

ARTÍCULO TÉCNICO DE VERTIV

Aprendizajes experimentales de un ciclo orgánico de Rankine aplicado a la recuperación de calor residual en un entorno de centros de datos

Este artículo técnico contiene los puntos sobresalientes de una disertación de Russ Tipton, titulada “El mejoramiento de la efectividad del uso de la energía de la computación de alto rendimiento por medio de la recuperación del calor residual con el ciclo orgánico de Rankine”

Autores:

Russell Tipton

Gregory Kremer

Muhammad Ali

Resumen

El ciclo orgánico de Rankine (Organic Rankine cycle, ORC) es uno de los métodos preferidos para la recuperación de energía mecánica a partir del calor residual de baja calidad. Se ha diseñado, fabricado y probado un sistema ORC que duplica un rack de servidores de computación de alto rendimiento de 30 kW y enfriado por líquido en una aplicación de centro de datos para capturar el calor residual de los servidores y convertir una parte de este en electricidad mientras se transporta el calor al aire ambiente. El fluido de aplicación cumple con los requisitos ambientales, de salud y seguridad (environmental, health, and safety, EH&S) actuales, y es una mezcla zeotrópica para mejorar la efectividad del intercambio de calor. La efectividad del uso de la energía (power usage effectiveness, PUE) a carga plena es de 1,02 en comparación con el rango de 1,6 a 2,2 en centros de datos pequeños.[1] Se evalúan las limitaciones y las implicaciones prácticas para los componentes del sistema ORC.

Introducción

Se llevó a cabo un trabajo similar a escala de laboratorio^[2]. Por el contrario, este estudio:

- Utilizó un fluido de aplicación no tóxico y bajo en GWP con un mayor cumplimiento EH&S.
- Contabilizó las pérdidas parasíticas de transporte térmico de la fuente de calor y hacia el disipador de calor.
- Se aseguró de que los componentes ORC tuvieran una confiabilidad aceptable para la aplicación en centros de datos.
- Descubrió un límite diferencial mínimo entre la fuente de calor y el disipador de calor para un funcionamiento estable del expansor scroll

La creciente demanda informática y un impulso hacia la sostenibilidad estimulan los esfuerzos por recuperar y reutilizar el calor residual de los centros de datos. Es posible utilizar un ORC para convertir parte del calor residual recuperado de los centros de datos en su camino hacia el exterior^[3]. Con un calor residual de baja calidad, resulta importante minimizar las pérdidas de temperatura a lo largo del transporte térmico. Este estudio se enfoca en el calor residual capturado en servidores enfriados por líquido a una temperatura de salida de 58 °C. Un rack completamente lleno produciría hasta 40 kW de calor residual^[4]. Ashburn, en VA, EE. UU, es un concentrador de centros de datos^[5]. La temperatura exterior en Ashburn oscila entre -14 °C y 35 °C, con un promedio de 14 °C^[6]. El clima en Ashburn es templado, típico en los centros de población donde se consumen los datos, y cerca de los grandes consumidores de información — Washington, DC, Baltimore, MD, y Filadelfia, PA—. El entorno construido debe cumplir con los actuales requisitos EH&S. El desafío radica en evaluar la viabilidad de un sistema de recuperación de calor residual (waste heat recovery, WHR) ORC para enfriar el equipo de computación de alto rendimiento (high performance compute, HPC) dados los requisitos EH&S, la ventana operativa del equipo HPC y las condiciones ambientales en el centro de datos.

Materiales y métodos

El punto de diseño para un sistema de ORC WHR es de **~40 kW, $T_H = 58$ °C, y $T_L = 14$ °C**. El rango de temperatura del disipador de calor es **-14 °C ≤ T_L ≤ 35 °C**. Los requisitos EH&S específicos son el potencial de agotamiento del ozono (**ozone depletion potential, ODP) = 0**^[7], el potencial de calentamiento global (**global warming potential, GWP) <650**, y el índice de seguridad ASHRAE A1 o A2L —no tóxico y no inflamable ni ligeramente inflamable—^[8].

Definición del problema

La Fig. 1 muestra un diagrama temperatura-entropía de un ORC. Un ORC ideal consiste en:

- (a) Compresión isoentrópica de líquido, estados 1 a 2s;
- (b) Calentamiento isobárico a líquido saturado seguido de evaporación isobárica e isotérmica, estados 2s a 3;
- (c) Expansión isoentrópica de vapor, estados 3 a 4s; y
- (d) Recalentamiento isobárico seguido de condensación isobárica e isotérmica, estados 4s a 1.

Debido a que se deben usar equipos y procesos reales, los puntos 2 y 4 son el resultado de la compresión y la expansión no isentrópicas, respectivamente. La Fig. 2 muestra un diagrama de alto nivel de un sistema ORC. El transporte térmico y las relaciones termodinámicas pueden derivarse de estas figuras.

Para el flujo constante del fluido de aplicación ORC, la primera

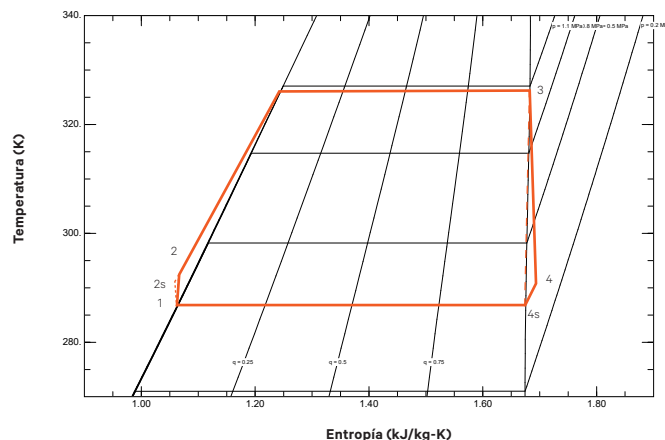


Figura 1. Diagrama temperatura-entropía de un ciclo orgánico de Rankine

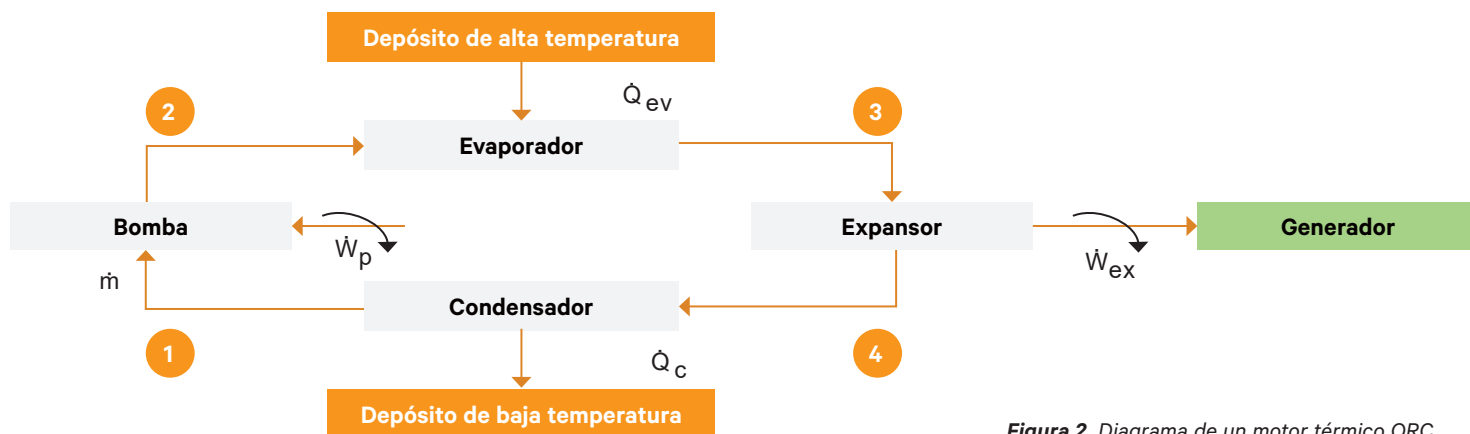


Figura 2. Diagrama de un motor térmico ORC

ley de la termodinámica, como un balance energético macroscópico, indica que^[9]:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(\Delta h + \Delta k_p + \Delta k_E) \quad (1)$$

Trabajo consumido por la bomba:

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}(h_{2s} - h_1) / \eta_p \quad (2)$$

La adición de calor residual al fluido de aplicación en el evaporador:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (3)$$

Trabajo generado por el expansor:

$$\dot{W}_{ex} = \dot{m}(h_3 - h_4) = \dot{m}(h_3 - h_{4s}) \eta_{ex} \quad (4)$$

Calor expulsado por el condensador:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (5)$$

Las ecuaciones de la tasa de destrucción de exergía son^[10]:

$$\dot{i}_p = T_0 \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (6)$$

$$\dot{i}_{ev} = T_0 \dot{m}[(s_3 - s_2) - (h_3 - h_2) / T_H] \quad (7)$$

$$\dot{i}_{ex} = T_0 \dot{m}(s_4 - s_3) \quad (8)$$

$$\dot{i}_c = T_0 \dot{m}[(s_1 - s_4) - (h_1 - h_4) / T_L] \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \dot{i}_{tot} &= \dot{i}_p + \dot{i}_{ev} + \dot{i}_{ex} + \dot{i}_c = \\ &= T_0 \dot{m}[-(h_3 - h_2) / T_H - (h_1 - h_4) / T_L] \end{aligned} \quad (10)$$

