶瓷散熱模組設計製作與散熱應用探討

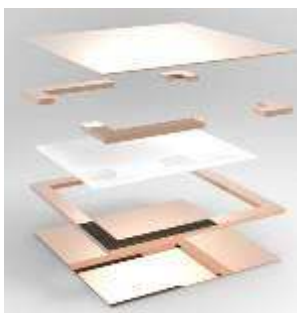
(一) 微型壓電陶瓷散熱模組的設計

應用於毫米尺度機體空間，由於空間限縮，傳統風扇難以有效散熱。壓電葉扇則因垂直熱源散熱容置空間過大且使熱氣逸散至機體內部。本設計微型壓電陶瓷散熱模組，藉由壓電葉扇驅動氣流致冷，結合金屬複合夾層增益熱傳導散熱，可提高散熱能力並減小容置空間，且有效導引氣流與散熱，並屏蔽致動器的振動與氣流擾動。此無風扇轉子的緊湊模組化結構，適用於 3C 產品散熱應用。

1. 設計薄型銅片夾層，其基座作為散熱片接合熱源以傳導熱能至夾層空間。
2. 夾層鑄空形成散熱腔室，夾層空間內含矩型壓電葉扇(壓電薄片結合撓性葉扇)，一端固定於夾層框架。
3. 驅使壓電葉扇作小振幅懸臂樑振動，葉扇自由端於腔室內壁間，壓縮並驅動腔室內氣體，形成平行熱源表面氣流。據以帶走基座散熱片的熱能且加速其熱傳導。
4. 於夾層設置散熱開口及導流板，由外部引入冷風，並引導腔室內氣流與熱能依特定方向驅散。
5. 實驗中測試 60mm*60mm*2mm 模組方便量測比較。

(二) 壓電陶瓷散熱模組的製作與探討

製作上加工 1-5 層並結合，夾層為紅銅製成，2-4 層形成夾層腔室，內含壓電葉扇



5 層	導流片，長寬 60.0mm
4 層	形成散熱開口，因散熱開口構型而異
3 層	壓電葉扇，撓性片複合壓電陶瓷
2 層	葉扇固定框架，寬 5.0mm，厚度 2.0mm/1.0mm
1 層	導熱基座，以導熱膏與系統熱源壓密接合

為得到優化散熱模組，進行不同模組結構的散熱能力測試比較。藉由夾層內壓電葉扇(振動本體與撓性片)與小型鰭片設計以增加氣流通率與對流熱傳。

並探討不同散熱開口構型(導引方向、幾何條件、分布、數量)，達到葉扇致動頻率、氣流與導引散熱口的風阻匹配設計。最後，探討夾層體積與散熱能力的關係。

實驗八、不同散熱開口數量與分佈對微型壓電陶瓷散熱模組散熱能力影響

$$Q = U_{\text{wind}} \sqrt{\frac{C_{p1} - C_{p2}}{1/(A_1^2 C_1^2) + 1/(A_2^2 C_2^2)}}$$

C_{p1} ：入風口壓阻力係數， C_{p2} ：出風口壓阻力係數，

A_1 ：入風口截面積， A_2 ：出風口截面積，

C_1 ：入風口流量係數， C_2 ：出風口流量係數

本設計微型壓電陶瓷散熱模組具新型散熱結構與機制，模組內的氣體流通為散熱能力的重要影響因素。由式中得知氣流通率與出入風口的壓阻力係數及截面積大小相關。實驗中，改變散熱模組的散熱風口大小與分佈，探討其散熱能力，以得知最佳散熱開口構型。並藉由流場分析，探討風流導向與氣流流速，分析氣流通率與穩定度，並得知不同構型導風與導熱的效益。

以散熱開口數分為 A,B,C,D,E 五組探討，以第 4 層框架改變散熱開口大小與分布：

A 型：壓電陶瓷散熱模組側向單口散熱構型

藉由「」字形框架與頂蓋引導壓電懸臂樑於夾層腔室中振動形成的氣流。

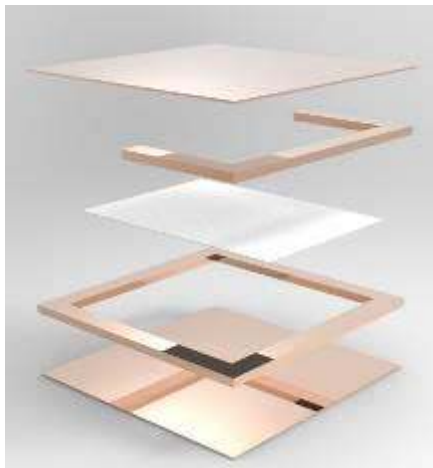
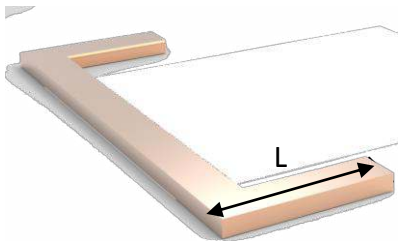


圖 26、A 型分層設計圖



圖 27、A 型結構設計圖

第 4 層框架	A1	A2	A3	A4	A5
	L=20.0	L=25.0	L=30.0	L=35.0	L=40.0

B 型：壓電陶瓷散熱模組側向雙口散熱構型

以壓電陶瓷固定端為入風口，自由端為出風口。藉由壓電陶瓷振動引導入風口低溫氣流進入夾層腔室，形成平行導熱片的穩定氣流，帶走熱能並由出風口驅散。

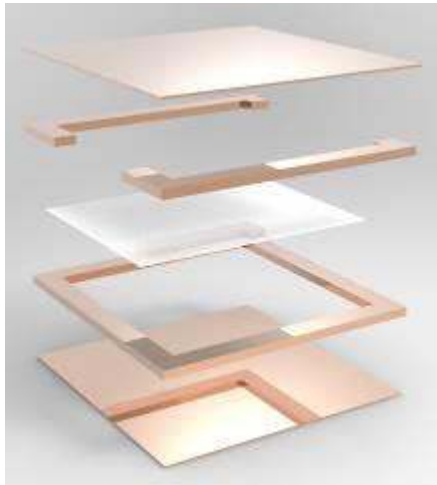


圖 28、B 型分層設計圖

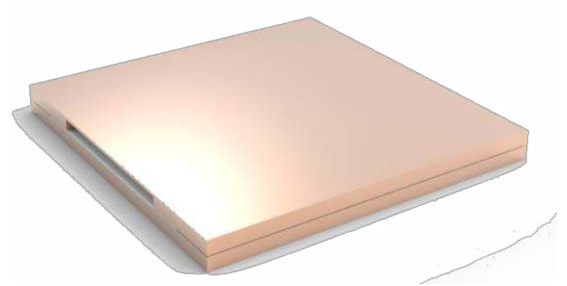


圖 29、B 型結構設計圖

第 4 層框架	B1	B2	B3
	(a,b)= (30.0, 30.0)	(30.0, 40.0)	(30.0, 45.0)
	B4	B5	B6
	(30.0, 50.0)	(35.0, 50.0)	(25.0, 50.0)

C 型：壓電陶瓷散熱模組側向三口散熱構型

由二側入風至壓電陶瓷自由端的出風口驅散熱能。

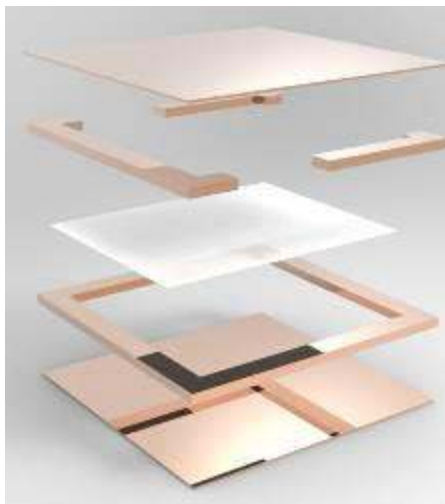


圖 30、C 型分層設計圖

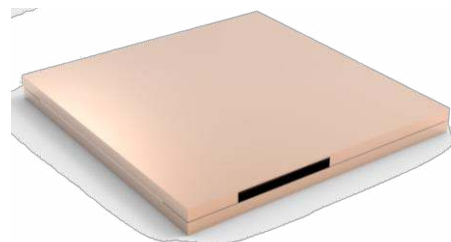


圖 31、C 型結構設計圖

第 4 層框架	C1	C2	C3	C4
	(a, b, c)= (5, 35, 10)	(10, 30, 10)	(15, 25, 10)	(12.5, 32.5, 10)
	C5	C6	C7	
	(7.5, 27.5, 10)	(10, 30, 7.5)	(10, 30, 5)	

D 型：壓電陶瓷散熱模組側向四口散熱構型

由四 L 字型框架，形成 4 個散熱口，由二側開口輔助入風。

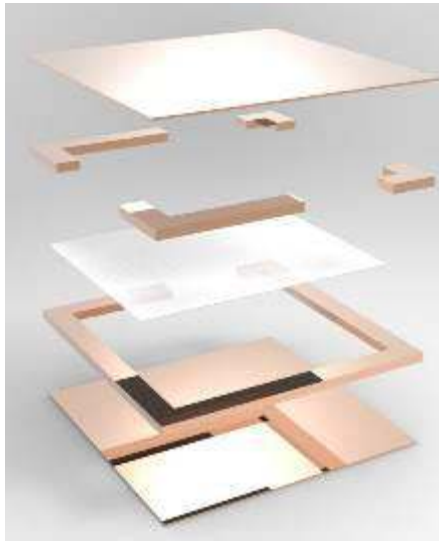


圖 32、D 型分層設計圖

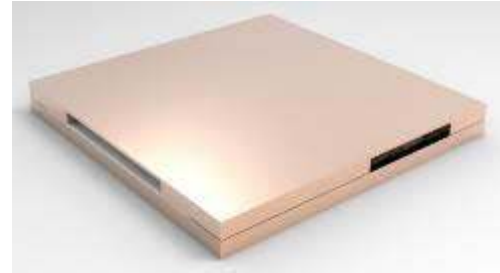


圖 33、D 型結構設計圖

第 4 層框架	D1	D2	D3
	(a,b,c,d)= (40,30, 20,20)	(40,30, 20,30)	(40,30, 20,40)
	D4	D5	D6
	(40,30, 15,30)	(40,30, 25,30)	(40,25, 20,30)
	D7	D8	D9
	(40,35 20,30)	(35,30, 20,30)	(45,30, 20,30)

