

# R134a螺桿膨脹機ORC應用於低溫熱水發電及其特性研究

吳孟儒<sup>1\*</sup> 王大維<sup>2</sup> 徐菘蔚<sup>3</sup> 黃金文<sup>4</sup>

## 摘要

工業廢熱佔其使用燃料熱能的40%~60%，中低溫工業廢熱(溫度<350°C)又佔工業廢熱排放量~80%。本研究以80°C~83°C的熱水為熱源，冷卻水塔的冷卻水為冷源，設計開發一款20 kW級發電量的R134a螺桿膨脹機有機朗肯循環(ORC)系統。藉由系統分析及系統性能測試結果，發現(一)低溫熱源條件時，R134a之ORC系統比R245fa系統具有高發電量、高效率、及機組體積小等優點；(二)設計點的系統性能測試結果顯示，當工作流體進入螺桿膨脹機的過熱度愈低，ORC性能表現越佳；(三)離點的系統性能測試結果顯示：(1)工作流體蒸發溫度調降時，R134a質量流率、冷凝溫度、發電機效率、發電量、及系統熱效率隨之降低；(2)系統膨脹比高於螺桿機內建膨脹比時，螺桿膨脹機等熵效率維持於63%以上。系統膨脹比略高於螺桿機內建膨脹比時，可獲得最佳的螺桿膨脹機等熵效率；(3)系統膨脹比低於螺桿機內建膨脹比時，螺桿膨脹機等熵效率快速下降，ORC系統正常運轉時，應避開此操作區間，以獲得高的發電量。由本研究成果知：R134a之螺桿膨脹機ORC適用於低溫熱能發電，且系統穩定，發電成本低，具備經濟效益及節能減排功效。本研發成果可直接應用於低溫工業廢熱、地熱/溫泉、生質熱能及太陽熱能發電，可促成國內低溫發電產業。

**關鍵詞：**工業廢熱、有機朗肯循環、螺桿膨脹機、膨脹比

## 1. 前言

人類大量使用化石燃料、排放大量溫室氣體後，氣候變遷造成的天然災害，屢現於傳媒。1994年聯合國氣候變遷綱要公約(United Framework Convention on Climate Change, UNFCCC)成立後，各國努力推展節能減排技術及產品應用，期防微杜漸，讓人類同時享受科技文明，並擁有舒適與乾淨的生活環境。期間的關鍵議題有：(1)研發各種再生能源技術，以

無碳的綠色能源逐步取代石化能源，減緩地球暖化的速度；(2)提升能源使用效率，以減緩對各項化石能源的依存度。以我國而言，2012年全國耗能量為111.5百萬公秉油當量[經濟部能源局，2013]，若提升能源效率1%，相當於1.15百萬公秉油當量，約等同於0.512 GW的虛擬電廠。若提升5%，則相當於一個虛擬的核四電廠。相較於各種再生能源，節能技術不但潛力最大、成本低，且容易達成[楊日昌，2014]。

節能技術除了展現於家用節能產品外，工

<sup>1</sup> 工業技術研究院綠能與環境研究所副研究員

<sup>2</sup> 工研院綠能所工程師

<sup>3</sup> 工研院綠能所資深研究員

<sup>4</sup> 工研院綠能所副工程師

\*通訊作者, 電話: 03-5917530, E-mail: M.R.Wu@itri.org.tw

收到日期: 2014年11月03日

修正日期: 2015年11月27日

接受日期: 2016年02月17日

業節能更具有龐大潛力。依據國內能源消費統計，工業部門的能源消耗量佔全國總消耗能源的38.16% [經濟部能源局，2013]。在發電領域及工業製程中，使用燃料提供熱製程熱能時，同時排放高溫、中溫、以及低溫廢熱。以柴油發電機為例：其發電效率約30% [Wei *et al.*, 2011]，剩餘熱能則以廢熱型式排放，包含：燃燒室的散熱水套(溫度85°C~95°C)、增壓渦輪尾氣(排氣溫度200°C~500°C)、及潤滑油溫升等。提高柴油發電機的能源轉換效率，除了提高柴油發電機機組與其相關元件的效率外，亦可由占比極大的廢熱回收利用著手。再以氧化鈣製程的內燃式旋窯為例，燃料與空氣直接導入旋窯燃燒，窯內溫度達1,200°C~1,300°C，以使碳酸鈣分解產出氧化鈣與二氧化碳。氧化鈣產出時的溫度為1,200°C，須透過外界冷源(例如：冷卻水塔的冷卻水)將其降溫至50°C，以供後製程使用；二氧化碳則混合燃燒後的空氣，降溫至600°C排出旋窯，燃料熱能使用效率30%~40%。上述兩項產物具有的廢熱達60~70%，具備回收利用價值。

目前工業上的廢熱利用主要有：供熱、發電及製冷。廢熱供熱的使用效率最高且最有經濟效益。例如：利用上述旋窯尾氣預熱空氣後再進入旋窯燃燒，可大幅減少燃料用量。然而，在工業製程上，排放的廢熱遠多於供熱需求時，則可採用廢熱發電或製冷方式，達到提高能源使用效率的目的，本文專注廢熱發電，因此不深入廢熱製冷議題。廢熱發電效率直接取決於熱源及冷源的溫度差；溫差越高，發電效率越高，反之亦然。高溫廢熱可以用來產生蒸汽，推動蒸汽發電機(蒸汽朗肯循環)發電，其廢熱取熱後的溫度仍大於350°C。一般中低溫廢熱(溫度<350°C)，則必須尋求其他發電方式。

工業製程廢熱佔熱能使用量的40%~60%，其中，中低溫廢熱佔廢熱量的80%。雖然中低溫廢熱的發電效率低，但其廢熱一般屬於持續性排放且無須燃料成本，妥善回收發電，仍具

有經濟效益及節能減排功效。鑑此，近十年來各國紛紛投入中低溫熱能發電技術研發及產品應用，其中，有機朗肯循環系統(organic Rankine cycle, ORC)產品具備技術成熟、可靠度高、以及成本低等優勢，為目前中低溫餘熱發電最經濟且轉換效率最高的解決方案[Schuster *et al.*, 2009]。ORC因為採用常壓低沸點的有機流體作為其內部循環的工作流體，可應用於各種溫度的熱源，因此廣泛應用於工業廢熱[Liu *et al.*, 2004；Schroeder and Leslie, 2010；Larjola, 1995]、地熱[Hettiarachchi *et al.*, 2007；Borsukiewicz-Gozdur and Nowak, 2007]、生質熱能及太陽熱能發電[Wang *et al.*, 2010；Li *et al.*, 2010]。

目前國際上開發的ORC產品主要針對熱源溫度約100°C~150°C以上的熱源之應用，並搭配R245fa為內部循環工作流體。在實際產品的應用上，可應用於地熱、蒸汽型廢熱、及煙道廢氣的工業廢熱。反之，應用於常壓下熱水型的低溫廢熱的ORC產品則較闕如。

熱水型的廢熱溫度通常低於100°C，雖普遍存在於工業製程中，但卻無法有效利用，形成能源浪費。以水套熱水而言，熱水溫度在80~95°C間，須透過與外界冷卻水或空氣熱交換達到散熱目的，保持引擎正常運轉；船用柴油發電機的水套熱水，則引用海水冷卻，除浪費能源外，尚須消耗水泵或風扇用電。此外，在工業製程中的熱水廢熱，因須回收水資源，一般引用冷卻水塔的冷水降溫熱水後，再送回冷卻水塔。若熱水不降溫就直接排入冷卻水塔，既增加冷卻水塔的排熱能力負載，亦增加水循環的蒸發損失。