Los principales componentes del ORC a elegir para el aparato

de prueba son:

- Fluido de aplicación
- Evaporador
- Condensador
- Disipador de calor
- Fuente de calor
- Expansor
- Bomba de líquido

Fluido de aplicación

Se elige el fluido de aplicación para propiedades termodinámicas y de transporte óptimas, así como su cumplimiento con los requisitos EH&S actuales. La Tabla 1 enumera las propiedades del fluido de aplicación para un rendimiento ORC óptimo [11-13]. Como se muestra en la Tabla 2, se estableció un primer conjunto de candidatos por medio de examinar aquellos de la industria de calefacción, ventilación, aire acondicionado y enfriamiento (HVACR) en su intento por cumplir con los requisitos EH&S. La fuente de calor es un chorro de agua tibia y el disipador de calor es una corriente de aire ambiente, los cuales experimentarán cambios de temperatura durante el flujo de calor. Las mezclas zeotrópicas muestran cambios de temperatura en el proceso de cambio de fase entre líquido y vapor. Así, se consideró que el deslizamiento de temperatura por cambio de fase de las mezclas zeotrópicas reduce la pérdida de calidad térmica de los procesos de evaporación y condensación. Se utiliza REFPROP versión 10 [14] para determinar las propiedades termodinámicas en el presente análisis. El fluido de aplicación ORC resultante es una mezcla zeotrópica de R1233zd(E) y R1234ze(E) de 20 % a 80 % en masa. Sus propiedades incluyen un 50 % previsible de Eficiencia Carnot, la salida de potencia neta más alta, ODP=0, GWP=5, y ASHRAE A2L.

Termodinámica	ORC ICT	Funcional	ORC ICT
Calor específico bajo en líquido	Sí	Estabilidad química a la máxima temperatura operativa en el ciclo	Sí
Alto calor latente	Sí	No corrosivo y compatible con los materiales del sistema y el aceite lubricante	Sí
Fluidos isentrópicos o secos	Sí	Bajo potencial de agotamiento del ozono (ODP)	0
Volúmenes específicos bajos	Sí	Bajo potencial de calentamiento global (GWP)	<500
Presiones moderadas en los intercambiadores de calor	Sí	Vida atmosférica corta (ALT)	Sí
Punto de congelación por debajo de la temperatura operativa más baja en el ciclo	Sí	Baja toxicidad	ASHRAE A
Punto de ebullición normal por debajo de la temperatura operativa más baja en el ciclo	Sí	Bajo, o ninguna, inflamabilidad	ASHRAE 1 o 2L

Tabla 1. Propiedades del fluido de aplicación correspondientes a la aplicación del ORC ICT

Fluido de aplicación	Nombre de REFPROP
R1234yf	R1234yf
R1234ze(E)	R1234ze(E)
R1233zd(E)	R1233zd(E)
R450A Molar	R134a/R1234ze; 0.447/0.553
R513A Molar	R1234yf/R134a; 0.533/0.467

Tabla 2. Candidatos a fluidos de aplicación para analizar termodinámicamente y su nombre REFPROP

Fuente de calor

Para la fuente de calor, se elige una serie de calentadores eléctricos de inmersión, bomba de agua, filtro y tanque de expansión con una potencia de salida total de 45 kW y una fuente eléctrica de 480-3-60. Se utiliza un Variac para controlar la salida de calor residual.

Expansor

Para un punto de diseño de 40 kW con 58C TH, 14C TL y R1233zd(E) / R1234ze(E) 20 % / 80 % por fluido de aplicación másico, el caudal másico requerido es 0,203 kg/s, con una relación de presión, de entrada a salida, 2.27. La relación de volumen resultante, de entrada a salida, y el caudal volumétrico de entrada son 2,36 y 0,00474 m³/s, respectivamente. Se utiliza una diferencia de temperatura de 5 K entre TL y la temperatura de condensación y TH y la temperatura de evaporación. Un expansor scroll semihermético Air Squared E22H038B-L-SH tiene una eficiencia volumétrica de hasta el 85 %, una relación de volumen de 3.25, un desplazamiento de 73 cm³/rev y una velocidad máxima de 2600 rpm ^[15], lo cual proporciona un caudal volumétrico de entrada de 0.00316 m³/s. Los expansores scroll no se encuentran disponibles en una amplia gama de capacidades. Se prevé que el desplazamiento del expansor Air Squared elegido transporte un flujo térmico residual de ~30kW.

Evaporador

Por lo general, se utiliza un intercambiador de calor de placas cobresoldadas para aplicaciones de evaporador de agua a refrigerante. Por medio de la rutina de dimensionamiento del Manual ASHRAE de Fundamentos ^[16], se eligió un SWEP B250ASHx80/1P.

Condensador

Aunque los intercambiadores de calor de superficie con aletas de microcanales son los preferidos para la condensación, la mejor manera de alcanzar la flexibilidad de circuito para el aparato de pruebas fue un intercambiador de calor de tubo con aletas tradicional. Se usaron gráficos de Rendimiento de Bonina Bohn y EVAP-COND ^[17] ^[18] para medir y conectar un serpentín de ocho filas de 1.07 m de largo x 1.32 m de ancho con tubos de 3/8" (9.52 mm) de diámetro en una separación gradual de 1" (25.4 mm) y aletas corrugadas de 0.006" (0,15 mm) de grosor. Se utilizó un motor Zeihl-Abegg FN080-ZIK.GL.V7P3 conmutado electrónicamente (EC) con ventilador de hélice aerodinámicamente eficiente ^[19] para suministrar una corriente de aire de ~0.33 m³/s.

Bomba de líquido

El rendimiento requerido de la bomba de líquido para una carga térmica de 30 kW es de 0.152 kg/s a un cabezal de 0.460 MPa. Una MTH HP31 es una bomba de turbina regenerativa con esta capacidad de presión/flujo, diseñada para bombear líquidos volátiles ^[20]. El ORC funciona con el líquido que ingresa a la bomba cerca de la saturación y requiere una operación sin experimentar cavitación. Se realizó una evaluación de la HP31 para determinar el cabezal de succión positiva neta requerida por la HP31 con el fluido de aplicación elegido. Además, se evaluó el rendimiento de la HP31 con el fluido de aplicación elegido. La Tabla 3 y la Figura 3 muestran los resultados de esta evaluación. La columna de líquido de 2.1 m y el subenfriamiento de 3 K son una de las limitaciones del diseño del aparato de pruebas donde la salida de líquido del condensador debe estar ≥2.1 m por encima de la entrada de la bomba y el condensador está dimensionado para proporcionar un subenfriamiento de 3K.

Velocidad de la bomba	Fluido de aplicación	Caudal másico	NPSHr	NPSHa	NPSHa columna de líquido	NPSHa	Subcool subenfriar
Hz		kg/s	m	m	M	m	K
60	R1234ze(E) /	0.19	5.7	6.3	2.1	4.2	3.3
55	R1233zd(E) 80 /	0.18	5.3	5.8	2.1	3.7	2.9
50	20 mass	0.16	5.4	5.9	2.1	3.8	3