E 型：壓電陶瓷散熱模組向上散熱構型

藉由壓電懸臂樑振動引導熱氣向上從頂蓋煙囪式驅散。

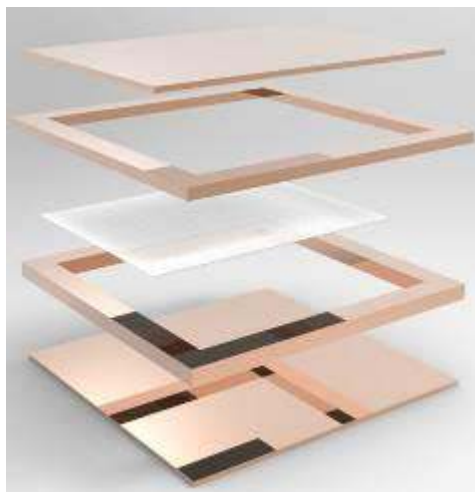



圖 34、E 型分層設計圖



圖 35、E 型結構設計圖

	E1 L=20.0	E2 30.0	E3 40.0	E4 二片 (15.0)+(15.0)
---	--------------	------------	------------	---------------------------

藉由散熱測試與流場模擬，比較上述不同構型的散熱能力與熱能、氣流導引方向，以探討夾層散熱開口的最佳設計。散熱能力測試方法如下：

1. 在環控箱中以鹵素燈加熱 60.0mm*60.0mm*20.0mm 銅片，二者間以均勻厚度木板間隔，於銅片上以表面溫度計觀測溫度，調整木板厚度使銅片溫度恆定於 50.0℃。
2. 將微型壓電陶瓷散熱模組擺置於銅片上方，底座與銅片表面貼合。
3. 啟動壓電陶瓷懸臂樑模組，調整至最佳工作頻率，並調整電壓使振幅接近 2.0mm(不可觸及底座)，紀錄此時的端電壓與電流。
4. 觀察表面溫度計讀數，紀錄每秒溫度讀數與最終溫度，繪製溫度隨時間的變化圖。計算應用微型壓電陶瓷散熱模組，發熱元件由 50.0℃降溫至 45.0℃的平均散熱能力與散熱量。



圖 36、散熱模組置於環控箱中以照熱系統測試散熱能力

$$\text{散熱能力} = C_m * \Delta T / t, \text{散熱量} = C_m * (50 - T_f)^\circ\text{C}$$

C_m 為銅片熱容量， ΔT 為固定降溫溫度， t 為降溫時間， T_f 為最終溫度

實驗九、微型壓電陶瓷散熱模組夾層腔室體積與散熱能力關係探討

壓電陶瓷散熱模組應用於機體中，散熱空間改變會影響模組的夾層腔室體積，並影響腔室中的氣體流通與空冷散熱能力。取上下框架高度各 0.8mm, 1.0mm, 1.2mm, 1.5mm, 1.8mm 2.0mm, 2.2mm, 2.5mm 的夾層，探討夾層腔室體積與模組散熱能力的關係。

實驗十、微型壓電陶瓷散熱模組的測試實驗與散熱能力比較

比較相同散熱能力的最佳微型壓電陶瓷散熱模組構型、雙片型矩形壓電葉扇散熱設計及小型軸流風扇。

1. 比較振動間距為 2.0mm 的雙片型壓電葉扇散熱設計與夾層框架高度為 1.0mm 的微型壓電陶瓷散熱模組，探討其散熱時散熱能力、散熱空間與耗電功率。
2. 比較 60.0mm*60.0mm*20.0mm 軸流 CPU 風扇與微型壓電陶瓷散熱模組，探討其散熱時散熱能力、散熱空間與耗電功率。

伍、研究結果與討論

一、壓電陶瓷懸臂樑葉扇的設計製作與實驗結果

實驗一、蜂鳴片懸臂樑葉扇邊界條件與頻率、振幅及散熱能力之探討

本實驗探討長寬比、面積與厚度不同的蜂鳴片懸臂樑葉扇，比較最佳工作頻率下振幅，分析具最大振幅的幾何邊界條件。再比較其散熱能力，分析具最佳散熱能力的幾何條件。

(一) 懸臂樑模組金屬片長寬比

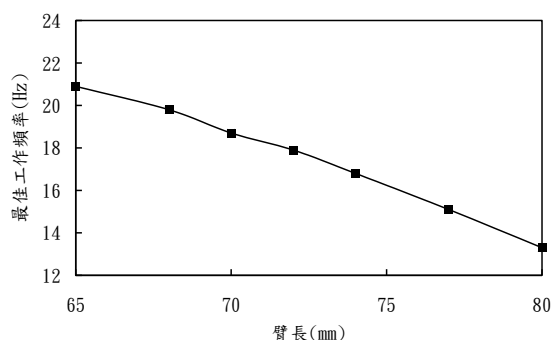


圖 37、不同臂長的最佳工作頻率

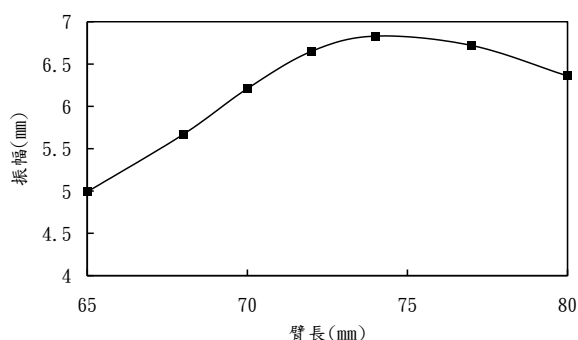


圖 38、不同臂長的最大振幅

1. 圖 37、量測改變頻率對振幅的影響，並作圖得到不同臂長的最佳工作頻率。頻率隨臂長增加遞減，互成反比關係，大致與懸臂樑的振動特性相符。
2. 圖 38、臂長由 65.0mm 增加至 74.0mm，最大振幅與臂長正相關，接近理想懸臂樑振動中彎矩固定振幅隨臂長增加。由 74.0mm 增加至 80.0mm，最大振幅隨臂長增加下降。此時金屬片振動範圍增加而振幅減小，不適合作為散熱應用。
3. 分析結果可得知實驗中臂長 74.0mm，工作頻率為 16.8Hz 的金屬片達最佳振幅 6.83mm。

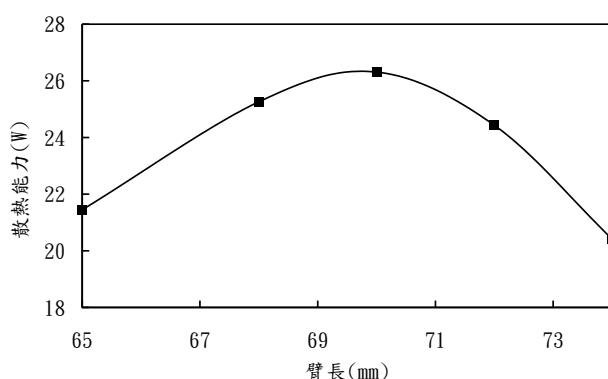


圖 39、臂長對散熱能力的影響

1. 分析不同臂長由 50.0°C 降溫至 47.0°C 的降溫時間，計算散熱能力得到圖 39。
2. 在臂長 70.0mm 時蜂鳴片懸臂樑葉扇有最佳散熱能力約達 26W。
3. 相較於圖 38 的實驗結果，本實驗的最佳化條件臂長較短。可推測相同振幅較短臂長

尖端彎力矩較大，使其形成氣流較強，達到較佳的散熱能力。而臂長減小於 70.0mm，懸臂面積過小造成散熱能力隨臂長減小而下降。

(二) 懸臂樑模組金屬片面積

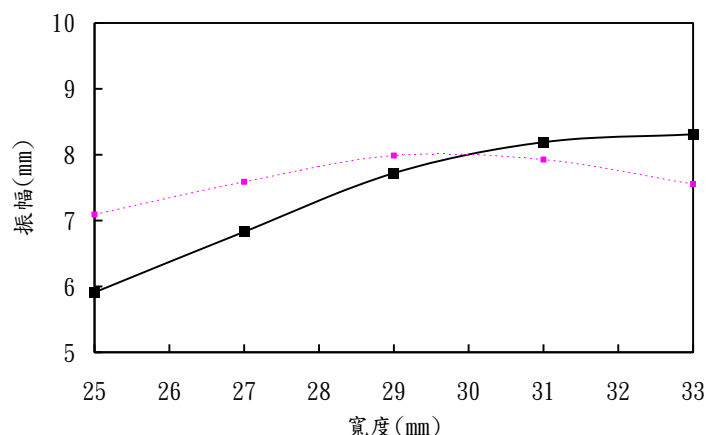


圖 40、等比例放大金屬片寬度與臂長對振幅的影響

1. 探討等比例放大金屬片長度與寬度對懸臂樑模組振幅的影響。金屬片面積較大者具有較大的振幅。計算金屬片振幅/臂長比值得紫色曲線，在寬度 29.0mm，臂長 80.0mm 具有最大的比值。
2. 綜合上述實驗，臂長與寬度的最佳比例為 74：27，臂長約為寬度 2.74 倍。蜂鳴片面積與金屬面積最佳比例為 $\pi (12.5\text{mm})^2 : 29\text{mm} \times 80\text{mm}$ ，約為 20%。在相同的電功率與相同的金屬片面積下，此幾何條件可達到最大振幅，具最大的施作效率。

