

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO – CHILE



“Diseño de una estación experimental de medición de coeficientes de transferencia de calor y caídas de presión en mezclas zeotrópicas durante la condensación y evaporación”

GONZALO JAVIER VICENCIO FUENTES

**MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE:
INGENIERO CIVIL MECÁNICO**

PROFESOR GUÍA: PhD. RODRIGO BARRAZA
PROFESOR CORREFERENTE: Dr. DANILO ESTAY
MES (del Examen) – AÑO

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, amigos, pareja, profesores, examigos, conocidos y todas las personas con las que interactué durante mi formación académica primaria, secundaria y universitaria y que de una u otra forma llevaron a la realización de esta memoria de titulación.

RESUMEN

En este documento se caracterizan diez estaciones experimentales de medición de coeficientes de transferencia de calor y/o caída de presión durante la condensación o evaporación para fluidos zeotrópicos, lo que se clasifican según tres criterios: cambio de fase, fluido de intercambio de calor y determinación del coeficiente de transferencia de calor y caída de presión.

Con dicha información se diseña una estación experimental que permite medir el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión durante la condensación y evaporación, considerando mezclas zeotrópicas a temperatura ambiente y sólo intercambio de calor entre fluidos. Se definen los equipos de diversa índole: Medición, de presión; temperatura; flujo másico; composición de mezcla gaseosa y diferencia de presión, transporte, bomba para el fluido de trabajo; bomba para el agua (condensación) y bomba para el aceite térmico (evaporación) y finalmente, los equipos de transferencia de calor, incluidas las secciones de prueba. Estas secciones de prueba se componen de dos tubos concéntricos, tal que el diámetro interno y externo del tubo exterior es $D_{INT} = 8$ mm y $D_{EXT} = 10$ mm y los del tubo interior son $D_{int} = 3$ mm y $D_{ext} = 4$ mm. También estas secciones de prueba (para la evaporación y condensación) cuentan con tres subsecciones de 250 mm cada una. Para las secciones de prueba la temperatura se mide en la pared externa del tubo interno usando termocuplas para no interrumpir el flujo del fluido de trabajo.

Se define como se procesan los datos medidos por los instrumentos antes nombrados. En este caso para el coeficiente de transferencia de calor se recurre al método de la diferencia de temperatura media logarítmica. Por otra parte, la caída de presión medida se usa para determina el factor de forma de las secciones de prueba.

Luego, basado en el procesamiento de datos, se determina el impacto en la incertidumbre de cada variable medida para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor. También se determina en otras variables consideradas, como temperatura de pared interna y calor transferido en las secciones de prueba. Esta incertidumbre se calcula para dos mezclas de referencia R32/CO₂ (77,5/22,5 %) y R1234ze(E)/R32 (55/45 %). Son las temperaturas del fluido de intercambio de calor las que más afectan en la incertidumbre, variando entre 19 y un 46%. Para la condensación de R1234ze(E)/R32 en la primera subsección es la temperatura de pared externa la que posee mayor impacto, luego en la subsección 2 y 3 son nuevamente las temperaturas del fluido de intercambio de calor las con mayor impacto.

Finalmente, se realizan recomendaciones operacionales para la estación experimental diseñada y también modificaciones futuras para ampliar los datos obtenidos a contextos operacionales diversos e.g. Darle un ángulo de inclinación a las secciones de prueba.

ABSTRACT

This document characterizes ten experimental stations for measuring heat transfer coefficients and/or pressure drop during condensation or evaporation for zeotropic fluids, classified according to three criteria: phase change, heat exchange fluid, and determination of heat transfer coefficient and pressure drop.