本研究以工業熱製程後或柴油發電機水套熱水的80°C熱水為熱源，並搭配臺灣四季環境溫度下冷卻水塔的冷卻水為冷源，分析ORC系統性能，並輔以設計開發20 kW級低溫型ORC機組，以實測方式驗證設計結果，闡述低溫熱水ORC發電系統的熱力性能及發電特性。

## 2. 工作流體篩選與機組設計開發

本研究的熱水來自工廠製程餘熱。製程滿載時，熱能排放量約465 kW，利用板式熱交換器增溫熱水溫度至80°C，透過ORC系統發電散熱後，熱水降至71°C以下，以符合製程需求。以工廠冷卻水塔的冷卻水為冷源，夏季出水溫度32°C，流量132噸/小時。

本研究以注油式雙螺桿膨脹機為熱功轉換的動力核心。依據上述冷、熱源條件，以R245fa及R134a為工作流體，蒸發溫度70°C、冷凝溫度38°C，分析ORC系統的熱力性能及系統特性。參考目前成熟產品的技術水平及本研究團隊累積的ORC研發經驗，設定ORC系統的膨脹機等熵效率66%、發電機效率92%、液壓泵等熵效率70%、液泵馬達效率80%；蒸發器採用板式熱交換器，設定工作流體側壓降損失為50 kPa。工作流體在板式熱交換器內部為強制對流沸騰熱傳，為避免工作流體之液滴進入膨脹機內產生液膨脹而造成運轉不穩定甚至螺桿機損傷[徐崧蔚等，2014]，設定膨脹機入口處的工作流體過熱度為8°C；冷凝器採用殼管式，由於流速極慢，一般壓降約5 kPa。

表1列出工作流體對ORC熱力性能之分析比對結果。R245fa循環的額定發電量19.64 kW、工作流體液泵耗功1.13 kW；R134a循環的額定發電量23.25 kW、工作流體液泵耗功4.43 kW。ORC機組的淨發電量以R134a循環的18.82 kW略高於R245fa循環的18.51 kW。R134a系統的系統熱效率(發電機發電量與輸入熱量比值)為5%，較R245fa系統的系統熱效率高18%；扣除液泵耗功後，R134a循環的淨發電效率為4.05%，比R245fa循環高出1.7%。

R134a屬於高壓工作流體，在蒸發溫度70°C時，壓力為2.1168 MPa，泵的揚程達1.1536 MPa；相較之下，R245fa循環的揚程僅有0.3652 MPa，屬於低壓型系統。在高壓型ORC系統中，工作流體液泵與膨脹機的效率對系統

表1 R134a循環與R245fa循環性能比對

| 工作流體                         | R245fa | R134a  |
|------------------------------|--------|--------|
| 額定發電量, kW                    | 19.64  | 23.25  |
| 工作流體泵耗功, kW                  | 1.13   | 4.43   |
| ORC淨發電量, kW                  | 18.51  | 18.82  |
| ORC系統熱效率                     | 4.22%  | 5%     |
| ORC淨發電效率                     | 3.98%  | 4.05%  |
| 蒸發壓力, MPa                    | 0.6096 | 2.1168 |
| 冷凝壓力, MPa                    | 0.2344 | 0.9632 |
| 高低壓差, MPa                    | 0.3652 | 1.1536 |
| 膨脹比                          | 2.6    | 2.2    |
| 泵浦入口體積流率, m <sup>3</sup> /h  | 5.99   | 7.71   |
| 膨脹機入口體積流率, m <sup>3</sup> /h | 263.3  | 87.2   |
| 熱水循環水量, TPH                  | 44.61  | 41.43  |
| 冷水循環水量, TPH                  | 132    | 132    |

性能表現的影響遠高於低壓型ORC系統[Chiang *et al.*, 2013]。前述兩項轉動元件效率越高，系統中液泵耗功對發電量(back work ratio)的佔比越低，系統淨發電量越高。

除了系統發電量與效率外，高壓型的系統因運轉時的工作流體壓力高、密度大，大幅降低元件與管路體積需求。表1為R134a循環與R245fa循環性能比對，其中R134a循環的膨脹機入口的工作流體體積流率為87.2 m<sup>3</sup>/h，其值僅為R245fa循環工作流體體積流率的33%。

在熱水循環水量方面，R134a循環的熱水需求量為41.43 TPH (Ton per Hour，每小時公噸)，略低於R245fa循環的44.61 TPH。由於循環水泵的揚程相同，R134a循環的熱水循環泵耗功較R245fa循環為低。比對整體系統建置成本，R134a循環之單位發電量成本較R245fa為低。因此，本研究採用R134a作為低溫熱水ORC循環的工作流體。

依據冷、熱源條件，設計開發20 kW級裝置容量的R134a螺桿機ORC系統。在設計點時，蒸發溫度70°C、冷凝溫度38°C、膨脹機入口過熱度8°C、發電量23.25 kW；液泵耗功4.43 kW、冷凍油泵耗功0.8 kW。ORC淨發電量18 kW、系統熱效率5%、系統淨發電效率3.87%。

圖1顯示R134a 螺桿機ORC系統循環的溫度-熵圖(左圖)與壓力-焓圖(右圖)。

圖2說明ORC系統元件與管路配置，主要元件包含：多級離心式葉輪液泵、硬鋁型板式蒸發器(總熱傳率463 kW)、注油式雙螺桿膨脹發電機組(發電機容量30 kW)、油分離器與殼管式冷凝器(總熱傳率484 kW)。

為研究機組的動態性能，各元件間均設有溫度與壓力量測元件。溫度感測器為RTD PT100 (RTD，電阻式溫度計；PT，鉑)，設置

於R134a循環迴路共有5個站位(靈敏度 $0.15^{\circ}\text{C}$ )，設置於油迴路系統則有1個(靈敏度為 $0.5^{\circ}\text{C}$ )，設置於冷熱水進出口有4個(靈敏度 $0.5^{\circ}\text{C}$ )。壓力感測器為壓電式，壓力範圍0-25 bar (錶壓)。發電機則配置轉速計與多功能電錶(包含：電流、電壓與功率檢測)。以PLC (可編輯邏輯控制器，programmable logic controller) 控制系統蒐集、編譯、並記錄上述訊號，以供後續性能分析。在本測試實驗中，其實驗環境與儀器設備會有變數在內，因此誤差包括：壓力量測有2%、溫