實驗二、矩形壓電懸臂樑模組模擬實驗結果

模擬分析不同金屬片臂長的矩形壓電懸臂樑模組模態，模擬結果如下：

模擬邊界條件一：金屬長寬 L mm*45 mm、壓電陶瓷長寬(L-10) mm*42 mm，

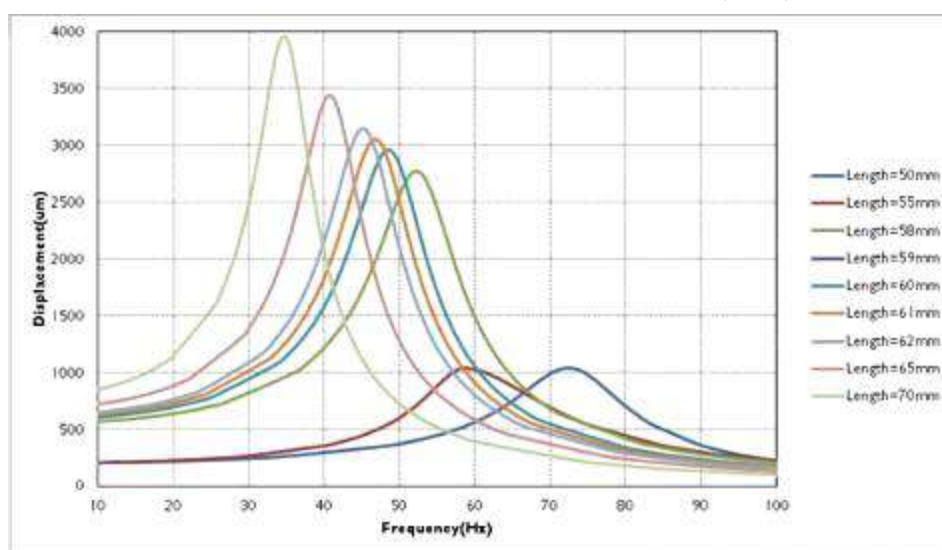


圖 41、電壓 10V 金屬懸臂樑不同臂長下頻率與振幅的關係模態

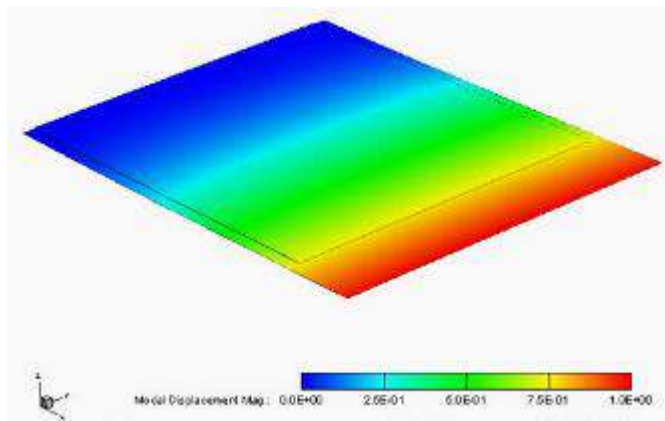


圖 42、壓電懸臂樑模組於第一共振頻率的振動

表五、電壓 15V 下壓電懸臂樑模組不同臂長的第一共振頻率與最大位移量

金屬長 L(mm)	50	55	58	60	62	65	70
頻率(Hz)	75.26	61.03	54.33	50.44	46.95	42.35	36.05
最大位移量(mm)	3.0	3.6	4.0	4.3	4.6	5.1	6.0

模擬邊界條件二：固定金屬長寬 70mm*45mm，改變壓電陶瓷長寬。(模態分析如附錄)

表六、電壓 15V 下壓電懸臂樑模組不同壓電陶瓷長寬的第一共振頻率與最大位移量

陶瓷長寬(mm)	60*40	62*40	65*40	68*40	68*42	68*44
頻率(Hz)	35.84	34.85	33.36	31.80	31.89	31.95
最大位移量(mm)	5.9	6.0	5.9	6.1	6.2	6.3

壓電陶瓷開放式流場模擬分析結果：

模擬分析壓電懸臂樑模組在形成穩定流場時，每經過十二個振動週期的流場變化。

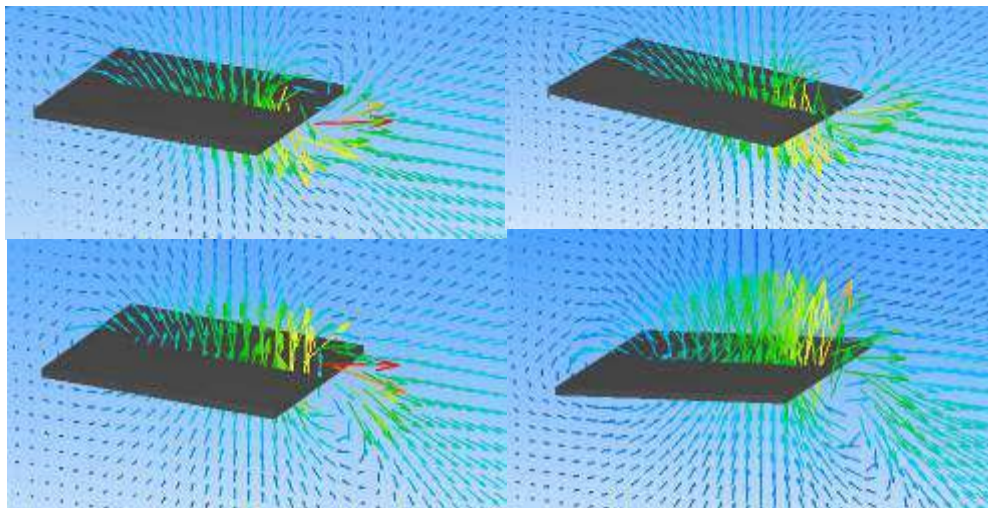


圖 43、第 1920(左上)、1932(右上)、1944(左下)、1956(右下)週期壓電懸臂樑模組的流場

實驗三、矩形壓電懸臂樑模組實體元件實驗與測試結果

藉光學放大系統測定振幅，紀錄投影屏幕上光點位移量 y (cm)。放大倍率計算：

$$A = h (\tan^{-1}(y/100) - \tan^{-1}(4/40))/2 \quad A: \text{振幅}, h: \text{臂長}。$$

本實驗探討六組臂長頻率對振幅的影響。由圖 44 結果在 20Hz-80Hz 的頻率範圍，各臂長皆有一振幅峰值，對應一特定共振頻率，如表七。

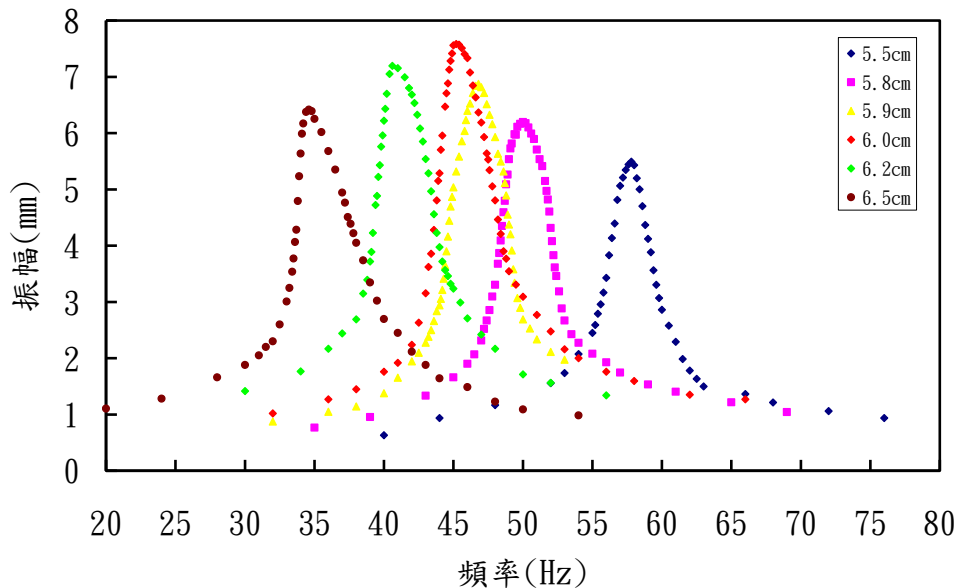


圖 44、不同臂長的懸臂樑模組頻率與振幅的關係

表七、不同臂長壓電懸臂樑模組最佳驅動頻率與振幅

臂長(mm)	65.0	62.0	60.0	59.0	58.0	55.0
最佳驅動頻率(Hz)	34.6	40.6	45.2	46.8	50.0	57.8
振幅(mm)	6.42	7.20	7.58	6.87	6.20	5.49

- (1) 分析最佳驅動頻率可發現，其與臂長長度的二次方約成反比關係。
- (2) 六組臂長下，振幅隨頻率變化的曲線相似。當驅動頻率與最佳驅動頻率差距：
 - <2Hz：對應振幅變化顯著，振幅對頻率變化極為敏感，變化範圍 3.0mm-5.0mm。
 - 2Hz-5Hz：振幅變化逐漸趨緩。
 - >5Hz：振幅受頻率影響小，變化範圍<1.5mm。且可發現峰值振幅二側的振幅變化並非完全對稱，推測為採用單層壓電片的特性。
- (3) 臂長增加，峰值振幅與振幅變化曲線皆向左推移，可知其適合的驅動頻率範圍較低。
- (4) 本實驗以 45.2Hz 頻率驅動臂長 60.0mm 懸臂樑模組，達最佳振幅 7.58mm。

二、雙片型壓電葉扇的設計製作與散熱應用探討結果

(一) 雙片型壓電葉扇散熱實驗探討

實驗四、雙片型蜂鳴片壓電葉扇散熱設計的最佳化探討結果

本實驗中以 20V，5.72mA 驅動蜂鳴片雙片型壓電陶瓷葉扇，測試最佳工作頻率與振幅作為雙片型壓電葉扇探討基礎。進而量測比較不同壓電葉扇的散熱能力，如圖 45, 46。

表八、不同臂長的壓電懸臂樑模組最佳工作頻率與振幅

臂長(mm)	60.0	57.0	54.0	52.0	50.0	48.0	45.0
最佳工作頻率(Hz)	28.5	30.2	32.5	33.8	34.5	36.2	37.3
振幅(mm)	4.01	3.44	2.76	2.41	2.22	2.07	1.93