Using this information, an experimental station is designed to measure the heat transfer coefficient and pressure drop during condensation and evaporation, considering zeotropic mixtures at room temperature and only heat exchange between fluids. Various types of equipment are defined: measurement equipment for pressure, temperature, mass flow, composition of gaseous mixture, and differential pressure; transportation equipment, working fluid pump; water pump (condensation) and thermal oil pump (evaporation); and finally, heat transfer equipment, including test sections. These test sections consist of two concentric tubes, where the internal and external diameter of the outer tube is $D_{INT} = 8$ mm and $D_{EXT} = 10$ mm, and those of the inner tube are $D_{int} = 3$ mm and $D_{ext} = 4$ mm. These test sections (for evaporation and condensation) also have three subsections of 250 mm each. For the test sections, the temperature is measured on the outer wall of the inner tube using thermocouples to avoid interrupting the flow of the working fluid.

The processing of data measured by the previously mentioned instruments is defined. In this case, the logarithmic mean temperature difference method is used for the heat transfer coefficient, while the measured pressure drop is used to determine the form factor of the test sections.

Subsequently, based on the data processing, the impact of the uncertainty of each measured variable is determined for the calculation of heat transfer coefficients. This uncertainty is also assessed for other considered variables, such as the inner wall temperature and heat transferred in the test sections. This uncertainty is calculated for two reference mixtures: R32/CO₂ (77,5/22,5 %) and R1234ze(E)/R32 (55/45 %). The temperatures of the heat exchange fluid have the greatest impact on uncertainty, ranging from 19% to 46%. For the condensation of R1234ze(E)/R32, the outer wall temperature has the greatest impact in the first subsection, then for subsections 2 and 3 exchange fluid temperatures have the greatest impact again.

Finally, operational recommendations are made for the designed experimental station, along with suggestions for future modifications to expand the obtained data to diverse operational contexts, e.g. giving an inclination angle to the test sections.

GLOSARIO

h	Entalpía (kW/kg)
\dot{q}	Flujo de calor (kW/m ²)
\dot{m}	Flujo másico (kg/s)
T	Temperatura (K)
A	Área (m ²)
Nu	Número de Nusselt (-)
k	Conductividad térmica (W/mK)
D	Diámetro (m)
\dot{Q}	Tasa de calor (kW)
P	Perímetro (m)
L	Largo de la sección de prueba (m)
U	Coefficiente global de transferencia de calor (W/m ² K)
z	Ubicación en el eje Z, a lo largo de la sección de prueba (m)
c_p	Capacidad de calor específico (kJ/kgK)
A_m	Área mojada (m ²)
R	Resistencia térmica (K/kW)
x	Calidad (-)
PD	Caída de presión
p	Presión
G	Flujo másico por área (kg/m ² s)
g	Aceleración de gravedad (m/s ²)
f	Coefficiente de fricción (-)
K_{cal}	Coefficiente de forma (-)
Re	Número de Reynolds (-)

R_{rms} Rugosidad del material (-)

Símbolos griegos

α Coeficiente de transferencia de calor ($\text{kW/m}^2\text{K}$)

Δ Diferencia, incertidumbre

η Eficiencia (-)

ρ Densidad (kg/m^3)

ε Fracción de vacío (-)

γ Tensión superficial (N/m)

Subíndices

sp Sección de prueba

ft Fluido de trabajo

sat Saturación

ln Temperatura media logarítmica

h Hidráulico

cond Condensación

int Interno

ext Externo

L Pérdidas

amb Ambiente

eva Evaporación

s De transferencia de calor

prom Promedio

i Subsector i-ésimo

Cu Cobre

b	Bulk
rad	Radiación
LMTD	Temperatura media logarítmica
JT	Joule-Thomson
pre	Precalentador
tot	total
post	Postcalentador
v	Vapor saturado
l	Líquido saturado
w	Pared
spe	Sección de prueba – Evaporación
spc	Sección de prueba – Condensación
Estación experimental	
$\dot{Q}(i)_{eva}$	Calor de evaporación en la subsección i (kW)
$\dot{Q}(i)_{cond}$	Calor de condensación en la subsección i (kW)
$\dot{Q}(i)_{aceite}$	Calor entregado por el aceite en la subsección i (kW)
$\dot{Q}(i)_{L,rad}$	Pérdidas de calor por radiación en la subsección i (kW)
$\dot{Q}(i)_{L,amb}$	Pérdidas de calor por convección con el ambiente en la subsección i (kW)
\dot{m}_{aceite}	Flujo másico del aceite térmico (kg/s)
\dot{m}_{agua}	Flujo másico del agua (kg/s)
$c_{p,aceite}$	Capacidad de calor específico del aceite térmico (kJ/kgK)
$c_{p,agua}$	Capacidad de calor específico del agua (kJ/kgK)
$T(i)$	Temperatura de la subsección i (K)
$T(i)_w$	Temperatura de pared (K)
$R_{tot,amb}$	Resistencia térmica total con el ambiente (K/W)