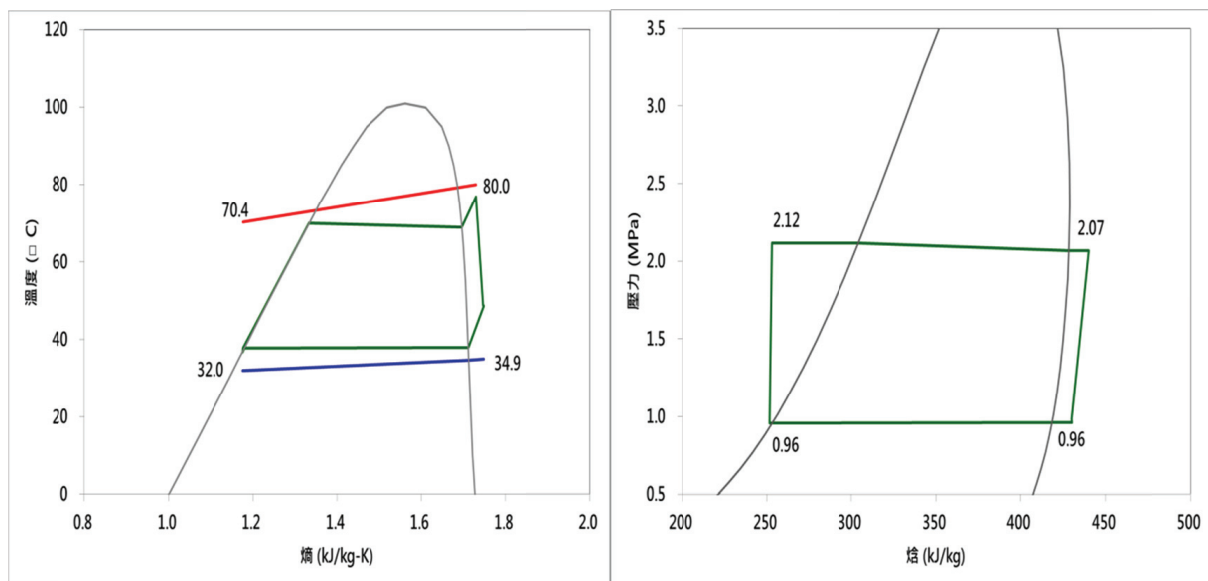


圖1 R134a ORC系統之溫度-熵圖(左圖)與壓力-焓圖(右圖)

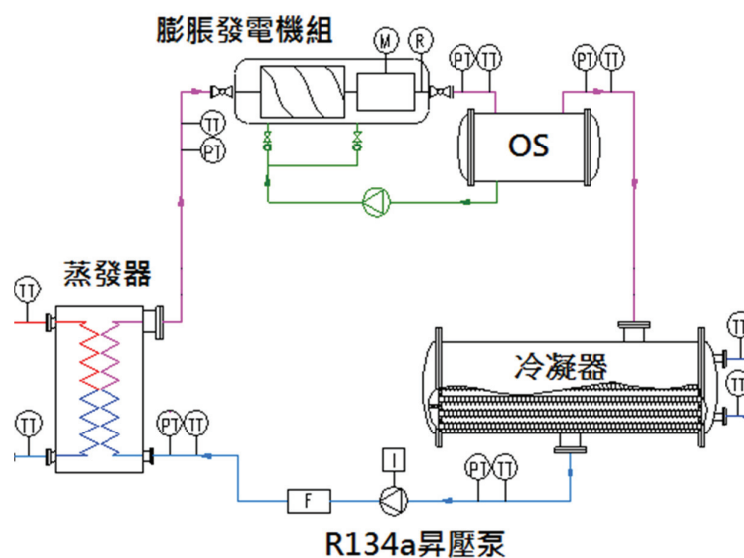


圖2 R134a ORC系統P&I圖



度量測有 $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$ 、而負載電力計有 $\text{PF} = 0.5$ 等之誤差。ORC原型機如圖3所示，總長度為2,700 mm，寬度為1,360 mm，高度為2,100 mm。

### 3. 測試與性能分析

以鍋爐系統提供ORC原型機性能測試的熱源，其供熱能力為90萬大卡/小時，相當於1,045 kW的熱能，可滿足本機組的熱能需求(463

kW)。鍋爐產生的蒸汽(最高壓力可達7 bar)透過一板式熱交換器加熱一熱水循環，其熱水最高溫度可達 $120^{\circ}\text{C}$ 。以200 RT的冷卻水塔作為冷源，其供冷能力為78萬大卡/小時，相當於905 kW，亦可提供本機組足夠的排熱能力。圖4顯示ORC系統與冷、熱源系統配置圖。

#### 3.1 設計點測試

以熱水溫度 $83^{\circ}\text{C}$ ，冷卻水溫度 $30^{\circ}\text{C}$ ，進行

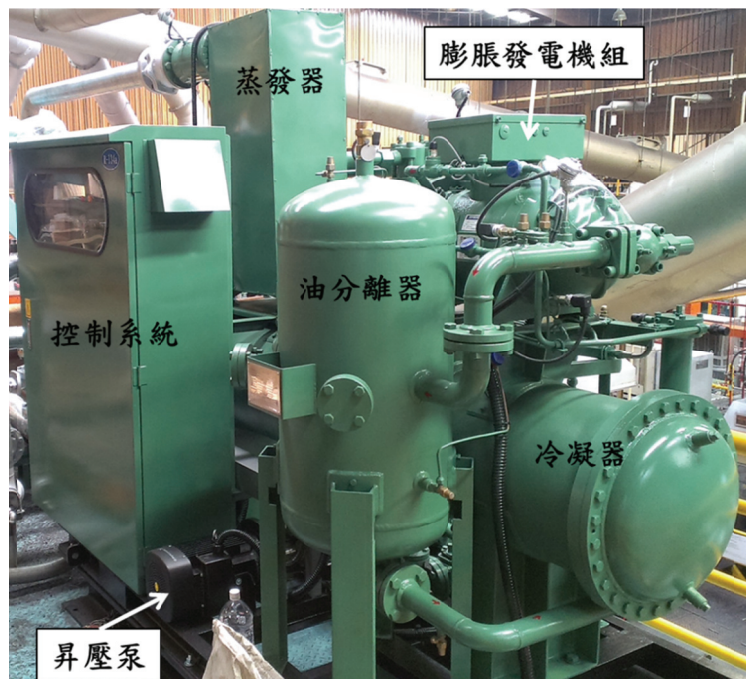


圖3 20kW級低溫熱水型ORC機組

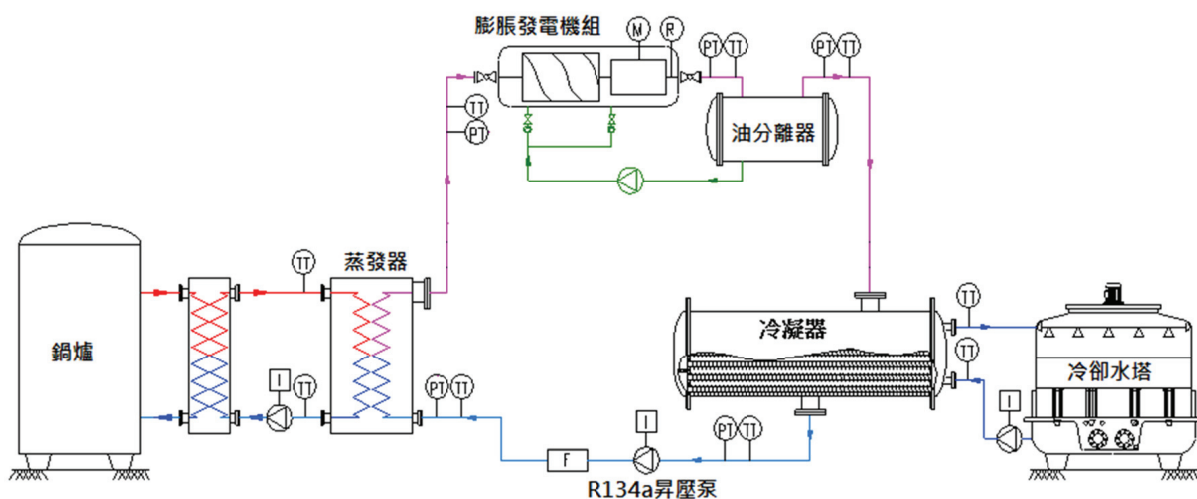


圖4 R134a ORC系統與冷熱源測試系統配置圖

ORC系統性能測試。測試結果顯示：在蒸發溫度 $70^{\circ}\text{C}$ 、膨脹機入口過熱度 $8^{\circ}\text{C}$ 、而冷凝溫度為 $37.2^{\circ}\text{C}$ 時，系統發電量達 $23.7\text{ kW}$ ，符合設計點設計。R134a為濕流體，避免其在膨脹機內部膨脹過程產生液滴，因此探討過熱度對於R134a螺桿機ORC系統性能的影響，分別以