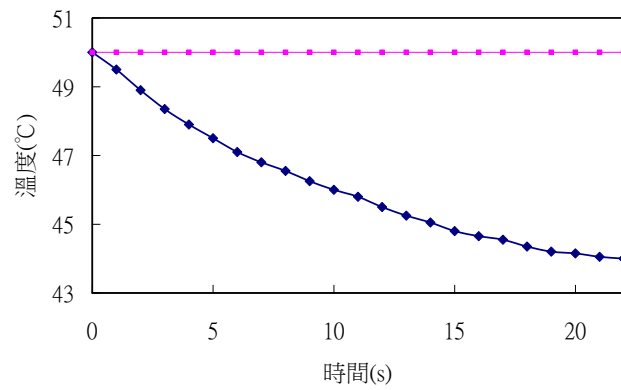
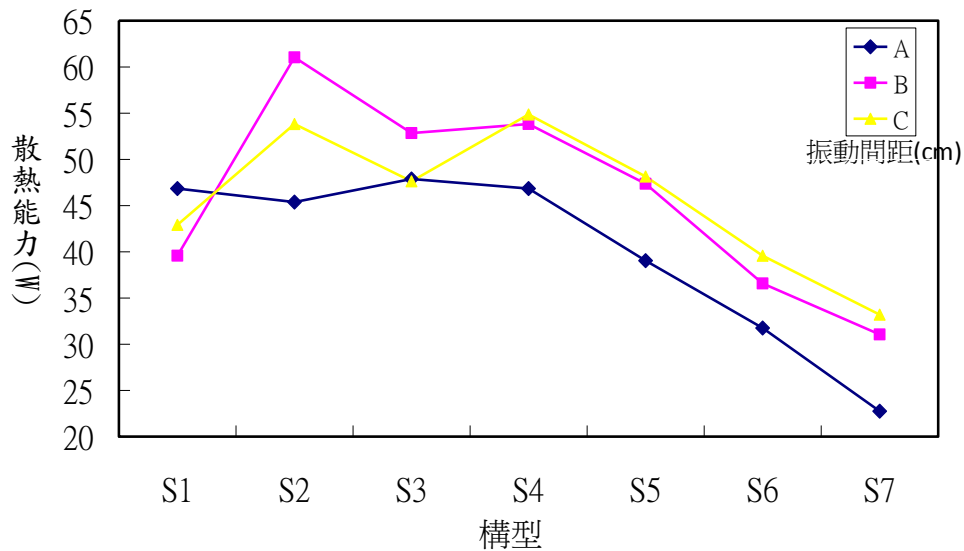


圖 45、開關振動間距 0.8cm 臂長 5.7cm 壓電葉扇溫度變化



46、不同構型壓電葉扇散熱能力

如實驗方法表三，設計不同臂長與振動間距雙片型壓電葉扇。

由圖 45 分別計算不同壓電葉扇平均散熱能力做圖 46。結果分析得知臂長 5.7cm，振動間距 0.8cm 有最佳散熱能力，約為 61W。

相同耗電功率下蜂鳴片彎矩相同，當臂長小於 5cm 時，葉扇振幅下降使散熱能力迅速降低。當臂長增加為 6cm，葉扇振幅增加使振動間距過大，散熱能力亦下降。

實驗五、五組振動間距下雙片型矩形壓電葉扇的散熱能力與最佳化探討結果

本實驗固定振動間距為 5.0mm，4.0mm，3.0mm，2.0mm，1.0mm，如實驗過程中設計不同臂長雙片矩形壓電葉扇，並測量由 50.0°C 降溫至 45.0°C 的時間。以探討其散熱能力，與各種間距的最適臂長。

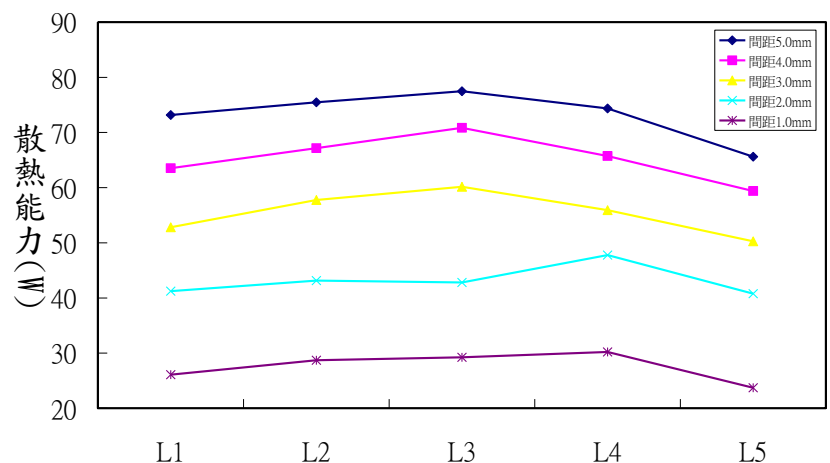


圖 47、不同構型壓電風扇的散熱能力

1. 由圖 47 不同構型雙片型矩形壓電葉扇的散熱能力，得不同間距的最適臂長如表九。
2. 分析最適臂長結果，其隨著振動間距減小下降。主因為壓電葉扇的振幅須隨空間限縮減小，因此須藉由減小臂長增加彎矩達到較佳散熱效果。
3. 由圖 48 分析不同間距的散熱能力，散熱能力隨振動間距與振幅限縮而下降，比較散熱能力振動間距由 5.0mm 減縮至 3.0mm 變化較小，由 3.0 至 1.0mm 大幅下降。
4. 比較振動空間約以 60% 等比例下降。可推論，於振動空間受限於 3.0mm 以內的環境中，應用壓電風扇作為散熱元件具有相當的優勢。

表九、不同間距壓電風扇的最佳臂長與散熱能力

振動間距 (mm)	5.0	4.0	3.0	2.0	1.0
最適臂長 (mm)	70.0	55.0	45.0	38.0	33.0
散熱能力 (W)	77.47	70.84	60.14	47.77	30.19

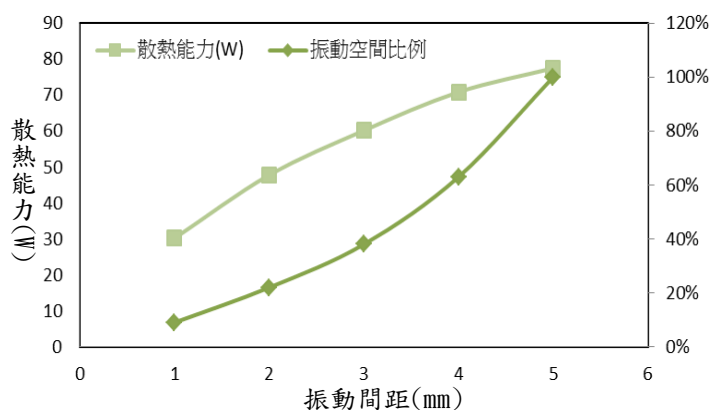


圖 48、不同振動間距的散熱空間與散熱能力

實驗六、雙片型矩形壓電葉扇成品散熱測試與比較

取最佳構型的矩形壓電葉扇測試其耗電功率，並測試與估算散熱條件，結果如表十。

表十、壓電葉扇測試結果

間距 (mm)	5.0	4.0	3.0	2.0	1.0
供電電壓 (V)	13.48	12.57	11.26	9.0	7.9
供電電流 (mA)	2.65	2.47	2.28	2.00	1.74
耗電功率 (mW)	35.72	31.05	25.67	18.00	13.75
水平截面積 (cm ²)	42.00	34.00	30.00	27.20	25.20
振動範圍 (cm)	0.75	0.60	0.45	0.30	0.15
容置空間 (cm ²)	31.5	20.4	13.5	8.16	3.78

振動間距 5.0mm 雙片型壓電葉扇，其散熱能力可達 77W 以上。

與散熱能力 75W 小型軸流風扇(耗電功率為 12V/0.136A，體積為 6.00cm*6.00cm*3.00cm) 比較，結果如表十一。

表十一、雙片型矩形壓電葉扇與軸流風扇散熱比較

	耗電功率	容置空間
壓電葉扇	36 mW	31.5 cm ²
軸流風扇	1560 mW	108 cm ²

應用壓電葉扇於散熱系統中，所須容置空間減小為傳統軸流風扇的 30%，而耗電功率亦大幅降低為約 2.3%。

實驗七、不同構型的雙片型矩形壓電葉扇散熱機制分析與散熱能力比較

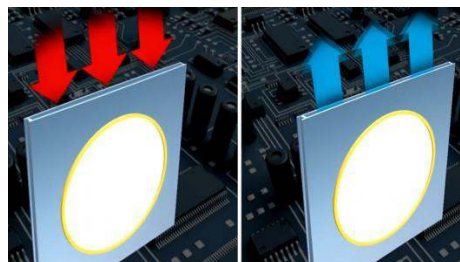
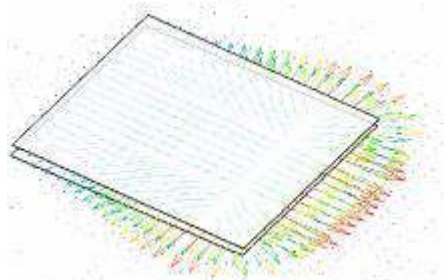


圖 49、「壓電葉扇構型一」流場模擬分析 圖 50、「壓電葉扇構型二」散熱原理示意圖

模擬分析結果，圖 49「壓電葉扇構型一」的散熱機制為藉由二懸臂樑振動，形成噴流增加氣流通率以散熱。

圖 50「構型二」藉由類似鼓皮振動收縮與舒張，置換冷熱氣體以散熱。

比較二種構型在相同振動間距 1.0mm 進行散熱的耗電功率與散熱能力，結果如表十二。

表十二、二種構型壓電葉扇散熱比較

	構型一	構型二
耗電功率 (mW)	36	180
散熱能力 (W)	30	18

構型一的耗電功率約為構型二的 20%，且達到較佳的散熱效果。主因為構型二壓電葉扇設計有三邊作為固定端，與構型一單邊固定的懸臂樑振動比較，須要較高的驅動電壓。然在相同振幅下，構型一懸臂樑自由端的位移量稍大於構型二葉扇中心的位移量，使其散熱時所須空間較大。