D_{EXT}	Diámetro externo del tubo externo (m)
D_{INT}	Diámetro Interno del tubo externo (m)
A_{EXT}	Área de intercambio de calor externa del tubo externo (m ²)
A_{INT}	Área de intercambio de calor interna del tubo externo (m ²)
α_{aceite}	Coeficiente de transferencia de calor del aceite térmico (kW/m ² K)
α_{aire}	Coeficiente de transferencia de calor del aire (kW/m ² K)
α_{agua}	Coeficiente de transferencia de calor del agua (kW/m ² K)
$\alpha(i)_{ft,spe}$	Coeficiente de transferencia de calor del fluido de trabajo, eva. (kW/m ² K)
$\alpha(i)_{ft,spc}$	Coeficiente de transferencia de calor del fluido de trabajo, cond. (kW/m ² K)

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS	ii
RESUMEN.....	iii
ABSTRACT	v
GLOSARIO.....	vi
ÍNDICE	x
ÍNDICE DE TABLAS	xii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiv
INTRODUCCIÓN	xvii
OBJETIVOS	xix
1. Análisis comparativo de estaciones experimentales	20
1.1 Esquema y elementos de las estaciones experimentales	25
1.1.1 Descripción funcional de las estaciones experimentales	25
1.1.2 Secciones de prueba, métodos de medición y cálculo	37
1.1.3 Métodos de calentamiento y enfriamientos utilizados	52
1.2 Revisión de otros elementos importantes	54
1.2.1 Descripción de equipos de transporte y almacenamiento de las estaciones revisadas	54
1.2.2 Descripción de los instrumentos de medición.....	55
1.3 Determinación del coeficiente de transferencia de calor en las distintas estaciones experimentales	57
1.4 Determinación de la caída de presión en las estaciones experimentales revisadas	74
2. Diseño de la estación experimental	77
2.1 Equipos de transporte y de control	81
2.1.1 Bomba para el fluido de trabajo	82
2.1.2 Cromatógrafo de gases.....	82
2.1.3 Fluviómetro para el fluido de trabajo.....	83
2.2 Equipos de transferencia de calor.....	85
2.2.1 Baño térmico de calentamiento.....	85

2.2.2	Baño térmico de enfriamiento.....	85
2.2.3	Precalentador, preenfriador y postcondensador	86
2.2.4	Secciones de prueba	88
2.3	Instrumentos de medición.....	91
2.3.1	Sensores de temperatura.....	92
2.3.2	Medición de presión.....	92
2.3.3	Rotámetros	93
2.4	Cotizaciones de equipos	93
2.5	Procesamiento de datos	94
2.5.1	Coefficiente de transferencia de calor	94
2.5.2	Caída de presión.....	104
3.	Incertidumbre de medición	105
4.	Recomendaciones y perspectivas futuras	119
	CONCLUSIONES	122
	BIBLIOGRAFÍA.....	125