$12^{\circ}\text{C}$ 及 $8^{\circ}\text{C}$ 過熱度進行測試研究。圖5顯示測試結果：當過熱度 $12^{\circ}\text{C}$ 、發電量達穩態時，調降過熱度為 $8^{\circ}\text{C}$ ，系統發電量明顯跳升。該現象說明如下：

(1) 圖6為展開圖5中2,400秒到3,000秒的測試結果。過熱度變動前後，熱源與冷源的溫度

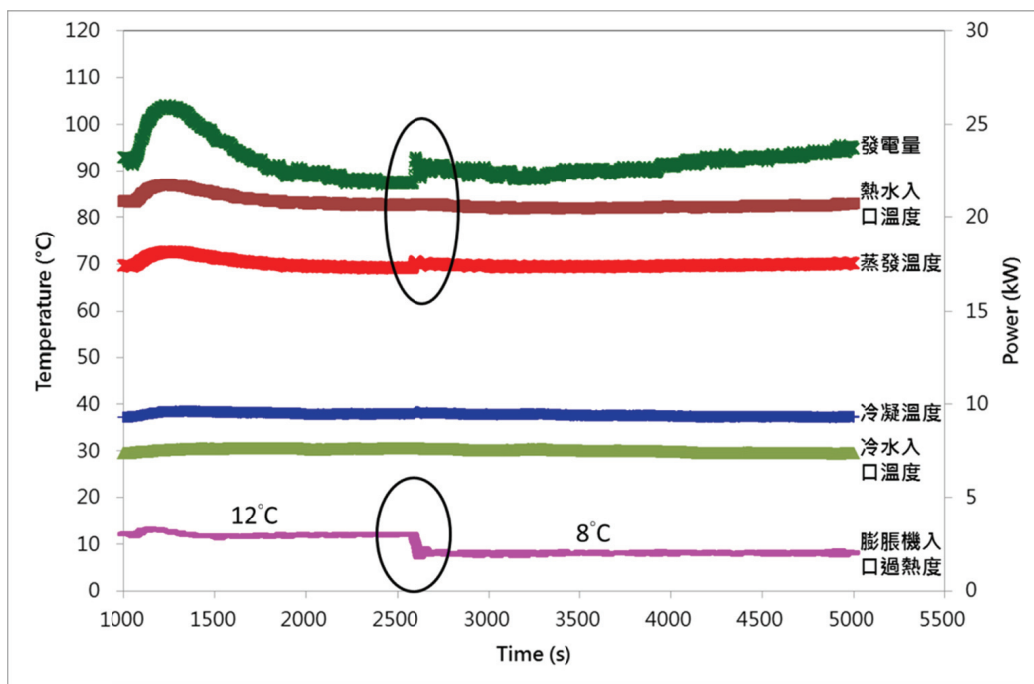


圖5 R134a ORC系統設計點性能測試結果

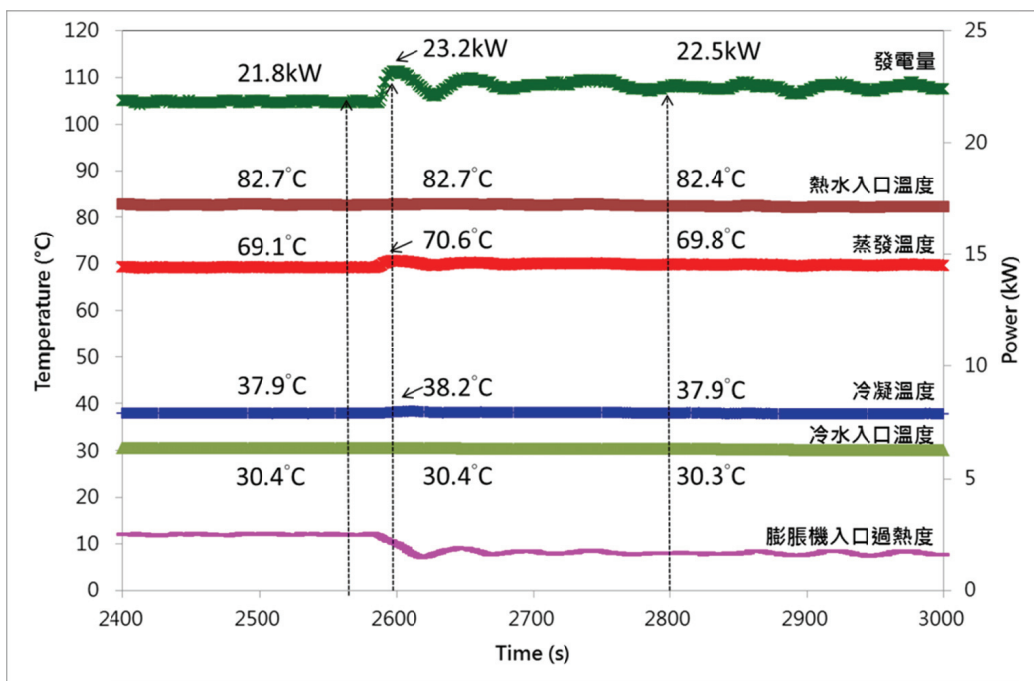


圖6 膨脹機入口過熱度變動性能分析

均無明顯變化。但蒸發溫度卻由 $69.1^{\circ}\text{C}$ 上升至 $70.6^{\circ}\text{C}$ ，此提升作用來自於液壓泵的加壓作動；加壓時，R134a的質量流率亦同步提升( $2.31\text{ kg/s}\rightarrow 2.74\text{ kg/s}$ )。提升質量流率增加冷凝器負荷( $424\text{ kW}\rightarrow 521\text{ kW}$ )，因此冷凝器中兩側流體的溫差擴大(冷凝溫度的提升( $37.9^{\circ}\text{C}\rightarrow 38.2^{\circ}\text{C}$ ))。由於蒸發溫度與質量流率的提升，機組發電量由 $21.8\text{ kW}$ 提升至 $23.2\text{ kW}$ ，瞬時發電量提升 $6.4\%$ 。此時系統仍處於暫態反應，發電量波動幅度較大。

- (2) 測試時間2,800秒時，系統已呈現穩態運轉，代表膨脹機入口過熱度 $8^{\circ}\text{C}$ 時的系統性能。比較R134a在過熱度 $8^{\circ}\text{C}$ 及 $12^{\circ}\text{C}$ 時的性能：在冷熱源的溫度一致時，R134a的蒸發溫度由 $69.1^{\circ}\text{C}$ 提升至 $69.8^{\circ}\text{C}$ ，質量流率由 $2.31\text{ kg/s}$ 增加至 $2.45\text{ kg/s}$ ，系統熱效率由 $4.906\%$ 提升至 $4.915\%$ ，增加 $0.2\%$ ；發電量由 $21.8\text{ kW}$ 提升至 $22.5\text{ kW}$ ，增加 $3.2\%$ 。
- (3) 上述實驗結果說明膨脹機入口的工作流體過熱度越高，ORC系統的熱效率及發電量將越低，反之亦然。然而顧及系統的穩定性與對膨脹機的保護，過熱度仍不可過低，以防止