(二) 雙片型矩形壓電葉扇設計製作結果：

由實驗五結果確立最佳雙片型矩形壓電葉扇的構型作為設計基礎，以 180Hz 正弦波的壓電陶瓷驅動電源電路板，與二矩形壓電片組成。雙片壓電陶瓷懸臂樑一邊固定於驅動電源電路板的二側，並與電路板並聯相接。

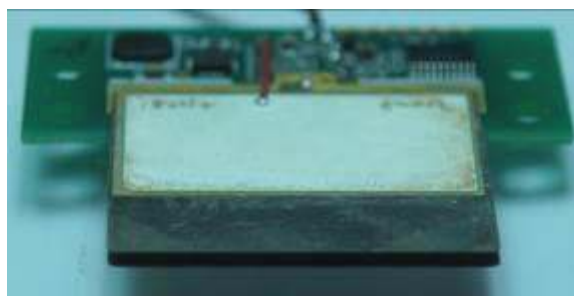


圖 51、振動間距 2mm 壓電葉扇成品

三、微型壓電陶瓷散熱模組設計製作與散熱應用探討結果

(一) 微型壓電陶瓷散熱模組測試實驗與探討結果：

實驗八、不同散熱開口數量與分佈對微型壓電陶瓷散熱模組散熱能力影響

本實驗中設計製作不同構型的微型壓電陶瓷散熱模組，分別測試其散熱能力以分析最佳構型。分為 A, B, C, D, E 五組，藉由系統化改變散熱方向，散熱口數量、大小與分佈位置，得到不同導風與導熱方向的夾層。

實驗上以銅片模擬發熱元件，藉由鹵素燈與環控箱控制發熱元件溫度，測量開啟散熱模組銅片的降溫曲線與開關散熱模組銅片的穩定溫度差，計算散熱能力 $\equiv C_m * \Delta T / t$ 與散熱量 $\equiv C_m * (50 - T_f)^\circ C$ ，並分析比較。

表十三、不同模組構型對發熱元件散熱達最終穩定溫度

A 構型	A1	A2	A3	A4	A5				
終溫度(°C)	44.2	43.6	43.3	44.0	44.4				
B 構型	B1	B2	B3	B4	B5	B6			
最終溫度(°C)	43.8	43	42.6	43.3	43.4	42.8			
C 構型	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7		
最終溫度(°C)	44.0	43.6	43.7	44.0	43.7	42.7	43.1		
D 構型	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9
最終溫度(°C)	43	42.8	42.9	43	42.8	43.1	42.9	43.1	42.8
E 構型	E1	E2	E3	E4					
最終溫度(°C)	44.4	44.6	45	44.8					