Tabla 3. NPSHr y subenfriamiento requeridos

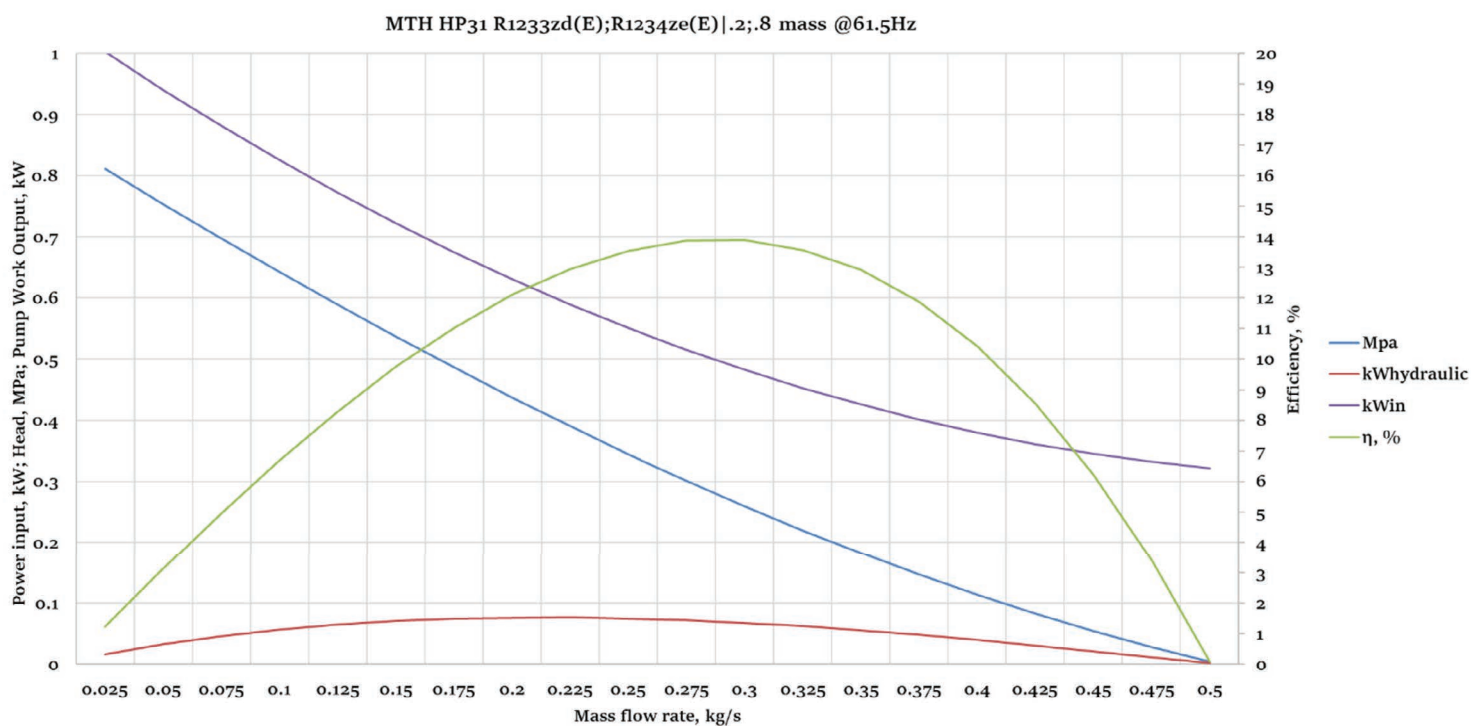


Figura 3. Rendimiento de MTH HP31, R1233zd(E); R1234ze(E)|.2;.8 de masa ~60Hz

Disipador de calor

Para el disipador de calor, el condensador y la bomba de líquido estarán encerrados en una cámara ambiental que puede ofrecer un control de temperatura constante y a la vez eliminar el calor de condensación de ≤ 30 kW más el calor del motor del ventilador del condensador.

Aparatos e instrumentación de prueba

La Figura 4 muestra la configuración del aparato de pruebas. La bomba de líquido es la parte más baja y la distancia vertical a la salida del condensador es de 2.1 m por encima de la entrada de la bomba de líquido. Una válvula de retención evita el flujo inverso durante el ciclo de apagado. Un acumulador evita que grandes cantidades de líquido entren en el expansor. Más bien, el aceite líquido y cualquier fluido de aplicación no evaporado se alimentan mediante un vapor que no dañará el juego de espirales. Se determinó que el evaporador requería el 25 % de su área para eliminar el subenfriamiento del chorro de líquido entrante. De esta manera, el evaporador se coloca con la salida de líquido del condensador y la línea inferior del evaporador del 25 % en alineación horizontal. Para eliminar la migración de líquido inactivo a un punto frío, se agrega calor de baja densidad de vatios al acumulador, la carcasa del expansor y el generador de vapor a la entrada del condensador.

La figura 5 muestra un diagrama de tuberías e instrumentación (P&ID). Los PT son transductores de presión de 4-20 mA de laboratorio. TE son 100Ω RTD de platino. PT y TE se colocan en cada punto de estado en el ORC. Los TC son termopares tipo T sujetos al exterior de la tubería. VAW mide el voltaje, el amperaje y la potencia en vatios de cada componente eléctrico. FWF es un medidor de caudal másico de efecto Coriolis para el fluido de aplicación ORC. FWTR es un medidor de caudal volumétrico electromagnético para el agua de la fuente de calor. TQ y RPM son el par de torsión y la velocidad del expansor. La Tabla 4 es una lista de las medidas para el aparato de pruebas ORC.

Cada instrumento es calibrado anualmente por un laboratorio de pruebas acreditado con la norma ISO 17025 “Requisitos generales de competencia de los laboratorios de pruebas y calibración”. PT, TE y TC se calibran por medio de compararlos con las normas de calibración de presión y temperatura ISO 17025 con una precisión $\geq 4X$ a la deseada para las mediciones. Los factores de corrección se aplican automáticamente en el sistema de control de pruebas basado en LabVIEW. La precisión de las mediciones se enumera en la Tabla 5. Estas se aplicarán en el análisis de incertidumbre para validar los resultados de las pruebas.