在膨脹過程產生液滴而對膨脹機造成破壞。

### 3.2 離點性能測試

探討在不穩定熱源供應下的ORC離點性能表現，以符合工業製程中低溫熱水隨製程需求而變動情形。設定測試系統的熱源溫度為 $80^{\circ}\text{C}$ ，在此固定熱源條件(溫度、流量)與冷源流量條件下，調控ORC循環中液泵的馬達頻率(變頻馬達)，測試不同蒸發溫度下的ORC系統性能表現，並逐一探討系統各元件的熱力行為。

圖7顯示離點測試之蒸發溫度變動對冷凝溫度與發電量的影響。蒸發溫度由近設計點的 $70^{\circ}\text{C}$ 往下漸次調整至 $48^{\circ}\text{C}$ ，發電量由 $21.8\text{ kW}$ 逐漸下降至 $1\text{ kW}$ (僅為設計值的 $4.3\%$ )，系統仍可具有相當平穩的電力產出，驗證以雙螺桿膨脹機為動力核心的ORC系統具有寬廣的操作範圍的特性。

- (1) 蒸發溫度調降時的系統反應：當蒸發溫度下降時，系統的質量流率也隨之調降(圖8)，系統的質量流率在蒸發溫度為 $70^{\circ}\text{C}$ 時，質量流率為 $2.43\text{ kg/s}$ ，蒸發溫度降至 $62.5^{\circ}\text{C}$ 時，

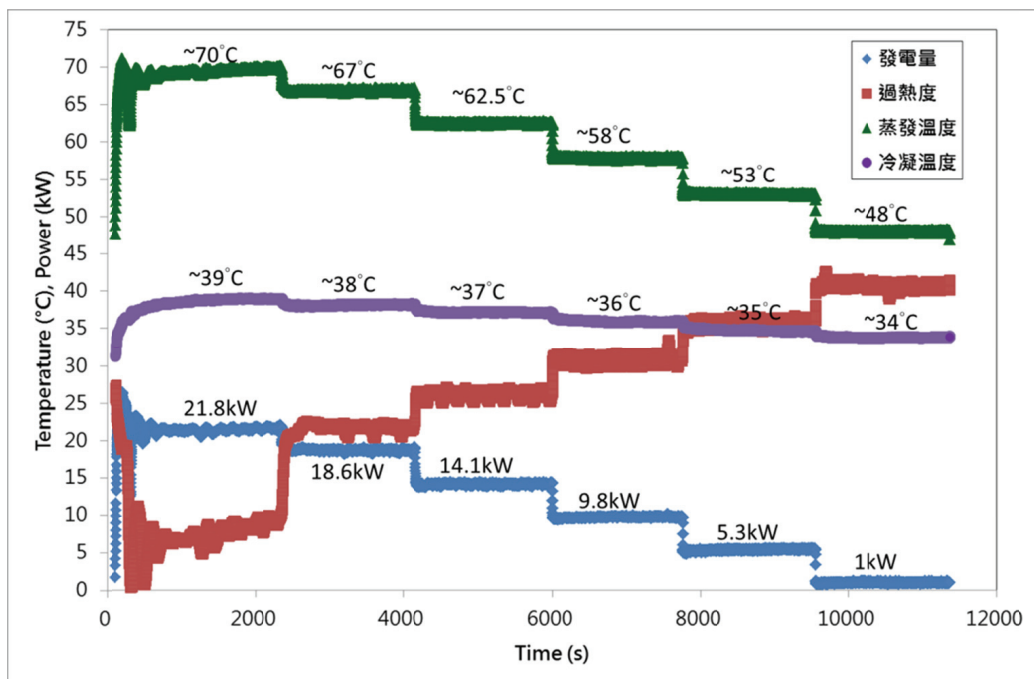


圖7 R134a ORC系統蒸發溫度變動對發電量之影響

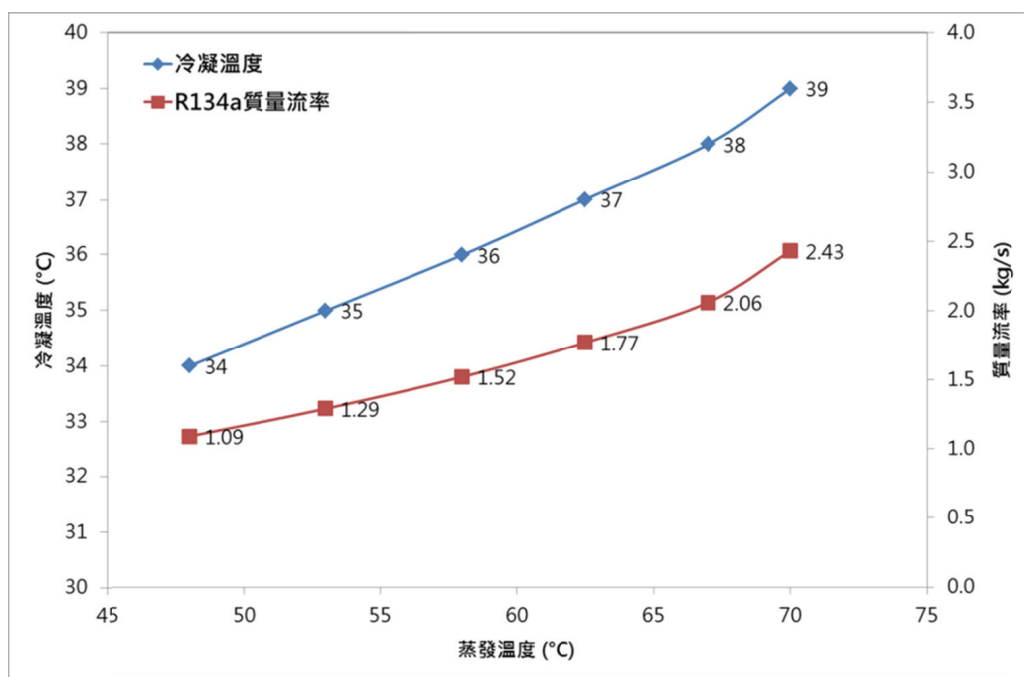


圖8 蒸發溫度變動對冷凝溫度與質量流率之影響

質量流率降為1.77 kg/s，減少26%。此質量流率的下降將同時降低冷凝器的熱傳負載。由冷凝器之熱傳關係式：

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{wf} \times (h_{cond,i} - h_{cond,o}) = U \times A \times LMTD \quad (1)$$

U：總熱傳系數；A：熱傳面積；LMTD：對數平均溫差(logarithmic mean temperature difference)

可知，當質量流率( $\dot{m}_{wf}$ )下降時，在熱交換器不變(UA固定)狀況下，冷凝器中冷熱流體的平均對數溫差(LMTD)將隨之降低。由於冷凝器中冷水的溫度與流量均為固定，故冷凝溫度將隨之降低。圖8顯示，蒸發溫度的下降將導致冷凝溫度的微幅下降。當蒸發溫度降至62.5°C時，冷凝溫度也降至37°C，兩者溫差降為25.5°C；蒸發溫度降至48°C時，冷凝溫度降至34°C，兩者溫差縮小為14°C。蒸發與冷凝溫差的縮小，意味著系統熱效率的降低。