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Datos principales de las estaciones experimentales estudiadas.	22
Tabla 2.	Datos principales de las estaciones experimentales estudiadas (cont.)	23
Tabla 3.	Datos principales de las estaciones experimentales estudiadas (cont.)	24
Tabla 4.	Disposición de los sensores de temperatura relevantes para cada estación experimental.....	50
Tabla 5.	Disposición de los sensores de temperatura relevantes para cada estación experimental (cont.)	51
Tabla 6.	Resumen de los métodos de calentamiento, basados en (Li, 2016).....	53
Tabla 7.	Dispositivo de transporte del fluido de trabajo en algunas estaciones experimentales.....	55
Tabla 8.	Sensores principales ocupados en distintas estaciones experimentales	56
Tabla 9.	Sensores principales ocupados en distintas estaciones experimentales (cont.)	57
Tabla 10.	Caracterización para cada autor del cálculo del coeficiente de transferencia de calor	74
Tabla 11.	Equipos por utilizar para transporte y control en la estación experimental	81
Tabla 12.	Geometría de las estaciones experimentales que usan subsecciones	88
Tabla 13.	Resumen de longitudes presentados por (Rojas Ojeda, 2017).....	89
Tabla 14.	Resumen de las incertidumbres de los instrumentos de medición instalados.	91
Tabla 15.	Precios de algunos de los equipos cotizados.....	94
Tabla 16.	Propiedades termodinámicas de mezclas zeotrópicas utilizadas para determinar la propagación de error	106
Tabla 17.	Datos de flujos máxicos utilizados en la simulación.....	107
Tabla 18.	Impacto en la propagación de la incertidumbre de las variables medidas sobre las variables calculadas en la sección de prueba – condensación. CO ₂ /R32 (22,5/77,5 %), p=3,88 MPa.....	109
Tabla 19.	Impacto en la propagación de la incertidumbre de las variables medidas sobre las variables calculadas en la sección de prueba – evaporación. CO ₂ /R32 (22,5/77,5 %), p=3,88 MPa.....	110

Tabla 20. Impacto de la propagación de la incertidumbre de las variables medidas en algunas variables calculadas seleccionadas. CO ₂ /R32 (22,5/77,5 %), p=3,88 MPa.	111
Tabla 21. Impacto en la propagación de la incertidumbre de las variables medidas sobre las variables calculadas en la sección de prueba – condensación. R1234ze(E)/R32 (55/45 %), p = 0,843 MPa.....	114
Tabla 22. Impacto en la propagación de la incertidumbre de las variables medidas sobre las variables calculadas en la sección de prueba – evaporación. R1234ze(E)/R32 (55/45 %), p=0,843 MPa.....	115
Tabla 23. Impacto de la propagación de la incertidumbre de las variables medidas en algunas variables calculadas seleccionadas. R1234ze(E)/R32 (55/45 %), p=0,843 MPa	116
Tabla 24. Coeficientes de transferencia de calor encontrados en la simulación. CO ₂ /R32 (22,5/77,5 %), p=3,38 MPa,	116
Tabla 25. Coeficientes de transferencia de calor encontrados en la simulación. R1234ze(E)/R32 (55/45 %), p= 0,843 MPa.....	117
Tabla 26. Coeficientes de transferencia de calor encontrados en la simulación con las incertidumbres reducidas ($\pm 0,35$ y $\pm 0,05$). R1234ze(E)/R32 (55/45 %), p=0,843 MPa	118
Tabla 27. Coeficientes de transferencia de calor encontrados en la simulación con incertidumbres de termocuplas $\pm 0,05$. R1234ze(E)/R32 (55/45 %), p=0,843 MPa.	118