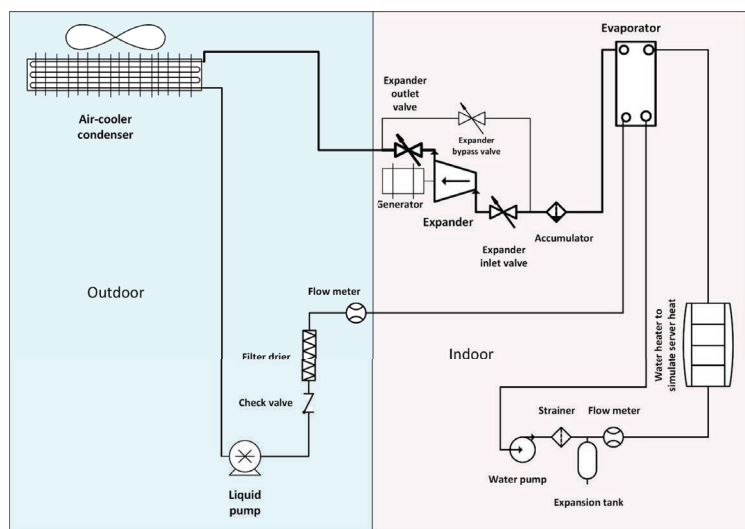


Figura 4. Diagrama del aparato WHR ICT ORC

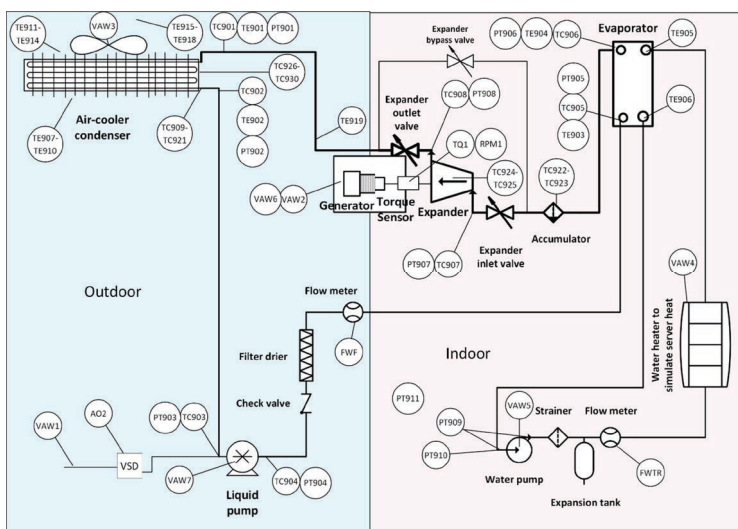


Figura 5. P&ID de aparato de pruebas ORC

Etiqueta	Medición	Etiqueta	Medición	Etiqueta	Medición
TC901	T4cnd-inTC (°F)	FWTR	H2O Flowrate (GPM)		HT SRC (Watts)
TC902	T1cnd-outTC (°F)	PT901	P4cnd -in (PSIG)		HT SRC (VAR)
TC903	T1liq-pmp-inTC (°F)	PT902	P1cnd -out (PSIG)		HT SRC (VA)
TC904	T2liq-pmp-outTC (°F)	PT903	P1liq-pmp-in (PSIG)		HT SRC Volts A
TC905	T2evap-inTC (°F)	PT904	P2liq-pmp-out (PSIG)		HT SRC Volts B
TC906	T3evap-outTC (°F)	PT905	P2evap-in (PSIG)	VAW4	HT SRC Volts C
TC907	T3exp-inTC (°F)	PT906	P3evap-out (PSIG)		HT SRC Amps A
TC908	T4exp-outTC (°F)	PT907	P3exp-in (PSIG)		HT SRC Amps B
TC909	TLiq-outcirc1 (°F)	PT908	P4exp -out (PSIG)		HT SRC Amps C
TC910	TLiq-outcirc2 (°F)	PT909	dPwater-pmp (PSID)		HT SRC Power Factor
TC911	TLiq-outcirc3 (°F)	PT910	Pwater-pmp-in (PSIG)		HT SRC Frequency (Hz)
TC912	TLiq-outcirc4 (°F)	PT911	Pbaro (inHg)		WTR PMP (Watts)
TC913	TLiq-outcirc5 (°F)	AO 2	Liquid Pump VFD (0-10V)		WTR PMP (VAR)
TC914	TLiq-outcirc6 (°F)		ORC Fluid Mass Flow (lb/min)		WTR PMP (VA)
TC915	TLiq-outcirc7 (°F)	FWF	ORC Fluid Temp (F)		WTR PMP Volts A
TC916	TLiq-outcirc8 (°F)		ORC Fluid Density (lb/ft3)		WTR PMP Volts B
TC917	TLiq-outcirc9 (°F)		LIQ PMP VFD (Watts)	VAW5	WTR PMP Volts C
TC918	TLiq-outcirc10 (°F)		LIQ PMP VFD (VAR)		WTR PMP Amps A
TC919	TLiq-outcirc11 (°F)		LIQ PMP VFD (VA)		WTR PMP Amps B
TC920	TLiq-outcirc12 (°F)		LIQ PMP VFD Volts A		WTR PMP Amps C
TC921	TLiq-outcirc13 (°F)		LIQ PMP VFD Volts B		WTR PMP Power Factor
TC922	Accum-L NoCal (°F)	VAW1	LIQ PMP VFD Volts C		WTR PMP Frequency (Hz)
TC923	Accum-R NoCal (°F)		LIQ PMP VFD Amps A		EXP GEN 2 (Watts)
TC924	EXP-HSG-L NoCal (°F)		LIQ PMP VFD Amps B		EXP GEN 2 (VAR)
TC925	EXP-HSG-R NoCal (°F)		LIQ PMP VFD Amps C		EXP GEN 2 (VA)
TC926	CND-RB R2-R3 NoCal (°F)		LIQ PMP VFD Power Factor		EXP GEN 2 Volts A
TC927	CND-RB R3-R4 NoCal (°F)		LIQ PMP VFD Frequency (Hz)		EXP GEN 2 Volts B
TC928	CND-RB R4-R5 NoCal (°F)		EXP GEN (Watts)	VAW6	EXP GEN 2 Volts C
TC929	CND-RB R5-R6 NoCal (°F)		EXP GEN (VAR)		EXP GEN 2 Amps A
TC930	CND-RB R6-R7 NoCal (°F)		EXP GEN (VA)		EXP GEN 2 Amps B
TE901	T4exp-cnd-RTD (°F)		EXP GEN Volts A		EXP GEN 2 Amps C
TE902	T1cnd-liq-pmp-RTD (°F)	VAW2	EXP GEN Volts B		EXP GEN 2 Power Factor
TE903	T2Liq-pmp-evap-RTD (°F)		EXP GEN Volts C		EXP GEN 2 Frequency (Hz)
TE904	T3evap-exp-RTD (°F)		EXP GEN Amps A		LIQ PMP (Watts)
TE905	Twater-inRTD (°F)		EXP GEN Amps B		LIQ PMP (VAR)
TE906	Twater-outRTD (°F)		EXP GEN Amps C		LIQ PMP (VA)
TE907	Tcnd-air-in-A (°F)		EXP GEN Power Factor		LIQ PMP Volts A
TE908	Tcnd-air-in-B (°F)		EXP GEN Frequency (Hz)		LIQ PMP Volts B
TE909	Tcnd-air-in-C (°F)		COND FAN (Watts)	VAW7	LIQ PMP Volts C
TE910	Tcnd-air-in-D (°F)		COND FAN (VAR)		LIQ PMP Amps A
TE911	Tcnd-air-out-A (°F)		COND FAN (VA)		LIQ PMP Amps B
TE912	Tcnd-air-out-B (°F)		COND FAN Volts A		LIQ PMP Amps C
TE913	Tcnd-air-out-C (°F)		COND FAN Volts B		LIQ PMP Power Factor
TE914	Tcnd-air-out-D (°F)	VAW3	COND FAN Volts C		LIQ PMP Frequency (Hz)
TE915	Tfan-out-A (°F)		COND FAN Amps A		TQ513 excitation (VDC)
TE916	Tfan-out-B (°F)		COND FAN Amps B	TQ1	TQ513 signal (mVDC)
TE917	Tfan-out-C (°F)		COND FAN Amps C	RPM1	Expander speed (RPM)
TE918	Tfan-out-D (°F)		COND FAN Power Factor		
TE919	Lqd Rsr (°F)		COND FAN Frequency (Hz)		

Tabla 4. Mediciones de aparatos de pruebas ORC

Medición	Instrumento	Precisión	Propósito
Voltaje (V)	Yokogawa WT230 / PR300	±0.25%	Bomba de líquido, VFD, bomba de agua, ventilador de condensador, calentador (servidor simulado), generador de imanes permanentes
Corriente (A)		±0.25%	
Potencia (kW)		±0.3%	
Frecuencia (Hz)		±0.1%	
Temperatura (K)	Termopar tipo T componente	±0.15K	Unido a la tubería
	100 Ω RTD de platino	±0.1K	Puntos de estado ORC, entrada/salida de agua Entrada/Salida de aire de condensador
	Transductores piezoresistivos	±1%	Puntos de estado ORC
	MicroMotion Coriolis	±0.5%	Caudal de fluido de aplicación
	Siemens Mag-flow	±0.5%	Caudal

Tabla 5. Precisión del instrumento de medición del sistema ORC

Resultados y discusión

Sistema de pruebas

La cantidad de pruebas realizadas con el aparato ORC, incluidas las condiciones operativas, la entrada de calor residual, la salida del expansor, la entrada de la bomba de líquido y la salida neta se muestran en la Tabla 6. Las condiciones eran TH de ~58 °C y ~63 °C con TL de ~14 °C y ~8 °C con una carga que variaba de 8 kW a 30 kW (incrementos de aproximadamente el 25 %). Para ambientes más elevados, hasta que la potencia de entrada alcanzó >75 %, la potencia de la bomba de líquido superó la salida del expansor. Para la temperatura ambiente más baja, la salida del expansor superó la entrada de la bomba de líquido >50 % de carga

Archivo de prueba	T _H (°C)	T _L (°C)	Q̇ (kW)	Ẇ _{ex} (kW)	Ẇ _p (kW)	Ẇ _n (kW)
Tst 151 8-4kW 4-5VDC	58.1	13.4	8.42	0.015	0.134	-0.119
Tst 151 17-9kW 6-5VDC	57.1	15	17.89	0.25	0.272	-0.022
Tst 151 24-2kW 8-5VDC	58.7	15.4	24.3	0.952	0.495	0.456
Tst 152 8-5kW 4-3VDC	63.2	13.8	8.55	0.049	0.124	-0.075
Tst 152 16-9kW 6-5VDC	63	15	17.08	0.153	0.27	-0.117
Tst 152 24-9kW 8-5VDC	63.1	15.4	24.84	0.778	0.5	0.278
Tst 152 26-7kW 8-8VDC	59.6	14.4	26.34	1.268	0.523	0.745
Tst 152 31-4kW 10-0VDC	63.1	16	31.39	1.614	0.714	0.899
Tst 153 16-7kW 6-3VDC	59.2	8.2	16.54	0.28	0.264	0.017
Tst 153 17-3kW 6-5VDC	64.6	10.4	17.4	0.379	0.27	0.11
Tst 153 23-0kW 8-0VDC	58.6	7.6	23.08	0.892	0.442	0.45
Tst 153 26-0kW 8.5-0VDC	64.4	8.6	26.02	1.138	0.505	0.633
Tst 154 8-5kW 4-4VDC	63.4	13.7	8.43	0.061	0.128	-0.067
Tst 154 16-8kW 6-4VDC	63.4	15.1	16.93	0.166	0.258	-0.092
Tst 154 24-8kW 8-5VDC	63.6	15.6	25.01	0.778	0.496	0.282
Tst 154 30-0kW 9-5VDC	63.6	16	30.02	1.353	0.64	0.713

Tabla 6. Cantidad de pruebas realizadas ORC WHR

Rendimiento de ORC

Después de aplicar las fórmulas termodinámicas a los datos, se evalúan las métricas de eficiencia ORC y la eficacia de la mezcla zeotrópica. La Tabla 7 muestra estos resultados. Paralelamente a la salida del expansor, el % de carga y la entrada de la bomba de líquido, la eficiencia de la bomba de líquido varía del 3 % al 10 % y la eficiencia del expansor varía del 6 % al 64 %. La pérdida de eficiencia en condición de apagado es grande tanto para la bomba de líquido como para el expansor. Además, se calcularon y presentaron la relación entre la presión del expansor de entrada a salida y el caudal volumétrico. La mayor eficiencia del expansor se relaciona con la relación de volumen del expansor que se acerca a la relación de volumen físico del E22H038B-L-SH. Un diagrama de temperatura-entropía de los procesos ORC con las temperaturas de entrada y salida del agua de la fuente térmica y el aire del disipador de calor superpuestos demuestra que la temperatura diferencial de diseño fue exitosa. Esto se muestra en la Fig. 6.

La línea azul oscuro, en la parte superior de los diagramas, es el agua que proporciona calor para evaporar el refrigerante.

La línea naranja es el fluido de aplicación ORC desde la entrada de la bomba hasta la salida del evaporador (estado 1 a 3). Las porciones de pendiente pronunciada son monofásicas: subenfriadas a líquido saturado a la izquierda y vapor saturado a vapor sobrecalentado a la derecha. La sección central es el cambio de fase de líquido a vapor. La mezcla de fluidos de aplicación ORC es zeotrópica (la evaporación produce un deslizamiento de temperatura). Las pendientes del deslizamiento de temperatura y del agua coinciden, lo cual confirma que la selección de la mezcla y el caudal de agua coinciden.

La línea gris es el fluido de aplicación que fluye a través del expansor (estado 3 a 4). Si el expansor tuviera una eficiencia isoentrópica del 100%, la pendiente de esta línea sería vertical. Como se observa en la Tabla 7, la eficiencia máxima del expansor ocurre en condiciones de diseño de TH ~60 °C, TL ~15 °C y **Q~30 kW**, lo cual confirma la selección. Sin embargo, la eficiencia del expansor cae drásticamente en condiciones fuera de diseño. Las desconexiones entre la salida del evaporador y la entrada del expansor se deben a la pérdida de presión y temperatura de la línea.

La línea amarilla es el fluido de aplicación que fluye a través del condensador (estado 4 a 1). La sección de pendiente pronunciada de la derecha elimina el sobrecalentamiento del fluido de aplicación que sale del expansor. El fluido de aplicación seleccionado demostró una característica isoentrópica o seca de su curva T-s de vapor saturado. En la condición de diseño, el sobrecalentamiento que sale del expansor es mínimo debido a la mayor eficiencia del expansor y esta característica seca. La discontinuidad entre la salida del expansor y la entrada del condensador se debe a la pérdida de presión y calor.