- (2) 發電量與發電機效率：ORC系統在不同蒸發溫度下發電量的表現受數個因子影響，包含：蒸發溫度(壓力)、冷凝溫度(壓力)、質

量流率( $\dot{m}_{wf}$ )、膨脹機等熵效率( $\eta_{exp,s}$ )與發電機效率( $\eta_{alt}$ )。關係如下：

$$P_E = \dot{m}_{wf} \times (h_{exp,i} - h_{exp,o}) \times \eta_{alt} \quad (2)$$

$$h_{exp,i} = fn(T_{exp,i}, P_E) \quad (3)$$

$$h_{exp,o} = fn(P_c, h_{exp,i}, \eta_{exp,s}) \quad (4)$$

其中， $P_E$ 為發電功率， $h_{exp,i}$ 與 $h_{exp,o}$ 分別為膨脹機入口與出口工作流體熱焓， $T_{exp,i}$ 為膨脹機入口工作流體溫度。上式(2)顯示發電量為膨脹機作功功率( $\dot{m}_{wf} \times (h_{exp,i} - h_{exp,o})$ )與發電機效率的乘積，前者可由實驗量測數據獲得(圖9)。膨脹機作功功率大於發電功率，且隨著發電量下降，兩者的差異越大，兩者間的差異反映出發電機效率，差異越大表示發電機效率越差。由於本機組裝置之發電機容量為30 kW，當發電量下降為9.8 kW時，發電機效率明顯下降至82% (圖10)；發電量下降為5.3 kW時，發電機效率下降至70%；當發電量僅為1 kW時，發電機效率僅剩26%。

- (3) 系統膨脹比對ORC系統的性能表現：圖11



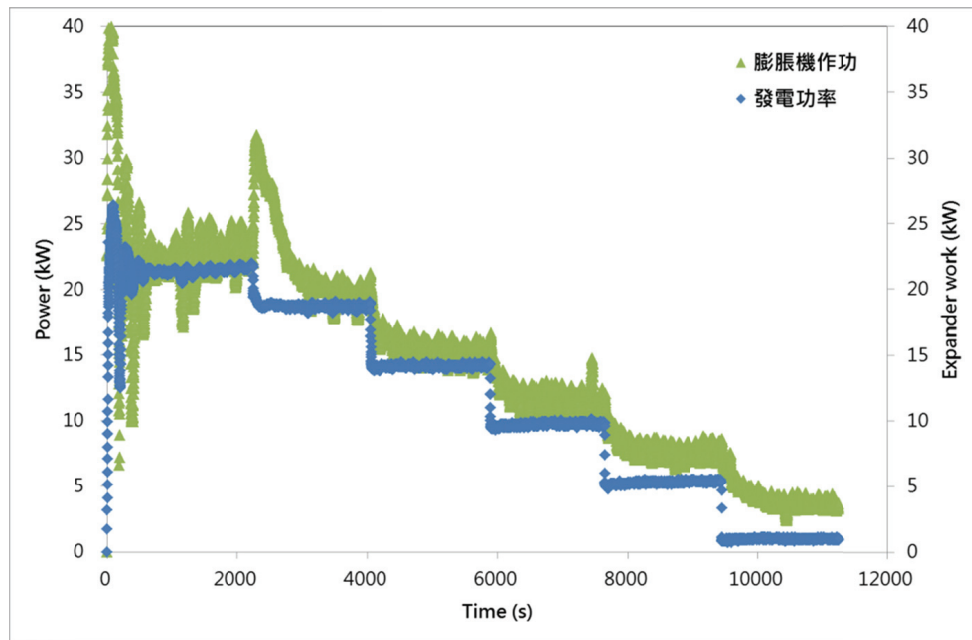


圖9 膨脹機做功與發電功率關係

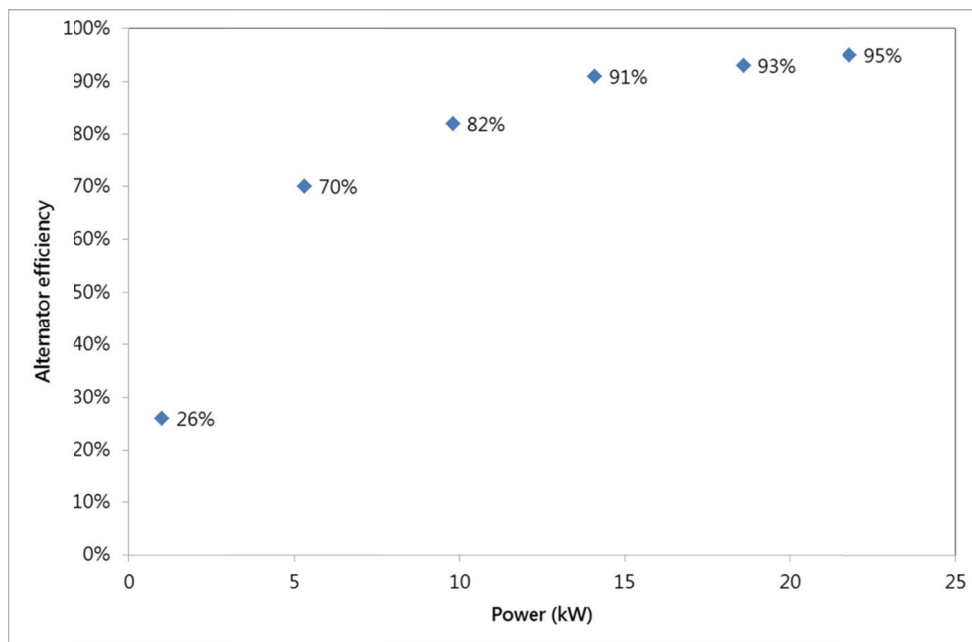


圖10 發電功率與發電機效率關係

顯示在不同系統膨脹比下，主要元件效率與系統的熱效率。此膨脹機的內建膨脹比為2.0，當系統膨脹比亦為2.0時，膨脹機的等熵效率為65%；系統膨脹比(2.15)略高於硬體內建膨脹比時，膨脹機的等熵效率達66%。當系統膨脹比低於硬體內建膨脹比時，即所謂的過膨脹模式，膨脹機的等熵

效率將隨著膨脹比下降而顯著下降。至膨脹比下降至1.44時，膨脹機效率降為40%。此趨勢為容積式膨脹機(包含：渦卷、螺桿等)之特性[Lemort *et al.*, 2009; Quoilin *et al.*, 2010; Hsu *et al.*, 2014]。