1. 微型壓電陶瓷散熱模組 A 型散熱能力測試與比較：

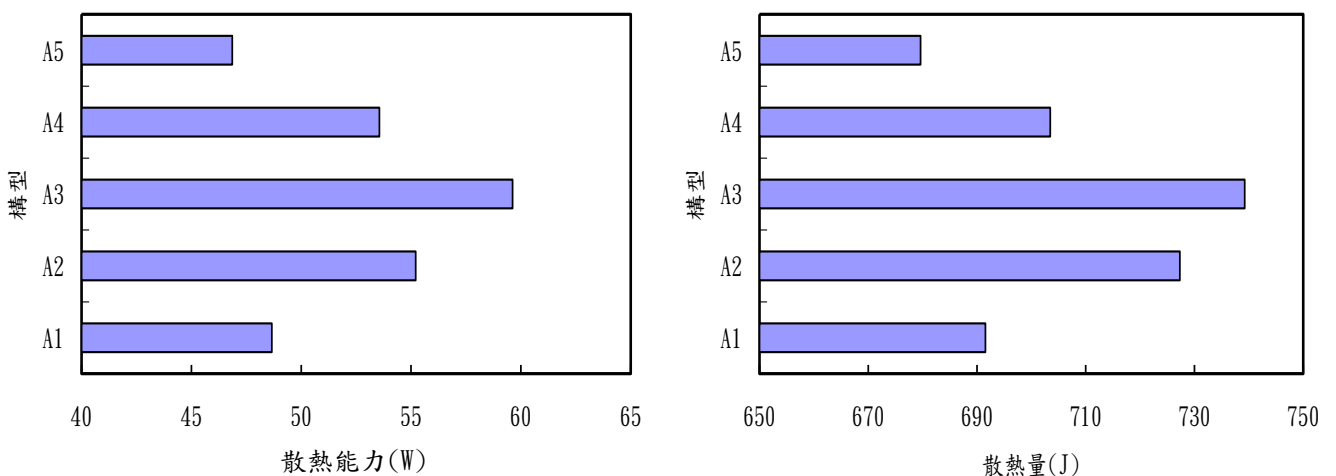


圖 52,53、A1-A5 散熱能力比較

由實驗測試結果，A3 構型具有最佳散熱能力，約可達到 59W。

2. 微型壓電陶瓷散熱模組 B 型散熱能力測試與比較：

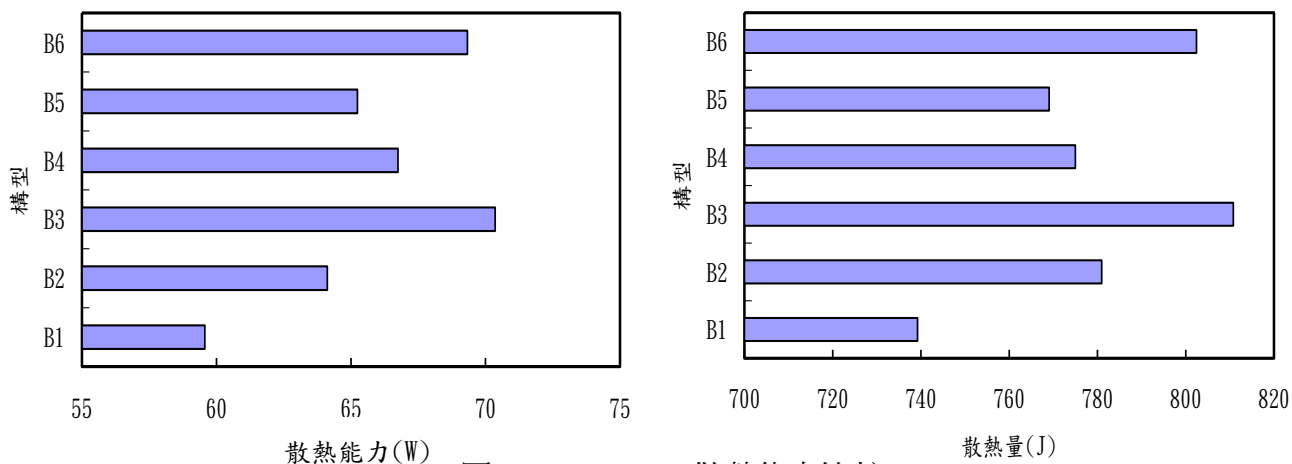


圖 54,55、B1-B6 散熱能力比較

由實驗測試結果，B3 構型具有最佳散熱能力，約可達到 70W。

3. 微型壓電陶瓷散熱模組 C 型散熱能力測試與比較：

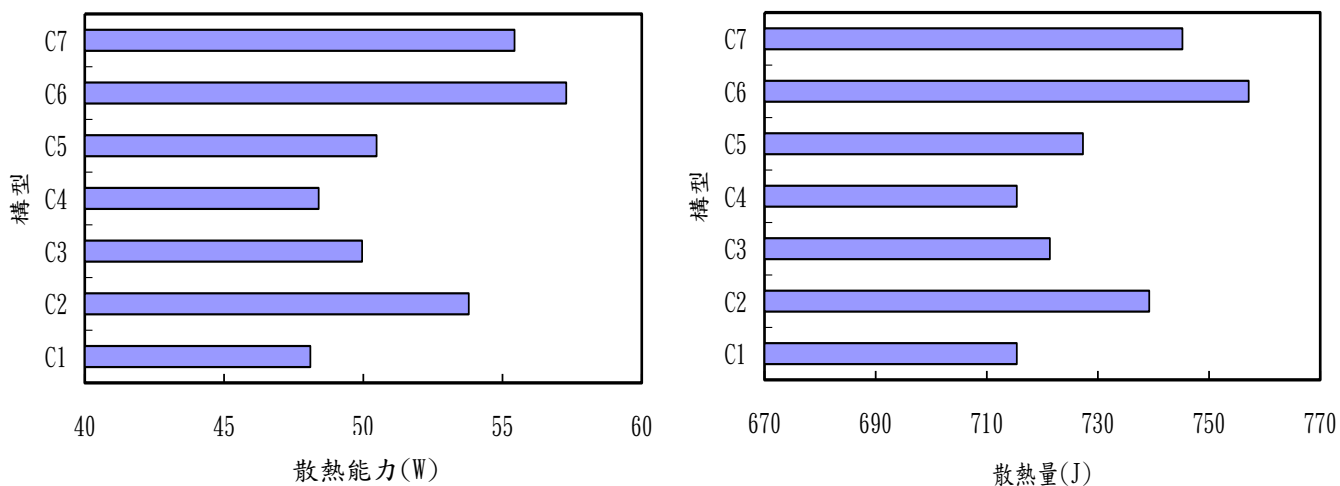


圖 56,57、C1-C7 散熱能力比較

由實驗測試結果，C6 構型具有最佳散熱能力，約可達到 57W。

4. 微型壓電陶瓷散熱模組 E 型散熱能力測試與比較：

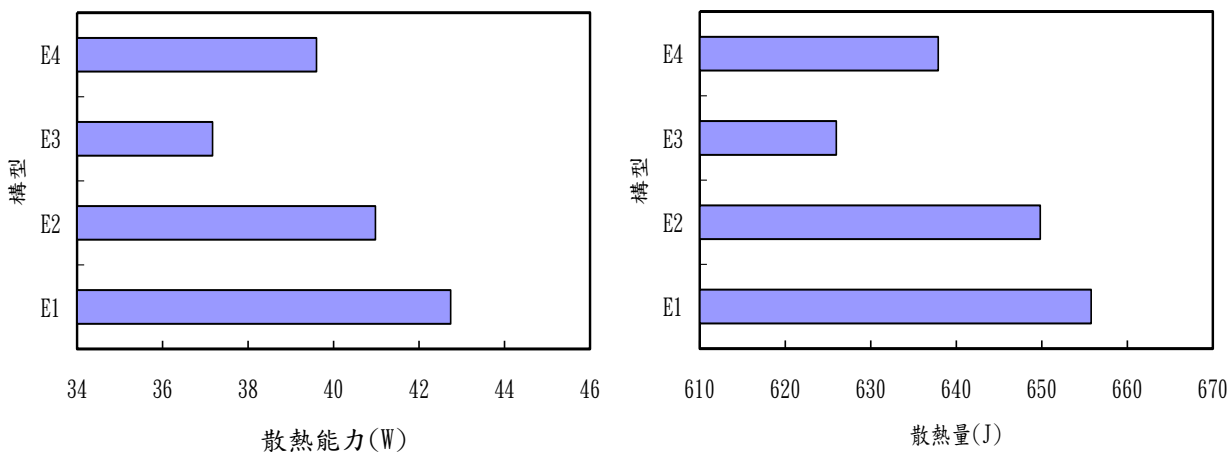


圖 58,59、E1-E4 散熱能力比較

由實驗測試結果，E1 構型具有最佳散熱能力，約可達到 43W。

5. 微型壓電陶瓷散熱模組 D 型散熱能力測試與比較：

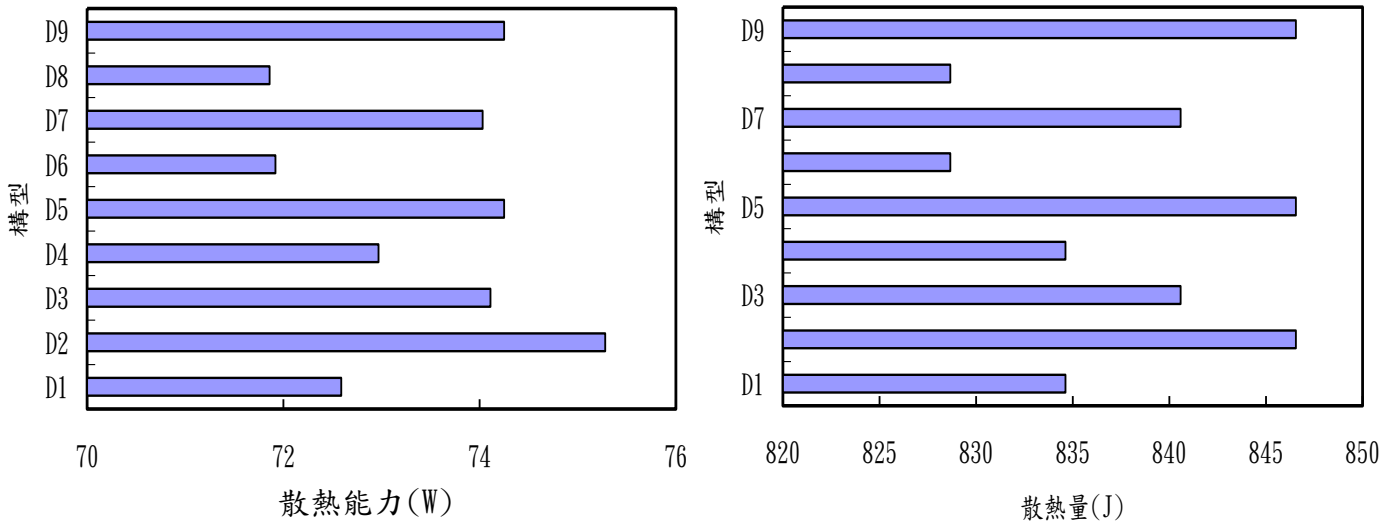


圖 60,61、D1-D9 散熱能力比較

由實驗測試結果，D2 構型具有最佳散熱能力，約可達到 75W。

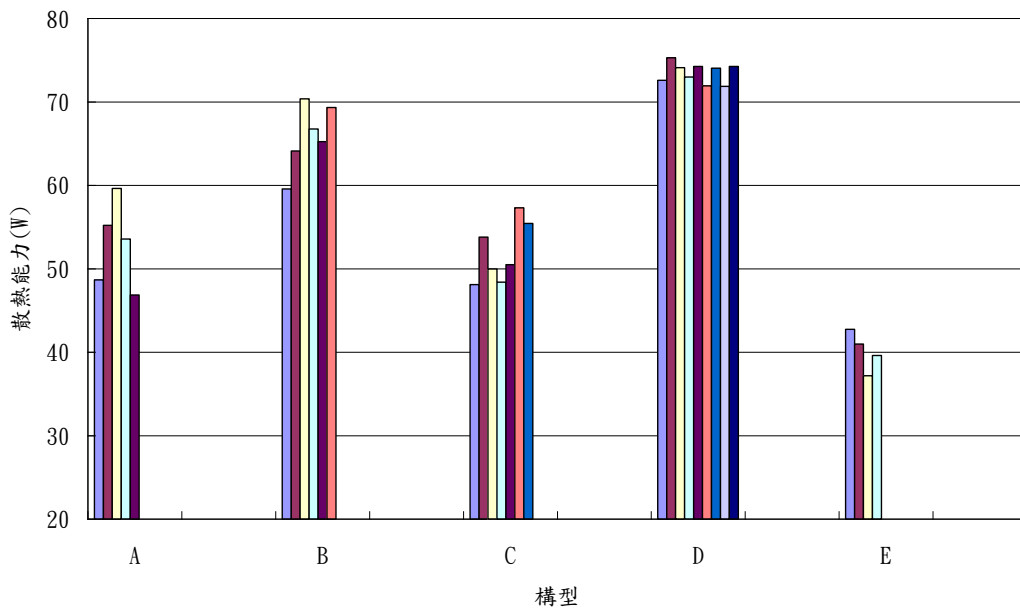


圖 62、不同微型壓電陶瓷散熱模組構型的散熱能力綜合比較

綜合比較五組設計的散熱能力，D 型側向四散熱口設計散熱能力最佳，約為 70-75W。B 型次之，散熱能力約為 60-70W。A 型與 C 型散熱能力相近，約為 50-60W。E 型散熱能力最低，僅達 40W。

- (1) 平行方向導風，並由側向驅散熱能為佳。
- (2) 壓電懸臂樑固定端設入風口與自由端設出風口，可得最佳氣流流通，提升散熱能力。
- (3) 減小散熱口大小而加設側向散熱口，可加速驅散熱能速度，達最佳散熱能力。

實驗九、微型壓電陶瓷散熱模組夾層腔室體積與散熱能力關係探討

表十八、散熱模組夾層高度與散熱能力的關係

夾層高度 (mm)	0.8	1	1.2	1.5	1.8	2	2.2	2.5
端電壓 (V)	5.5	6.9	8.5	10.6	12.9	14.3	15.2	18.1
最終溫度 (°C)	46.6	45.9	45.5	45	44.4	43.8	43.2	42.5

探討改變夾層腔室高度對散熱能力的影響，分析圖表結果，散熱能力與夾層高度呈正相關。限縮夾層高度，亦限制壓電懸臂樑葉扇振幅，使散熱能力下降。在 0.8-1.2(mm)與 1.8-2.2(mm)的夾層高度範圍，散熱能力上升幅度較大。

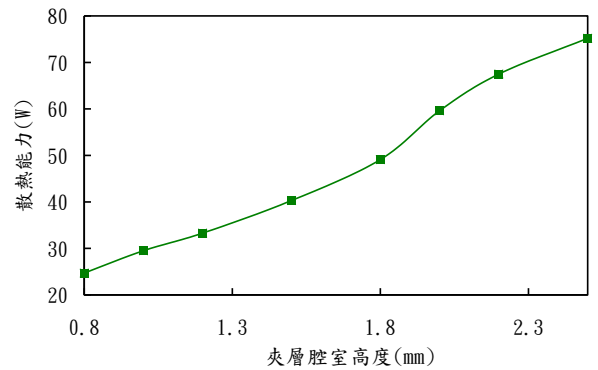


圖 63、改變夾層腔室高度對散熱能力的影響

(二) 微型壓電陶瓷散熱模組設計製作結果

1. A 構型



圖 64、A 型頂視圖(未加頂蓋)

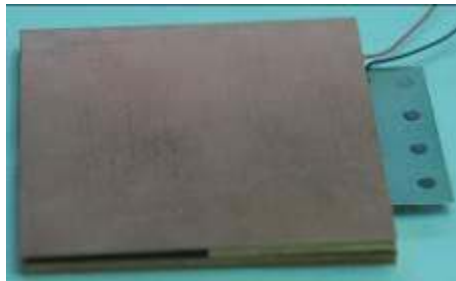


圖 65、A 型側視圖



圖 66、A 型正視圖

2. B 構型

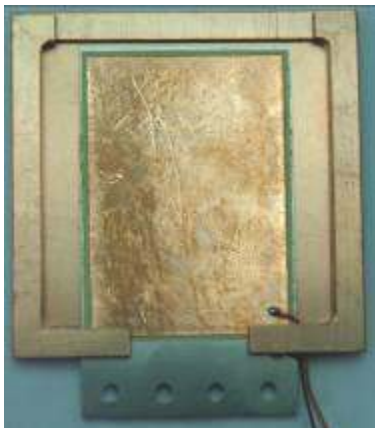


圖 67、B 型頂視圖(未加頂蓋)



圖 68、B 型正視圖(入風口)

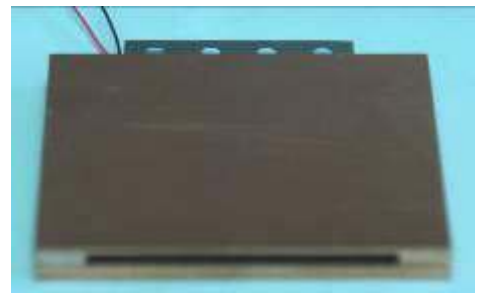


圖 69、B 型正視圖(出風口)

3. C 構型

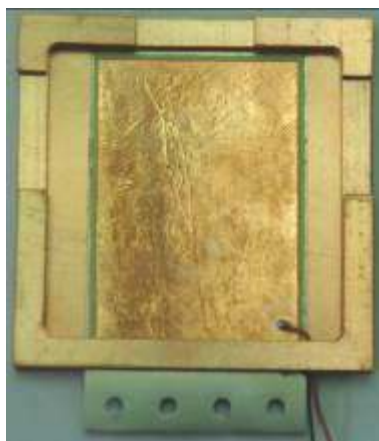


圖 70、C 型頂視圖(未加頂蓋)