La línea azul claro es la temperatura del aire del condensador a medida que el fluido de aplicación del ORC se atempera, condensa y subenfria (estado 4 a 1). En las condiciones de diseño, el deslizamiento de la temperatura del cambio de fase de condensación es casi paralelo al aumento de la temperatura del aire.

Archivo de prueba	η_{th}	η_c	%Carnot (%)	η_p	η_{ex}	π	\dot{V}_{ratio}
151 58.1 (°C)/ 13.4 (°C)/ 8.4kW	-0.01	0.14	-10	0.03	0.06	1.49	1.52
151 57.1 (°C)/ 15.0 (°C)/ 17.9kW	0	0.13	0	0.06	0.28	1.78	1.84
151 58.7 (°C)/ 15.4 (°C)/ 24.3kW	0.02	0.13	14	0.08	0.54	2.1	2.18
152 63.2 (°C)/ 13.8 (°C)/ 8.6kW	-0.01	0.15	-6	0.03	0.19	1.45	1.48
152 63.2 (°C)/ 15.0 (°C)/ 17.1kW	-0.01	0.14	-12	0.06	0.17	1.8	1.86
152 63.1 (°C)/ 15.4 (°C)/ 24.8kW	0.01	0.14	8	0.08	0.44	2.11	2.19
152 59.6 (°C)/ 14.4 (°C)/ 26.3kW	0.03	0.14	21	0.09	0.64	2.18	2.24
152 63.1 (°C)/ 16.0 (°C)/ 31.4kW	0.03	0.14	20	0.1	0.64	2.23	2.32
153 59.2 (°C)/ 8.2 (°C)/ 16.5kW	0	0.15	0	0.06	0.28	2.03	2.09
153 64.6 (°C)/ 10.4 (°C)/ 17.4kW	0.01	0.16	4	0.06	0.38	1.98	2.02
153 58.6 (°C)/ 7.6 (°C)/ 23.1kW	0.02	0.15	13	0.08	0.48	2.41	2.48
153 64.4 (°C)/ 8.6 (°C)/ 26.0kW	0.02	0.17	15	0.08	0.54	2.46	2.53
154 63.4 (°C)/ 13.7 (°C)/ 8.4kW	-0.01	0.15	-5	0.03	0.23	1.48	1.5
154 63.4 (°C)/ 15.1 (°C)/ 16.9kW	-0.01	0.14	-4	0.06	0.19	1.78	1.84
154 63.6 (°C)/ 15.6 (°C)/ 25.0kW	0.01	0.14	8	0.09	0.44	2.11	2.2
154 63.6 (°C)/ 16.0 (°C)/ 30.0kW	0.02	0.14	17	0.1	0.58	2.2	2.3

Tabla 7. Eficiencia de sistema ORC, bomba y expansor

R1234ze(E) / R1233zd(E) 80 / 20 mass T-S curve
with corresponding water and air temperatures

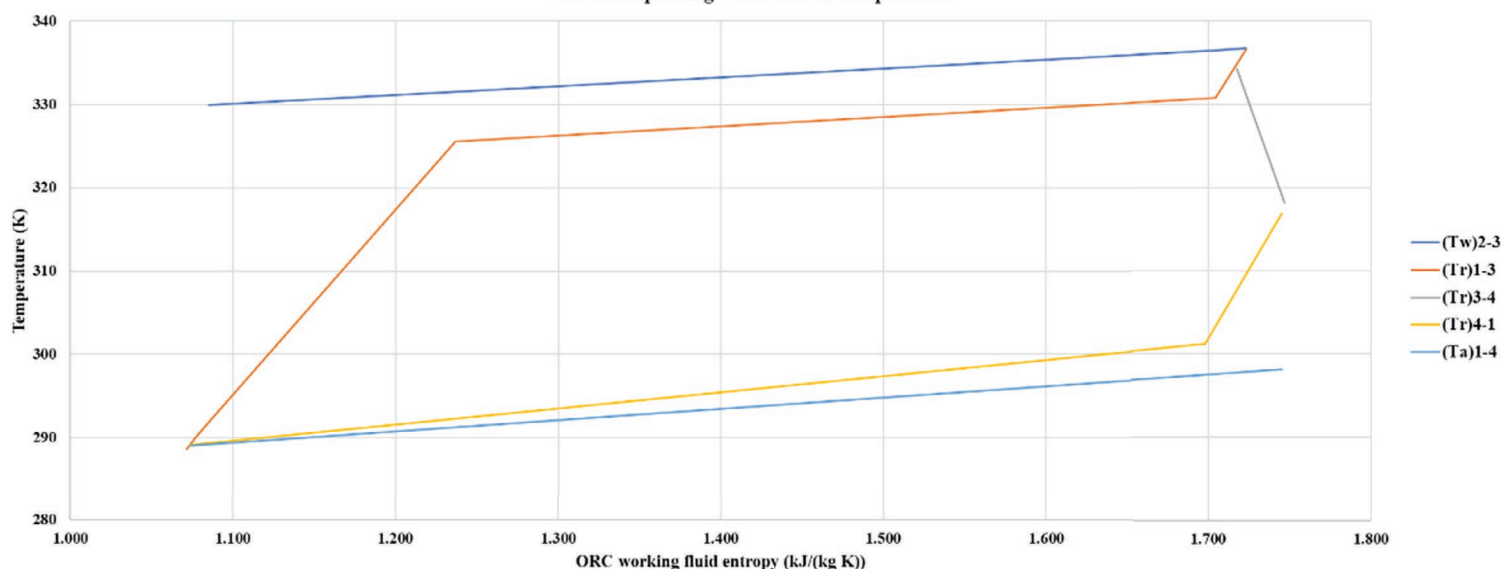


Figura 6. Diagrama T-S para Tst 154 30-0kW 9-5VDC

Análisis de destrucción de exergía

Un análisis de la tasa de destrucción de exergía ayuda a señalar las áreas de menor eficiencia. Como se muestra en la Tabla 8, la mayor tasa de destrucción de exergía se encuentra en el evaporador, seguido de cerca por el expansor, el condensador y un poco distante, la bomba. El evaporador primero tiene que eliminar el subenfriamiento antes del cambio de fase a lo largo del deslizamiento de temperatura. El elevado calor específico del líquido y el diferencial de temperatura promedio relativamente amplio durante el desenfriamiento contribuyen en gran medida con la destrucción de exergía del evaporador. El bajo calor específico del vapor contribuye con una menor pérdida de exergía en el condensador. La tasa de destrucción de exergía del expansor es directamente proporcional al producto del caudal másico y el aumento de entropía a través del expansor dominando el caudal másico. Las tasas de destrucción de exergía de la bomba de líquido siguen el patrón del expansor.

Prueba	\dot{i}_p (kW)	\dot{i}_{ev} (kW)	\dot{i}_{ex} (kW)	\dot{i}_c (kW)	\dot{i}_{tot} (kW)
151 58.1 (°C) / 13.4 (°C) / 8.4kW	0.089	0.604	0.263	0.18	1.136
151 57.1 (°C) / 15.0 (°C) / 17.9kW	0.19	0.828	0.624	0.396	2.038
151 58.7 (°C) / 15.4 (°C) / 24.3kW	0.368	0.853	0.77	0.654	2.646
152 63.2 (°C) / 13.8 (°C) / 8.6kW	0.081	0.69	0.211	0.192	1.173
152 63.2 (°C) / 15.0 (°C) / 17.1kW	0.205	1.015	0.688	0.432	2.34
152 63.1 (°C) / 15.4 (°C) / 24.8kW	0.372	1.064	0.902	0.707	3.046
152 59.6 (°C) / 14.4 (°C) / 26.3kW	0.397	0.935	0.683	0.749	2.765
152 63.1 (°C) / 16.0 (°C) / 31.4kW	0.522	1.074	0.824	1.027	3.447
153 59.2 (°C) / 8.2 (°C) / 16.5kW	0.206	1.019	0.691	0.426	2.342
153 64.6 (°C) / 10.4 (°C) / 17.4kW	0.217	1.183	0.614	0.457	2.471
153 58.6 (°C) / 7.6 (°C) / 23.1kW	0.352	1.086	0.907	0.669	3.014
153 64.4 (°C) / 8.6 (°C) / 26.0kW	0.39	1.397	0.919	0.812	3.518
154 63.4 (°C) / 13.7 (°C) / 8.4kW	0.103	0.675	0.209	0.19	1.178
154 63.4 (°C) / 15.1 (°C) / 16.9kW	0.194	1.027	0.648	0.433	2.302
154 63.6 (°C) / 15.6 (°C) / 25.0kW	0.37	1.1	0.926	0.74	3.136
154 63.6 (°C) / 16.0 (°C) / 30.0kW	0.467	1.101	0.896	0.975	3.439

Tabla 8. Tasa de destrucción de exergía para componentes del sistema ORC

Métricas del sistema WHR

El transporte de calor desde el equipo informático hasta el evaporador requiere energía para una bomba de agua. Transportar el calor no recuperado del condensador a la atmósfera requiere energía para un ventilador del condensador. Bombear un líquido requiere una cantidad de energía relativamente pequeña, mientras que bombear un gas, aire, requiere cantidades de energía relativamente grandes. La Tabla 9 presenta las métricas de rendimiento energético para el sistema WHR. Aunque el ORC produce un trabajo mecánico positivo neto con una carga del 50 % y superior, el sistema WHR, cuando se incluye la potencia del ventilador del condensador parásito, es un consumidor de energía incluso en las mejores condiciones operativas. La potencia del ventilador del condensador supera la potencia neta del sistema ORC solo. Un cambio a bobinas de condensador de microcanal puede reducir la pérdida de presión de aire a través del condensador y posiblemente cambiar las condiciones operativas del diseño para tener una salida de potencia neta.