(4) 蒸發溫度對系統熱效率的影響：在系統熱效率的表現上，如前所述，隨著蒸發溫度的下

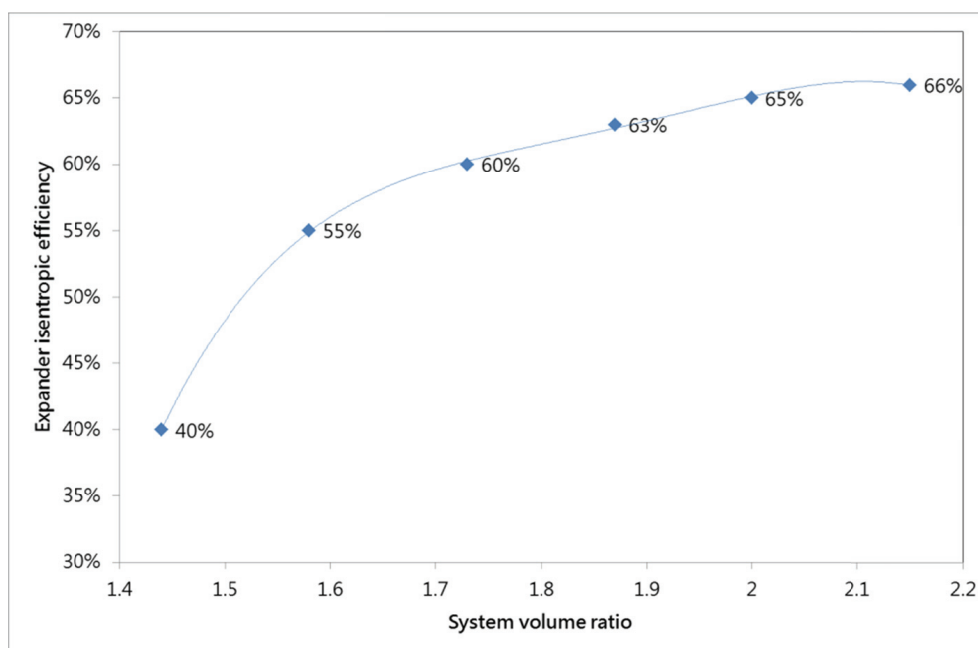


圖11 不同系統膨脹比(volume ratio)之元件效率與系統熱效率

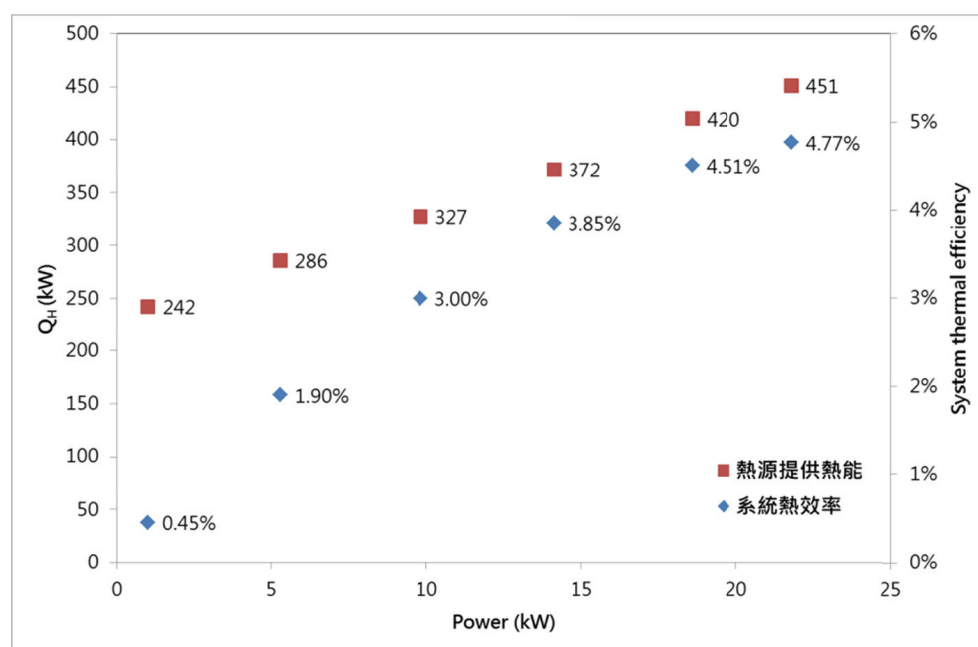


圖12 發電功率與系統熱效率、熱源供熱量之關係

降，系統中元件效率，包含：膨脹機與發電機，均有明顯的下降。故此，系統整體熱效率( $\eta_{th} = P_E / \dot{Q}_H$ ， $P_E$ 為發電功率， $\dot{Q}_H$ 為熱源供熱量)亦由設計值的4.77%逐漸下降至0.45% (圖12)。當系統發電功率為21.8 kW時，系統對於熱源供熱量的需求為451 kW，但當系統發電功率因蒸發溫度下降而降至1 kW

時，系統所需的熱源供熱量則仍需要242 kW。

- (5) 系統電力穩定度：當系統調降蒸發溫度時，發電量變動的反應於10秒內即達到穩定值，運轉中電力產出的穩定度顯示如圖13所示，單位時間內電力產出的變異幅度在近設計點時約在 $\pm 0.5\%$ 以內；當發電量降為設計值的

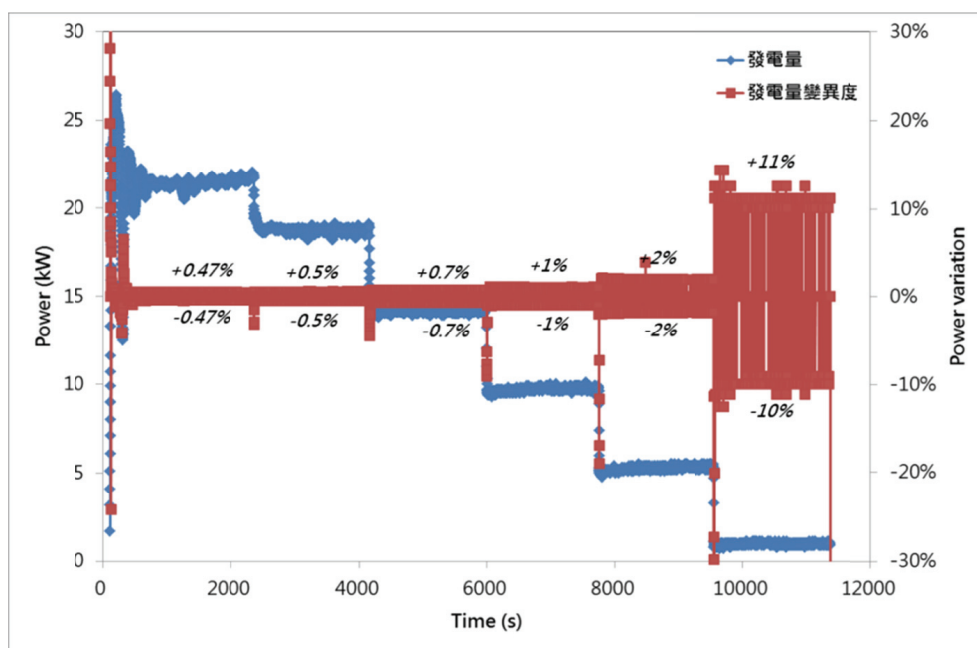


圖13 系統發電量穩定度分析

60%時(發電量14.1 kW)，電力瞬時變異度為 $\pm 0.7\%$ ；當發電量降為設計值的42%時(發電量9.8 kW)，變異度提升為 $\pm 1\%$ ；當發電量降為設計值的22.7%時(發電量5.3 kW)，變異度提升為 $\pm 2\%$ ；當發電量僅為1 kW(設計值的4.3%)時，變異度大幅提升至 $\pm 10\%$ ，但由於發電量過小，此時受電力量測精準度影響極大。排除最小發電量(1 kW)，整體而言，ORC系統在穩定冷熱源條件下，除了操作範圍寬廣外，離點的電力產出也相當平穩。

## 4. 結 論

本研究針對 $80^{\circ}\text{C}\sim 83^{\circ}\text{C}$ 熱水型廢熱利用，設計開發一款20 kW級發電量的R134a螺桿膨脹機有機朗肯循環(ORC)系統。藉由系統分析及系統性能測試結果，獲得以下結果：

(1) 由系統設計與分析顯示：ORC系統應用於低溫熱源條件時，R134a之ORC系統比R245fa系統具有高發電量、高效率、及機組體積小等優點，但高壓同時增加ORC循環中工作流體泵的負荷，必須採用高效率的升壓泵以降低泵的耗功損失。