圖 71、C 型正視圖(入風口)

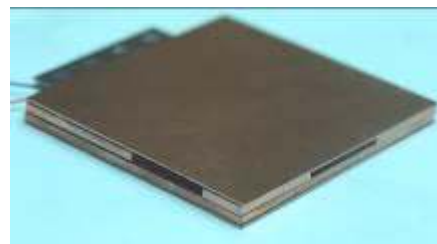


圖 72、C 型正視圖(出風口)

4. D 構型

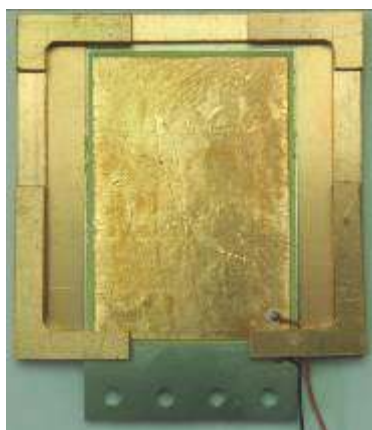


圖 73、D 型頂視圖(未加頂蓋)



圖 74、D 型正視圖(入風口)

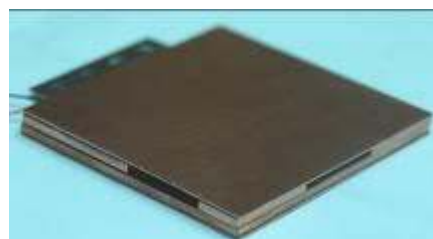


圖 75、D 型正視圖(出風口)

5. E 構型



圖 76、E 型頂視圖(未加頂蓋)



圖 77、E 型頂視圖

6. 複合葉扇設計與不同夾層高度

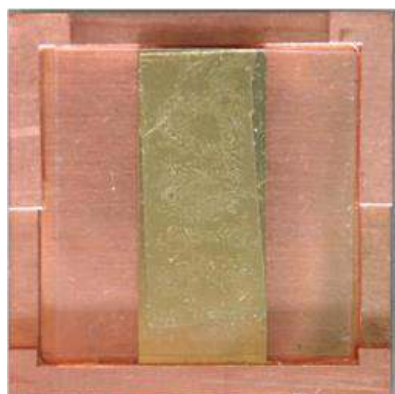


圖 78、壓電薄片結合方形 PVC 葉扇設計



圖 79,80、1mm(上)與 2mm(下)夾層高度設計

(三) 微型壓電陶瓷散熱模組成品散熱能力測試

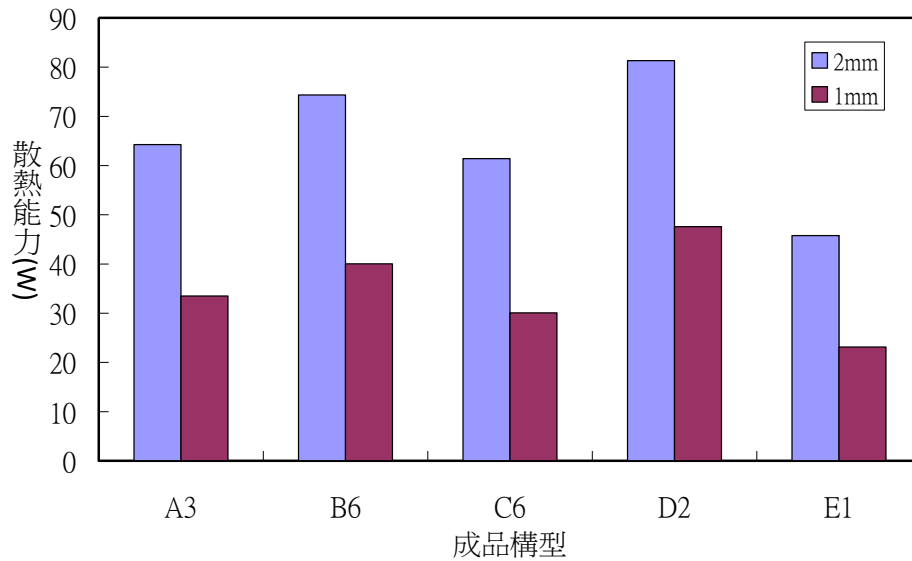


圖 81、五種構型的成品散熱能力測試與比較

- (1) 由測試結果，D2 側向四口模組構型具最佳散熱能力，於夾層高度 2.0mm 時，達到約 80W。由於成品夾層皆以紅銅製作，導熱性較佳，與探討實驗比較散熱能力提升。
- (2) 探討實驗中，以 2.0mm 框架高度的夾層進行測試，以提升實驗準確度。於成品製作時增加製作 1.0mm 框架高度的夾層，作為更小型的散熱模組系統。由測試結果可知，後者散熱能力下降，仍以 D2 構型具有最佳散熱能力，達到約 47W。
- (3) 測試中，壓電懸臂樑模組結合應用於 2.0mm 框架高度的 D2 夾層時，微型壓電陶瓷散熱模組耗電功率為 14.3V/4.92mA，應用於 1.0mm 框架高度的 D2 夾層時，耗電功率為 6.9V/2.31mA。

(四) 微型壓電陶瓷散熱模組流場模擬分析結果

本實驗模擬分析散熱能力較佳的 B 型與 D 型微型壓電陶瓷散熱模組流場，結果如下。

1. B 型微型壓電陶瓷散熱模組流場

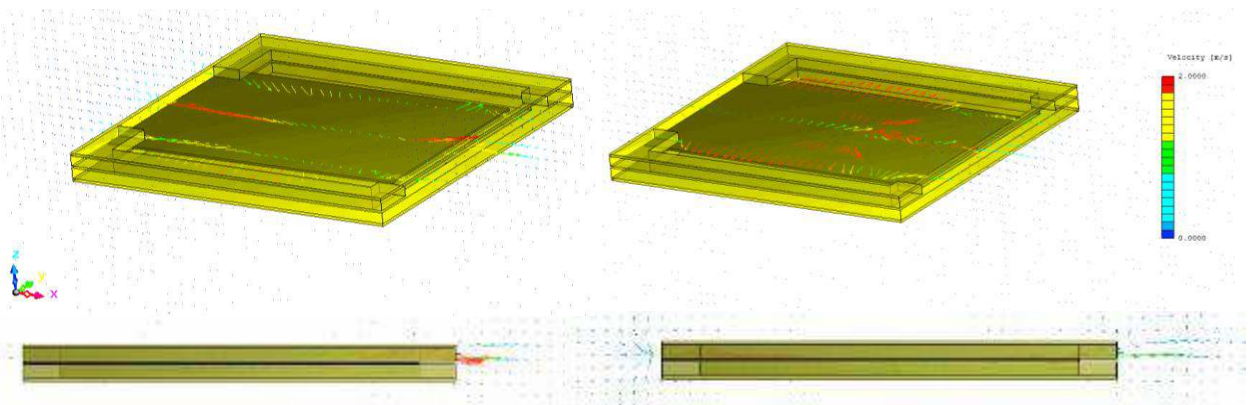


圖 82,83、第 150 週期(左)、第 160 週期(右) B 型壓電陶瓷散熱模組的流場

2. D 型微型壓電陶瓷散熱模組流場

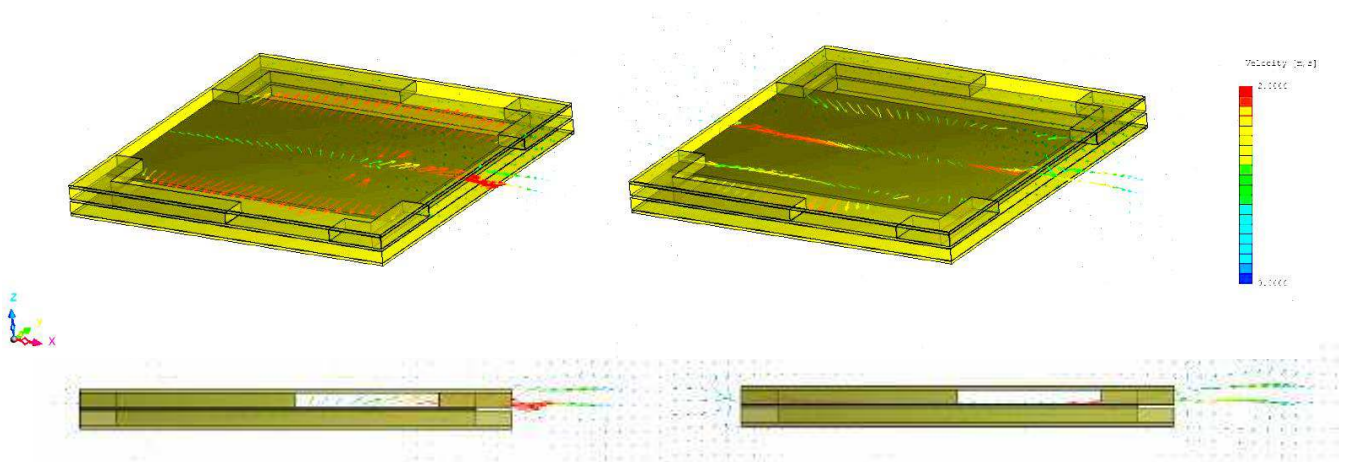


圖 84,85、第 150 週期(左)、第 160 週期(右) D 型壓電陶瓷散熱模組的流場由流場模擬分析結果，B 型與 D 型在第 150 週期，於散熱模組前方出風口形成氣流藉以引導熱氣驅散。經過 10 週期(0.005s，約為壓電陶瓷振動週期一半)，散熱模組流場轉為後方入風為主。往復循環以進行散熱。