Prueba	\dot{W}_n (kW)	$\dot{W}_{\text{cnd fan}}$ (kW)	$\dot{W}_{\text{wtr pmp}}$ (kW)	$\text{WHR}_{\text{net pwr}}$ (kW)
151 58.1 (°C)/ 13.4 (°C)/ 8.4kW	-0.119	1.31	0.05	-1.48
151 57.1 (°C)/ 15.0 (°C)/ 17.9kW	-0.022	1.3	0.05	-1.37
151 58.7 (°C)/ 15.4 (°C)/ 24.3kW	0.456	1.29	0.05	-0.88
152 63.2 (°C)/ 13.8 (°C)/ 8.6kW	-0.075	1.29	0.05	-1.42
152 63.2 (°C)/ 15.0 (°C)/ 17.1kW	-0.117	1.27	0.05	-1.44
152 63.1 (°C)/ 15.4 (°C)/ 24.8kW	0.278	1.26	0.05	-1.03
152 59.6 (°C)/ 14.4 (°C)/ 26.3kW	0.745	1.27	0.05	-0.58
152 63.1 (°C)/ 16.0 (°C)/ 31.4kW	0.899	1.25	0.05	-0.4
153 59.2 (°C)/ 8.2 (°C)/ 16.5kW	0.017	1.3	0.05	-1.33
153 64.6 (°C)/ 10.4 (°C)/ 17.4kW	0.11	1.3	0.05	-1.24
153 58.6 (°C)/ 7.6 (°C)/ 23.1kW	0.45	1.3	0.05	-0.9
153 64.4 (°C)/ 8.6 (°C)/ 26.0kW	0.633	1.29	0.05	-0.71
154 63.4 (°C)/ 13.7 (°C)/ 8.4kW	-0.067	1.3	0.05	-1.42
154 63.4 (°C)/ 15.1 (°C)/ 16.9kW	-0.092	1.28	0.05	-1.42
154 63.6 (°C)/ 15.6 (°C)/ 25.0kW	0.282	1.27	0.05	-1.04
154 63.6 (°C)/ 16.0 (°C)/ 30.0kW	0.713	1.26	0.05	-0.6

Tabla 9. Métricas del sistema WHR

Verificación, validación y cuantificación de la incertidumbre

El esfuerzo experimental para probar la hipótesis de viabilidad de ORC WHR requiere un proceso de verificación y validación. Se utiliza el análisis de incertidumbre de la prueba para validar la calidad de los datos medidos de manera objetiva. Se utiliza un balance energético de los flujos de trabajo y calor ORC para verificar las mediciones del sistema.

El proceso de determinación de la incertidumbre de la prueba se rige por la norma ASME PTC 19.1-2013 Incertidumbre de prueba. Los flujos de calor y trabajo ORC son valores calculados con base en fórmulas definidas en el modelo termodinámico. Se aplican la Sección 7 Incertidumbre de un resultado y las fórmulas enlistadas [21].

Cada una de las pruebas son independientes con una serie de lecturas a lo largo del tiempo de un sistema de estado cuasiestable. Cada resultado, R, se representa como:

$$R = f(\bar{X}_1, \bar{X}_2, \dots, \bar{X}_i) \quad (11)$$

donde hay parámetros i que afectan a R. Cada parámetro tiene un valor promedio con mediciones N_i de X_i .

$$\bar{X}_i = 1/N_i \sum_{(j=1)}^{(N_i)} X_{(ij)} \quad (12)$$

Debido a que no se puede diferenciar la relación entre el resultado y sus parámetros, la sensibilidad θ_i , la tasa de cambio del resultado con un cambio de un parámetro, se determina numéricamente.

$$\theta_i = \Delta R / (\Delta \bar{X}_i) \quad (13)$$

La incertidumbre expandida, $U_{(R,95)}$, con una confianza aproximada del 95% se expresa como

$$U_{(R,95)} = 2u_R \quad (14)$$

Donde

$$u_R = [(b_R)^2 + (s_R)^2]^{1/2} \quad (15)$$

La incertidumbre estándar sistemática, b_R , se debe a errores de medición que son constantes durante la prueba.

$$b_R = [\sum_{i=1}^n (\theta_i b_{\bar{x}_i})^2]^{1/2} \quad (16)$$

Estos errores de medición se minimizan mediante el diseño de la prueba y la aplicación de los instrumentos.

La incertidumbre estándar aleatoria, s_R , se aproximará a cero a medida que aumente el número de muestras. Las pruebas del sistema ORC registraron una muestra por segundo durante treinta minutos, que resultó en 1800 muestras, $\gg 30$, que se define como un tamaño de muestra grande.

$$s_R = [\sum_{i=1}^n (\theta_i s_{\bar{x}_i})^2]^{1/2} \quad (17)$$

Las incertidumbres estándar aleatorias individuales están relacionadas con la desviación estándar de la muestra $s_X = s_X/\sqrt{N}$ (18)

$$s_{\bar{x}} = s_X/\sqrt{N} \quad (18)$$

Donde la desviación estándar de la muestra, s_X , es

$$s_X = \sqrt{(\sum_{j=1}^N (X_j - \bar{X})^2) / (N-1)} \quad (19)$$

Las ecuaciones para las cuales se estima la incertidumbre de la prueba incluyen el flujo térmico del evaporador, la salida de trabajo del expansor, el flujo térmico del condensador y la salida de trabajo de la bomba de líquido.

Las fórmulas de incertidumbre de prueba se aplican a cada una de las pruebas reportadas en la Tabla 6. Las precisiones del instrumento reportadas en la Tabla 5 se usan como la perturbación, $\Delta \bar{X}_i$ para calcular θ_i .

Los resultados de incertidumbre y balance energético en la Tabla 10 muestran:

- Las incertidumbres de pruebas ampliadas del cálculo del flujo de energía, con base en las propiedades medidas, tanto para el evaporador como para el condensador, son ~1 % del flujo de energía calculado en cada prueba.
- Para el expansor, las incertidumbres de las pruebas expandidas del cálculo del flujo de energía, con base en las propiedades medidas, son ~10 % del flujo de energía calculado cuando la salida del expansor no se acerca a cero.
- Para la bomba de líquido, las incertidumbres de pruebas expandidas son ~40 % del flujo de energía calculado. Las diferencias de temperatura relativamente pequeñas a través de la bomba de líquido llevan a esta gran incertidumbre de prueba.
- En teoría, la suma de los flujos de energía en todo el ORC cerrado es cero. Los valores de prueba son <1% de la entrada de energía a través del evaporador en cada caso.
- Estos resultados verifican y validan el sistema de medición y los resultados medidos.

Prueba	\dot{Q}_{ev} kW	$U_{R,95}$ kW	\dot{W}_{ex} kW	$U_{R,95}$ kW	\dot{Q}_c kW	$U_{R,95}$ kW	\dot{W}_p kW	$U_{R,95}$ kW	$\sum \dot{E}_{ORC}$ kW
151 58.1(°C)/ 13.4(°C)/ 8.4kW	8.21	0.09	0.02	0.01	8.29	0.09	0.05	0.02	-0.05
151 57.1(°C)/ 15.0(°C)/ 17.9kW	17.1	0.18	0.25	0.03	17	0.18	0.12	0.05	-0.1
151 58.7(°C)/ 15.4(°C)/ 24.3kW	25.3	0.26	0.95	0.06	24.8	0.26	0.23	0.07	-0.2
152 63.2(°C)/ 13.8(°C)/ 8.6kW	8.11	0.08	0.05	0.01	8.15	0.08	0.05	0.02	-0.04
152 63.2(°C)/ 15.0(°C)/ 17.1kW	16.7	0.17	0.15	0.03	16.8	0.17	0.13	0.04	-0.11
152 63.1(°C)/ 15.4(°C)/ 24.8kW	25.2	0.26	0.78	0.05	24.8	0.25	0.23	0.07	-0.21
152 59.6(°C)/ 14.4(°C)/ 26.3kW	27.3	0.29	1.27	0.06	26.5	0.28	0.25	0.07	-0.22
152 63.1(°C)/ 16.0(°C)/ 31.4kW	33.1	0.34	1.61	0.08	32.1	0.33	0.33	0.09	-0.3
153 59.2(°C)/ 8.2(°C)/ 16.5kW	16	0.16	0.28	0.03	16	0.16	0.12	0.04	-0.11
153 64.6(°C)/ 10.4(°C)/ 17.4kW	16.8	0.17	0.38	0.03	16.7	0.17	0.13	0.04	-12
153 58.6(°C)/ 7.6(°C)/ 23.1kW	23.4	0.24	0.89	0.04	22.8	0.23	0.21	0.06	-0.19
153 64.4(°C)/ 8.6(°C)/ 26.0kW	26.1	0.27	1.14	0.05	25.4	0.26	0.24	0.07	-0.21
154 63.4(°C)/ 13.7(°C)/ 8.4kW	8	0.08	0.06	0.01	8.1	0.08	0.06	0.02	-0.06
154 63.4(°C)/ 15.1(°C)/ 16.9kW	16.5	0.17	0.17	0.03	16.5	0.17	0.12	0.04	-0.11
154 63.6(°C)/ 15.6(°C)/ 25.0kW	25.6	0.26	0.78	0.06	25.2	0.26	0.23	0.07	-0.21
154 63.6(°C)/ 16.0(°C)/ 30.0kW	31.3	0.32	1.35	0.08	30.5	0.31	0.3	0.09	-0.27