(2) 設計點的系統性能測試結果顯示：在蒸發溫度 $70^{\circ}\text{C}$ 、膨脹機入口過熱度 $8^{\circ}\text{C}$ 、冷凝溫度為 $37.2^{\circ}\text{C}$ 時，系統發電量達23.7 kW，其性能表現與系統設計值相符合，驗證系統理論模型。

(3) 膨脹機入口工作流體的過熱度測試結果顯示：在相同冷、熱源條件下，工作流體進入膨脹機的過熱度愈低，系統的蒸發溫度高，在質量流率與系統發電效率雙雙提升的效應下，系統整體發電量亦會有顯著的提升。在設計點時，過熱度設定為 $8^{\circ}\text{C}$ 時，系統的發電功率可較過熱度設定為 $12^{\circ}\text{C}$ 時的發電功率提升3.2%。

(4) 離點的系統性能測試結果顯示：當工作流體蒸發溫度調降時，工作流體質量流率、冷凝溫度、發電機效率、膨脹機效率、系統發電量與系統熱效率均隨之降低。當蒸發溫度由設計點的 $70^{\circ}\text{C}$ 降至 $48^{\circ}\text{C}$ 時，系統的發電量僅剩1 kW，系統熱效率則降至0.45%。顯示溫差對於ORC系統的影響仍是不可忽視。

(5) 膨脹比操作顯示：當系統膨脹比高於螺桿機內建膨脹比時，螺桿膨脹機等熵效率維持於63%以上。系統膨脹比略高於螺桿機內建膨

脹比時，可獲得最佳的螺桿膨脹機等熵效率；當系統膨脹比低於螺桿機內建膨脹比時，螺桿膨脹機等熵效率快速下降，ORC系統正常運轉時，應避開此操作區間，以獲得高的發電量。

- (6) 系統發電量變動分析顯示：在系統因應外界熱源調變時，發電功率可於10秒鐘內達到穩態。當機組發電功率在額定發電功率的40%以上時，電力產出瞬時變異量在 $\pm 1\%$ 以內，顯示系統的穩定性。

由本研究成果知：「R134a螺桿膨脹機ORC適用於80°C~83°C之熱水型廢熱利用低溫熱能發電，且系統穩定，具有持續開發應用而進一步確認其經濟效益的必要性」。本研發成果可直接應用於低溫工業廢熱、地熱/溫泉、生質熱能及太陽熱能發電，可促成國內低溫發電產業。

## 致 謝

本論文為經濟部能源局「低溫熱能渦輪ORC發電技術開發與應用計畫」計畫(契約編號：104-E0207)研究成果，承蒙能源局經費支持，謹致感謝之意。

## 參考文獻

- 徐崧蔚、蔣小偉、郭啟榮，2014，“有機朗肯循環發電系統之蒸發器特性與篩選”，化工技術，第250期，第138-149頁。
- 楊日昌，2014，“能源與節能減碳：一些重要的概念”，臺灣能源期刊，第1卷，第3期，2014年6月。
- 經濟部能源局，102年5月，“2012年能源統計手冊”，第43頁，民國101年。
- Borsukiewicz-Gozdur, A. and W. Nowak, Maximising the working fluid flow as a way of increasing power output of geothermal power plant. *Appl. Therm. Eng.* 2007, 27,

pp.2074-2078.

- Chiang, H. W. D., S. W. Hsu and C. Y. Huang, Performance analysis and optimization of a transcritical ORC system. In *Proceedings of the 2nd International Seminar on ORC Power Systems*, Rotterdam, the Netherlands, 7-8 October 2013.

- Hettiarachchi, M. H. D., M. Golubovic, W. M. Worek, and Y. Ikegami, Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy* 2007, 32, pp.1698-1706.

- Hsu, S. W., H. W. D. Chiang and C. W. Yen, Experimental investigation of the performance of a hermetic screw-expander organic Rankine cycle. *Energies* 2014, 7, pp.6172-6185.

- Larjola, J., Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC). *Int. J. Prod. Econ.* 1995, 41, pp.227-235.

- Lemort, V., S. Quoilin, C. Cuevas and J. Lebrun, Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic Rankine cycle. *Appl. Therm. Eng.* 2009, 29, pp.3094-3102.

- Li, J., G. Pei and J. Ji, Optimization of low temperature solar thermal electric generation with organic Rankine cycle in different areas. *Appl. Energy* 2010, 87, pp.3355-3365.

- Liu, B., K. Chien and C. C. Wang, Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy* 2004, 29, pp.1207-1217.

- Quoilin, S., V. Lemort and J. Lebrun, Experimental study and modeling of an organic Rankine cycle using scroll expander. *Appl. Energy* 2010, 87, pp.1260-1268.

- Schroeder, D. J. and N. Leslie, Organic Rankine cycle working fluid considerations for waste heat to power applications. *ASHRAE Trans.* 2010, 116, pp.525-532.



- Schuster, A., S. Karellas, E. Kakaras and H. Spliethoff, Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications. *Appl. Therm. Eng.* 2009, 29, pp.1809-1817.
- Wang, X. D., L. Zhao, J. L. Wang, W. Z. Zhang, X. Z. Zhao and W. Wu, Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa. *Solar Energy* 2010, 84, pp.353-364.
- Wei, M. S., J. L. Fang and C. C. Ma, Waste heat recovery from heavy-duty diesel engine exhaust gases by medium temperature ORC system, *Science China, Technological Sciences*, Vol.54, No.10, pp.2746-2753, 2011.

## Characteristics of R134a-ORC Applied in Heat Recovery of Hot Water

Meng-Ru Wu<sup>1\*</sup> Ta-Wei Wang<sup>2</sup> Sung-Wei Hsu<sup>3</sup> Jin-Wen Huang<sup>4</sup>

### ABSTRACT

Due to the huge amount of low temperature waste heat discharged from industry, a 20-kW R134a-ORC system was designed and constructed for heat recovery of 80°C~83°C hot water and 30°C coolant water. A twin screw expander was induced in this system. A series of tests were designed and performed to investigate its performance at design point and off-design point. System optimization shows that R134a ORC system with high pressure working fluid has larger power output, higher efficiency and more compact structure than the R245fa ORC system. At design point, the higher superheat degree of working fluid at expander inlet, the lower power output. The off-design performance shows that (1) lowering the evaporation temperature will cause the decrease of R134a flow rate, condensation temperature, alternator efficiency, power output and system efficiency; (2) The optimum expander isentropic efficiency can be achieved while the system expansion ratio is a little higher than the built-in expansion ratio of screw expander; (3) The isentropic efficiency of screw expander will decrease rapidly while the system expansion ratio is lower than the expander built-in expansion ratio. The developed R134a screw expander ORC has a wide operation range and performs stable power output. It can be used for heat energy conversion to electricity in waste heat, geothermal, biomass, and solar thermal energy.

**Keywords:** industrial waste heat, organic Rankine cycle, screw expander, expansion ratio

---

<sup>1</sup> Associate Researcher, Green Energy and Environment Research Laboratories, Industrial Technology Research Institute

<sup>2</sup> Engineer, GEL, ITRI

<sup>3</sup> Senior Researcher, GEL, ITRI

<sup>4</sup> Associate Engineer, GEL, ITRI

\* Corresponding Author, Phone: +886-3-5917530, E-mail: M.R.Wu@itri.org.tw

Received Date: November 3, 2014

Revised Date: November 27, 2015

Accepted Date: February 17, 2016