(五) 散熱模組比較

實驗十、微型壓電陶瓷散熱模組的測試實驗與散熱能力比較

1. 由測試實驗結果，比較振動間距 2.0mm 的雙片型壓電葉扇散熱設計與夾層框架高度為 1.0mm 的微型壓電陶瓷散熱模組，比較結果如表十九。

表十九、雙片型壓電葉扇散熱設計與微型壓電陶瓷散熱模組比較

	散熱能力 (W)	容置空間(cm ³)	耗電功率 (mW)
雙片型壓電葉扇	47.77	13.5	25.67
微型壓電散熱模組	47.58	7.2	15.94

當雙片型壓電葉扇與微型壓電散熱模組達相同散熱能力，壓電散熱模組容置空間減小為約 53%，耗電功率減小為約 62%。

2. 由測試實驗結果，比較高度為 2.0mm 的微型壓電陶瓷散熱模組與 60.0mm*60.0mm*20.0mm 軸流風扇，其耗電功率為 12V/136mA，比較結果如表二十。

表二十、微型壓電陶瓷散熱模組與軸流風扇比較

	散熱能力 (W)	容置空間(cm ³)	耗電功率 (mW)
微型壓電散熱模組	81.31	14.4	70.36
軸流風扇	75.0	108	1560

當軸流風扇與微型壓電散熱模組達相同散熱能力，微型壓電散熱模組容置空間減小為約 13%，耗電功率減小為約 4.5%。

陸、結論與應用

本研究從事微型壓電陶瓷散熱模組設計與其散熱應用之探討。首先自製類光槓桿的光學放大系統，觀測壓電陶瓷結合金屬薄片的懸臂樑振幅，配合模擬分析振動模態，探討不同邊界條件和驅動頻率，並分析最大振幅條件作為散熱模組設計基礎。進而設計雙片型壓電葉扇，藉由二組夾扇張合振動驅動空氣流動散熱。實驗上，固定散熱空間與葉扇振動間距，量測葉扇對穩定照熱系統的散熱能力，並探討各個振動間距的最佳葉扇設計。

最後，創製微型壓電陶瓷散熱模組，以金屬複合夾層熱傳導，配合夾層內壓電葉扇致動氣流，由夾層散熱口導引逸散，達散熱效能。並達到壓電葉扇與散熱口的風阻匹配設計，由外部引入冷風，經夾層腔室後再將熱氣驅散，改進傳統風扇於系統內部熱氣累積的缺點。以此散熱機制創新與緊湊的模組化結構，提高散熱能力並減小容置空間。實驗上，探討最佳散熱能力的模組構型，並測試比較成品散熱能力。

一、微型壓電陶瓷散熱模組特點與應用

1. 導引散熱：藉由夾層導流片與散熱口導引氣流與熱能逸散，相較傳統散熱具方向性，且可藉由調整夾層模組設計精確控制散熱方向(如 A-E 型設計與流場模擬分析)。應用於 3C 產品散熱，熱能可配合通風孔道驅散，而不會逸散至機體空間內累積。同理可應用於大型系統的方向性散熱與縫隙、牆角的熱氣驅散。
2. 薄型化：改變壓電葉扇垂直熱源擱動的散熱特性，以平行熱源表面氣流與導熱薄片進行散熱，大幅減小散熱模組體積，適合可攜式器件薄型化散熱應用。
3. 容置空間小：散熱時與熱源壓密貼合，相較軸流風扇及雙片型壓電葉扇熱傳導率高，且大幅降低所需容置空間。適應用於高功能、小型電子儀器與產品散熱，且可針對特定高發熱元件進行冷卻(如 CPU、電池、LED 照明)以延長元件壽命、減低損耗。
4. 模組化：散熱模組組裝(壓模製作)與應用方便(以導熱膏與熱源表面接合)，易配合機體空間、元件分布與散熱能力需求，縮放散熱模組大小、高度，或改變散熱口設計。
5. 耗電功率與成本極低：益於商業應用。
6. 包覆結構：為改進風扇元件裸露於機體的缺點，本散熱模組壓電葉扇受夾層結構包覆，可避免灰塵堆積，降低機體中熱氣擾動，且運作時噪音低。夾層材料亦可增進

降噪、吸震能力。無軸承轉子，不易損壞且穩定性高。適應用於現今 3C 產品精密的電路元件散熱。

7. 夾層複合材料設計：於系統應用，可複合不同導熱性材料，增益高發源導引散熱。

二、壓電懸臂葉扇的實驗：

1. 蜂鳴片懸臂樑：以 20V 驅動，寬 27.0mm 及臂長 74.0mm，測得最佳振幅 6.83mm。
2. 矩形壓電懸臂樑：懸臂樑寬 45.0mm 及臂長 60.0mm，測得最大振幅 7.58mm，共振頻率為 45.2Hz，與振動模態分析，最佳振幅之共振頻率相符。
3. 當振幅為 6.0mm 壓電懸臂樑最佳散熱能力 26W。

三、雙片型壓電陶瓷葉扇的實驗：

1. 以雙片壓電葉扇張合振動形成噴流，採單邊固定端懸臂樑結構。實驗上固定葉扇振動間距為 5,4,3,2,1(mm)，分別測試散熱能力與優化條件。
2. 在葉扇振動間距為 3.0mm 下，當壓電葉扇長寬為 45.0mm* 45.0mm，以頻率 75.2Hz，10.63V 驅動葉扇，可獲得最佳散熱能力。平行擺置於 50.0°C 銅片上方 5.0mm 處，測得壓電葉扇散熱能力約為 60.14W，散熱 Z 軸高度約為 4.5mm。
3. 當減小間距為 2.0mm，使用壓電葉扇長寬為 38.0mm* 40.0mm 可得最佳散熱能力。以 18mW，180Hz 驅動壓電風扇，測得散熱能力約為 47.77W，散熱 Z 軸高度約為 3.0mm。
4. 相較於小型軸流式風扇，當達到相同散熱效率，壓電葉扇耗電功率約為軸流風扇的 2.3%，且工作空間減小為 30%。
5. 相較美國奇異公司 dual piezoelectric cooling jets(DCJ) 高 1mm 散熱設計，本設計在相同散熱空間下具有較低的耗電功率與較高的散熱能力。

四、微型壓電陶瓷散熱模組的實驗：

1. 以壓電葉扇結合夾層構型達到導引散熱的結構設計，實驗上系統化改變夾層的幾何結構，散熱口大小與分布與氣流引導方向。
2. 比較不同散熱口數量與引導氣流方向的構型設計時，得到側向引導熱流的散熱能力較佳，並以四側皆開口 D 型結構最佳。比較不同散熱口分布與大小，則得到 A3, B6, C6, D2, E1 分別為各組的最佳結構，其中以 D2 散熱能力最佳，散熱能力約為 75W。
3. 微型壓電陶瓷散熱模組成品測試，當模組高度 4mm，以功率 70.4mW(14.3V/4.92mA)

驅動，得到懸臂振幅為 2.0mm，散熱能力約為 81W。當模組高度縮小至 2mm 時，則散熱能力約為 48W。

4. 相較於小型軸流式風扇(60mm*60mm*20mm)，當達到相同散熱效率，微型壓電散熱模組耗電功率僅需前者的 4.5%，散熱空間減小為 13%，具低耗能與散熱空間小的特性；相較於相同散熱能力的雙片型壓電葉扇，具有容置空間更小及導引熱氣散流的特點，可作為可攜式 3C 產品元件散熱應用。
5. 相較既有壓電風扇藉由壓電陶瓷驅動單片金屬葉片振動的散熱設計，本研究的微型壓電散熱模組散熱空間大幅減小且散熱能力提升至 311%。

柒、參考資料

- [1] R. Sato, T. Taniguchi, M. Ohba (1983). *Characteristics of a Piezoelectric Bimorph in use of an Actuator and the Application to a Piezoelectric Relay* (pp.52). OMRON Technics, No. 70.
- [2] Ju Hyun Yoo, Jae Il Hong and Wenwn Cao (2000). *Piezoelectric Ceramic Bimorph Coupled to Thin Metal Plate as Cooling Fan for Electronic Device* (pp.8-12). Sensors and Actuators A: Physical, Vol. 79, No. 1.
- [3] Tao Wu (2003). *Modeling and Design of a Novel Cooling Device for Microelectronics Using Piezoelectric Resonating Beams*. Department of Mechanical and Aerospace Engineering, North Carolina State University, Raleigh, U.S.A., Ph.D. Dissertation.
- [4] George W., Woodruff Sch (2003). *Optimization of synthetic jet cooling for microelectronics applications*. Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, Nineteenth Annual IEEE.
- [5] Yunus A. Çengel (2006). *Heat and Mass Transfer: A Practical Approach* (pp.395-491). McGraw-Hill Companies, Inc, 3rd Addition, ch.7,8.
- [6] Tolga Acikalin, Suresh V. Garimella (2009). *Analysis and Prediction of the Thermal Performance of Piezoelectrically Actuated Fans* (pp. 487-498). Heat Transfer Engineering, Vol. 30, No. 6.
- [7] Peter de Bock, Andrew Mann, Bryan Whalen (2012). *Evaluation and Opportunities For use of Thin Form Factor Synthetic Jets to Low Profile Electronics Cooling Applications* (pp. 28-33). Electronics Cooling.
- [8] 葉思武 (1992) • *新陶瓷學* (33-41 頁) • 復文書局。
- [9] 陳世春 (2001) • *基本壓電材料學* (59-83 頁) • 復漢出版社。
- [10] 區遠方 (2006) • *功能陶瓷材料* (147-169 頁) • 曉園出版社有限公司。
- [11] 劉勝富 (2008) • *壓電風扇的散熱性能研究* (碩士論文) • 清華大學動力機械工程學所。
- [12] 陳柏劭，黃世疇，吳坤桂 (2010) • *壓電風扇溫控系統之設計與分析* (92-105 頁) • 工程科技與教育學刊，第七卷，第一期。
- [13] 陳義滄，黃世疇 (2010) • *壓電式冷卻系統之設計分析* (484-506 頁) • 工程科技與教育學刊，第七卷，第三期。

【評語】 040802

本作品係利用利用壓電陶瓷的振動，形成風扇或鼓風效應，並藉以形成冷卻機制，且可做成超薄的結構，具實用之價值，亦是知名公司研發中的產品之一。若能更詳細收集相關專利與技術發展，當可更佳地改良並實現預期之實用性。