Tabla 10. Incertidumbre, validación y verificación de la prueba ORC

Funcionamiento con diferencial de baja temperatura

Las series de pruebas con $T_H=58^\circ\text{C}$, $T_L=27^\circ\text{C}$ se limitaron a $\dot{Q}\leq 8.8\text{kW}$. Por encima de 8,8 kW, se perdió la carga líquida de la bomba, lo cual indica que se alcanzó la capacidad máxima práctica del condensador. Con la pérdida de la columna de líquido en la entrada de la bomba, el flujo del fluido de aplicación ORC se detiene y se pierde la capacidad de transportar el calor residual. Esto es un fallo del sistema. Una nueva revisión de la selección del condensador, la bomba de líquido, el evaporador y el expansor ayudó a identificar los problemas. Un diagrama de presión/entalpía resulta útil para visualizar la aplicación ORC. La Figura 7 muestra las líneas del condensador en amarillo, para las temperaturas exteriores promedio y las elevadas, las líneas de la bomba de líquido resultantes en azul, las líneas del evaporador en naranja y las líneas del expansor en gris.

- El menor calor de condensación del fluido de aplicación a la temperatura elevada requiere un aumento del caudal másico para un flujo térmico determinado. El aumento del caudal másico del 11 % tuvo un efecto insignificante en el rendimiento del condensador.
- El aumento de presión por flujo requerido de la bomba disminuyó un 38%. La bomba es impulsada por una VFD que permite una operación exitosa con una menor presión por flujo reducida y un mayor caudal.
- El subenfriamiento de entrada del evaporador se redujo de 35 K a 21 K, mientras que el caudal másico aumentó un 11 % debido a la temperatura exterior elevada. La repetición de la selección del evaporador en estas nuevas condiciones mostró que el exceso de capacidad del evaporador aumentó.
- El expansor experimentó una reducción en las relaciones de presión y caudal volumétrico, de 2.27 a 1.41 y de 2.36 a 1.44, respectivamente, y merece una investigación más detallada.

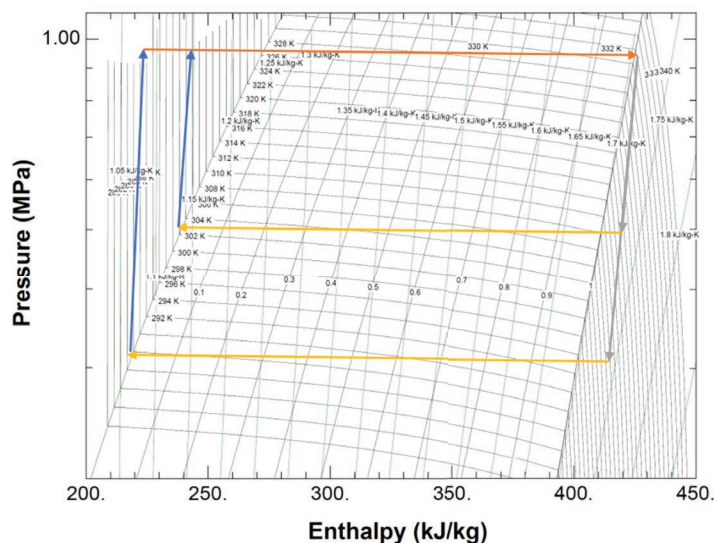


Figura 7. Gráfico de presión frente a entalpía: R1233zd(E)/R1234ze(E) (20/80)

El análisis del expansor scroll revela las siguientes relaciones. El primero es una salida de caudal másico relativa para una geometría de espiral a presiones de entrada y salida variables. El segundo proporciona la relación de presión crítica por encima de la cual existen condiciones de flujo inestables en el puerto de entrada del expansor. γ es la relación térmica específica, C_p/C_v . ψ es una corrección del factor de flujo. Al igual que el área del puerto de entrada del expansor [22].

$$\dot{m}/(\psi A_s) = \sqrt{(2p_h \rho_h) \sqrt{\gamma/(\gamma-1)} [(p_l/p_h)^{2/\gamma} - (p_l/p_h)^{(\gamma+1)/\gamma}]} \quad (20)$$

$$(p_l/p_h)_{crit} = (2/(\gamma+1))^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (21)$$

La Tabla 11 ilustra que el expansor Air Squared se adapta bien a las condiciones operativas en las que la temperatura ambiente, T_L , está entre -2°C y 14°C , la fuente térmica, T_H , es de 58°C y la carga de calor residual es de 30 kW. Además, los indicadores de caudal másico son relativamente constantes en todo el rango de temperatura ambiente. Sin embargo, se confirma la incapacidad determinada experimentalmente para operar a 22°C o más por la condición de flujo inestable como lo indica $(p_l/p_h)_{real} \geq (p_l/p_h)_{crit}$. Se realizó una revisión rápida de los fluidos de aplicación puros R1234ze(E) y R1233zd(E) donde se encontró que ambos muestran relaciones de presión crítica similares.

La relación de presión crítica es una función de la relación térmica específica que se da para un fluido de aplicación. La implicación es que la ΔT mínima para que el expansor ORC funcione y evite una condición de flujo inestable es $\sim 40\text{K}$. Por lo tanto, el sistema WHR ICT ORC no puede funcionar si $T_H < T_{amb} + 40$. Para Ashburn, VA, esto corresponde a $T_H \geq 84^\circ\text{C}$. $T_{case} \geq 94^\circ\text{C}$ está implícita.

	-2C_Amb 58C agua 80-20	14C_Amb 58C agua 80-20	22C_Amb 58C agua 80-20	30C_Amb 58C agua 80-20	Air Squared E22H038B-L-SH	Unidades
$T_{Hwater}K$	331.2	331.2	331.2	331.2		(K)
$T_{Lamb}C$	271.2	287.2	295.2	303.2		(K)
\dot{V}_3	0.00323	0.00356	0.00375	0.00395	0.00316	(m ³ /s)
\dot{V}_{ratio}	4.06	2.36	1.84	1.44	3.25	(-)
$\pi = P_3/P_4$	3.91	2.27	1.78	1.41		(-)
P_l/P_h	0.256	0.44	0.563	0.71		(-)
$P_h = P_3$	0.8218	0.8218	0.8218	0.8218		(MPa)
$P_l = P_4$	0.2102	0.3615	0.4627	0.5838		(MPa)
$T_h = T_3$	327	327	327	327		(K)
$T_l = T_4$	297.5	307.7	312.9	318.2		(K)
$\gamma = C_p/C_v \ 3$	1.197	1.197	1.197	1.197		(-)
$\gamma = C_p/C_v \ 4$	1.117	1.133	1.145	1.161		(-)
$P_4/P_{3crit} \ 3$	0.565	0.565	0.565	0.565		(-)
$P_4/P_{3crit} \ 4$	0.581	0.578	0.575	0.572		(-)
ρ_3	42.79	42.79	42.79	42.79		(kg/m ³)
$\dot{m}_{dot} / (\psi A_s) \ 3$	3	3.7	3.8	3.6		(kg/s/m ²)
displacement					73	cm ³ /rev
max speed					2600	rpm

Tabla 11. Caudal másico relativo y relación de presión crítica del expansor WHR ICT

Conclusiones

La Figura 8 muestra los flujos de energía del sistema ORC WHR para los puntos de prueba donde T_H 63°C / T_L 15°C extraídos de las Tablas 6 y 9. Observaciones:

- Q_{in} es mucho más grande que W_{exp} como predijo Carnot.
- W_{pmp} es una porción significativa de la W_{exp} que indica que la eficiencia de la bomba necesita mejoras.
- W_{net} de ORC es positiva por encima del 50 % de carga.
- La pérdida parasítica del ventilador del condensador es bastante grande: mover el aire para crear una convección forzada consume mucha energía.
- El sistema ORC WHR es un consumidor neto de energía.
- El par de puntos ~16kW Q_{in} y de puntos ~25kW Q_{in} se ejecutó en días separados, lo cual demuestra que, una vez que se alcanzan los puntos de referencia del rendimiento de ORC se duplica.

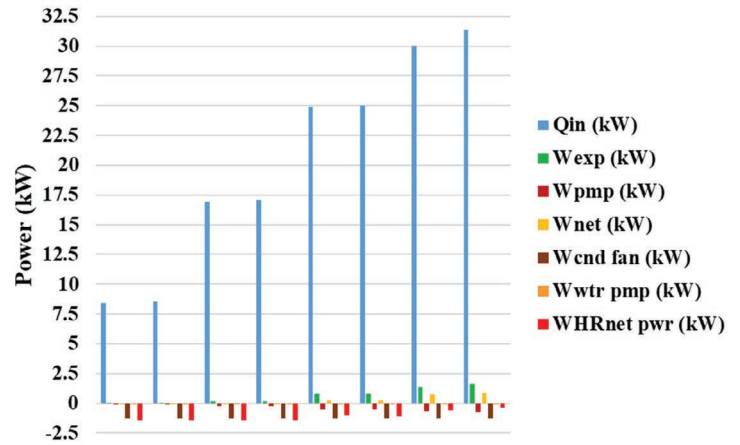


Figura 8. El flujo de energía del sistema para T_H 63°C / T_L 15°C

Cuando funciona a T_H ~58°C, T_L ~14°C, y casi a carga plena, el ORC puede convertir ~2 % del calor residual en energía mecánica. Aunque esto puede parecer insignificante, los mejores centros de datos consumen ~20 % de la carga de TI para transportar el calor residual al exterior. El ORC ofrece este enfriamiento con una salida neta de energía mecánica que crea una mejora significativa en la PUE del centro de datos. La bomba de líquido de la turbina regenerativa consume ~50 % de la salida de energía del expansor. Cuando se considera la carga parasítica para transportar el calor residual al aire ambiente, el ORC, como un sistema WHR, es un consumidor de energía.

Dicho esto, en una aplicación de centro de datos, el sistema WHR es el sistema de enfriamiento que debe operar de forma continua ya que la carga varía del 0 % al 100 %, y la temperatura ambiente varía según las condiciones meteorológicas prevalecientes y previstas con base en un siglo de registros. Los límites de flujo inestables en la entrada del expansor en el sistema ORC caen dentro de las altas temperaturas de primavera, verano y otoño esperadas en Ashburn, VA. De esta manera, se excluye el uso de ORC WHR como único medio de enfriamiento del centro de datos.

Recomendaciones

El problema más crítico descubierto durante esta prueba ORC WHR es la aparición de límites de flujo inestables en el pozo de entrada del expansor dentro de las altas temperaturas de primavera, verano y otoño esperadas en las ubicaciones de los centros de datos. Para resolver este problema, se pueden analizar varias opciones:

1. Incorporar un bypass de expansión para que el sistema funcione como un termosifón asistido por bomba de dos fases cuando la temperatura exterior supera el límite de la condición de inestabilidad del flujo de entrada.
2. Usar el ORC WHR como enfriamiento complementario que reduce el consumo energético del sistema de enfriamiento principal del centro de datos cuando la temperatura exterior alcanza o no alcanza el límite de condición de inestabilidad del flujo de entrada del expansor.
3. Mejorar las características térmicas de la CPU para aumentar la T_H y evitar el límite de la condición de inestabilidad del flujo de entrada a temperaturas máximas exteriores.
4. Mejorar la eficiencia fuera de diseño del expansor.
5. Mejorar la eficiencia de la bomba de turbina regenerativa tanto en condiciones de diseño como fuera de diseño.
6. Reducir la resistencia al flujo de aire del intercambiador de calor del condensador, y así disminuir la potencia para activar los ventiladores

Reconocimientos

Lorenz Hofmann, PhD, supervisor del autor correspondiente, apoyó y alentó con entusiasmo esta investigación. El Dr. Kremer y el Dr. Ali de la Universidad de Ohio brindaron orientación para la investigación.

Financiamiento

Vertiv, el empleador del autor correspondiente, proporcionó el equipo para el aparato de pruebas, el uso de la instrumentación y el uso de las instalaciones de pruebas.

Nomenclatura

1, 2, 3, 4	Subíndice, puntos de estado, número en serie	h	Entalpía kJ/kg	ρ	Densidad, kg/m ³
2s, 4s	Subíndice, puntos de estado isentrópico	h	Subíndice, alto	R	Resultado
A_S	Área de entrada de expansor, m ²	HVACR	Calefacción, ventilación, aire acondicionado y enfriamiento	RTD	Detector de temperatura de resistencia
ASHRAE	Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Enfriamiento y Aire Acondicionado	ī	Índice de destrucción de exergía, kW	s	Entropía, kJ/(kg K)
b_R	Incertidumbre estándar sistemática de un resultado	Δk_P	Cambio de energía potencial, kJ/kg	S	Desviación estándar de la muestra
c	Subíndice, condensador	Δk_E	Cambio de energía cinética, kJ/kg	s_R	Incertidumbre estándar aleatoria de un resultado
C_p	Calor específico a presión constante, kJ/(kg K)	l	Subíndice, bajo	T	Temperatura, °C, K
C_v	Calor específico a volumen constante, kJ/(kg K)	ṁ	Caudal másico, kg/s	TE	Sensor de temperatura, 100Ω platino
CPU	Unidad central de procesamiento	ψ	Factor de corrección de flujo	TC	Sensor de temperatura, Termopar tipo T
Δh	Cambio de entalpía, kJ/kg	N	Número	T_{case}	Temperatura de la carcasa de la CPU
η	Eficiencia	Ω	Resistencia eléctrica, ohm	T_H	Temperatura de fuente de calor, °C, K
EH&S	Ambiental, Salud y seguridad	ODP	Potencial de agotamiento del ozono	T_L	Temperatura de disipador de calor, °C, K
ev	Subíndice, evaporador	ORC	Ciclo orgánico de Rankine	T₀	Temperatura de referencia, 273.15K
ex	Subíndice, expansor	θ	Sensibilidad	tot	Subíndice, total
GWP	Potencial de calentamiento global	p	Subíndice, bomba	u_R	Incertidumbre de resultado
γ	Índice de calor específico	P&ID	Diagrama de instrumentos y tuberías	U_(R,95)	Incertidumbre ampliada al 95% de confianza
		PUE	Efectividad del uso de la energía	WHR	Recuperación de calor residual
		PT	Transductor de presión	Ẇ	Ritmo de trabajo, kW
		Q̇	Flujo térmico, kW	X̄	Promedio

Referencias

- [1] Shehabi, A., et al., United States data center energy usage report LBNL-1005775. Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory: Berkeley, CA, USA, 2016.
- [2] Araya, S., et al., Study of a Lab-Scale Organic Rankine Cycle for the Ultra-Low-Temperature Waste Heat Recovery Associated With Data Centers. *Journal of Electronic Packaging*, 2021. 143(2): p. 021001.
- [3] Ebrahimi, K., G.F. Jones, and A.S. Fleischer, A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014. 31: p. 622-638.
- [4] Lenovo ThinkSystem SD650 Direct Water Cooled Server. Product Guide, 2019.
- [5] Banister, J. Why Ashburn Has Emerged as a National Hub for Data Centers. BISNOW, 2017.
- [6] ASHRAE, F., Chapter 14 Climatic Design Conditions. 2017: ASHRAE.
- [7] ASHRAE, Refrigerants, in *ASHRAE Fundamentals Handbook 2017*. 2017, ASHRAE: Atlanta, GA.
- [8] Rajendran, R. New Refrigerant Alternatives Available Today. *E360 Outlook*, 2017. 3, 15-16.
- [9] Bird, R.B., W.E. Stewart, and E.N. Lightfoot, *Macroscopic Balances for Non-isothermal Systems*, in *Transport Phenomena Revised Second Edition*. 2007, John Wiley & Sons, Inc: New York. p. 454-486.
- [10] Wang, E., et al., Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy*, 2011. 36(5): p. 3406-3418.
- [11] Chen, H., D.Y. Goswami, and E.K. Stefanakos, A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2010. 14(9): p. 3059-3067.
- [12] Tchanche, B.F., et al., Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 2009. 29(11-12): p. 2468-2476.
- [13] McLinden, M.O., et al., A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 2014. 38: p. 80-92.
- [14] Lemmon, E.W., et al. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP): Version 10. 2010.
- [15] Air-Squared E22H038B-L-SH. 2018.
- [16] ASHRAE, Heat Transfer, in *2017 ASHRAE Handbook Fundamentals*. 2017, ASHRAE: Atlanta, GA. p. 4.24-4.25.
- [17] Domanski, P.A. and D.A. Yashar, *EVAP-COND[®] NIST (2018)*. 2018.
- [18] Heatcraft, Bohn Coil Performance Charts, in *Heatcraft Refrigeration Products LLC*. 1988, Heatcraft Refrigeration Products LLC: Stone Mountain, GA.
- [19] Ziehl-Abegg, *Ziehl-Abegg Axial Fans Main Catalog*. 2016, Ziehl-Abegg.
- [20] Pumps, M., *Bulletin HP31*, M. Pumps, Editor. 2016: Plano, IL. p. 2.
- [21] ASME, *Test Uncertainty*. Vol. PTC 19.1-2013. 2013, New York: ASME.
- [22] Peng, B., B. Zhu, and V. Lemort, *Theoretical and experimental analysis of scroll expander*. 2016.



Vertiv.com | Vertiv Headquarters, 505 N Cleveland Ave, Westerville, OH 43082, USA

© 2023 Vertiv Group Corp. Todos los derechos reservados. Vertiv™ y el logo de Vertiv son marcas o marcas registradas de Vertiv Group Corp. Todos los demás nombres y logos a los que se hace referencia son nombres comerciales, marcas, o marcas registradas de sus dueños respectivos. Aunque se tomaron todas las precauciones para asegurar que esta literatura esté completa y exacta, Vertiv Group Corp. no asume ninguna responsabilidad y renuncia a cualquier demanda por daños como resultado del uso de esta información o de cualquier error u omisión. Las especificaciones, los reembolsos y otras ofertas promocionales están sujetas a cambio a la entera discreción de Vertiv y mediante notificación.