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.	Esquema de la estación experimental de (Cavallini et al., 2001b)	26
Figura 2.	Esquema de la estación experimental de (Park et al., 2010).....	27
Figura 3.	Esquema de la estación experimental de (Fronk, 2014)	28
Figura 4.	Esquema de la estación experimental de (Li & Hrnjak, 2017).....	30
Figura 5.	Esquema de la línea de prueba de (Li, 2016).....	30
Figura 6.	Esquema de la estación experimental de (M. A. Hossain et al., 2012).....	31
Figura 7.	Esquema de la estación experimental de (Mortada et al., 2012b)	32
Figura 8.	Esquema de la estación experimental de (P. Wang et al., 2023)	33
Figura 9.	Esquema de la estación experimental de (Mattiuzzo et al., 2023).....	34
Figura 10.	Esquema de la estación experimental de (Barraza, 2015).....	35
Figura 11.	Esquema de la estación experimental de (Marat, 2009)	36
Figura 12.	Esquema de la estación experimental de (Cavallini et al., 2001a).....	37
Figura 13.	Esquema del tubo anular del condensador de (Park et al., 2010)	38
Figura 14.	Esquema de la sección de pruebas y sus temperaturas de interés en (Li & Hrnjak,2017)	39
Figura 15.	Esquema de la sección de pruebas de (A. Hossain et al., 2012)	40
Figura 16.	Fotografía de la sección de prueba de (A. Hossain et al., 2012).....	41
Figura 17.	Diagrama de la simulación del bloque simulado por (Mortada et al., 2012a)	41
Figura 18.	Esquema de la sección de pruebas de (P. Wang et al., 2023)	42
Figura 19.	Disposición de las termocuplas para una subsección de (P. Wang et al., 2023)	42
Figura 20.	Sección transversal del tubo de estación experimental de (P. Wang et al., 2023)	43
Figura 21.	Imagen agrandada de la sección transversal donde se mide la temperatura de pared presente en (Matkovic et al., 2009)	44
Figura 22.	Esquema ampliado de la sección de pruebas de (Marat, 2009)	45
Figura 23.	Esquema de la sección de pruebas de (Marat, 2009)	46
Figura 24.	Fotografía de la sección de pruebas de (Marat, 2009)	47

Figura 25.	Esquema de la sección de prueba de (Barraza, 2015).....	48
Figura 26.	Ubicaciones posibles para termocuplas en las secciones de prueba	52
Figura 27.	Distribución de calor aplicado en la sección de prueba por (Mortada et al., 2012a)	58
Figura 28.	Perfil de temperatura del fluido y de pared junto a la distribución del flujo de calor a través de la pared de los canales en (Park et al., 2010).....	60
Figura 29.	Pedidas de calor en las secciones de prueba y de acondicionamiento en (Li, 2016)	61
Figura 30.	Ampliación de la sección de prueba de (Mattiuzzo et al., 2023)	63
Figura 31.	Esquema ampliado de la sección de prueba de (Marat, 2009).....	64
Figura 32.	Aumento de la sección de calentamiento de la sección de prueba de (Marat, 2009).....	65
Figura 33.	Esquema de la sección de prueba de (Barraza, 2015).....	66
Figura 34.	Esquema de la geometría y condición de frontera para el problema de las aletas de (Barraza, 2015)	68
Figura 35.	Análisis de calor perdido al ambiente a través de la red de resistencias para el pre y postcalentador de (Fronk, 2014).....	70
Figura 36.	Geometría de la sección de prueba de (Fronk, 2014).....	71
Figura 37.	Esquema de las diferencias de sección de la sección de prueba de (Fronk, 2014).....	76
Figura 38.	Esquema de la estación experimental diseñada	78
Figura 39.	Esquema del sector de evaporación	79
Figura 40.	Esquema del sector de condensación	81
Figura 41.	Bomba de engranaje magnética GA-X21.P9FS.A por Micropump.....	82
Figura 42.	Cromatógrafo de gases Shimadzu GC-2014.....	83
Figura 43.	Flujómetro de Coriolis Micro Motion R050S de Emerson.....	84
Figura 44.	Transmisor de Flujo y Densidad Multivariable de Emerson	84
Figura 45.	Sistema de control de temperatura dinámica LNEYA SUNDI-235V ..	85
Figura 46.	Chiller ICEtemp de EuroChillergroup	86
Figura 47.	Esquema general para precalentador, preenfriador y postcondensador	87
Figura 48.	Sección transversal del precalentador, preenfriador y postcondensador	87

Figura 49.	Esquema de las secciones de prueba de evaporación y de condensación.	89
Figura 50.	Diagrama del cambio de sección antes de entrar en la primera subsección de una de las secciones de prueba.	90
Figura 51.	Subsección de la sección de prueba, tanto para evaporación como condensación.	90
Figura 52.	Esquema de las subsecciones y la distancia entre ellas.	91
Figura 53.	Termocupla TMQSS-062G-6 del proveedor Omega.	92
Figura 54.	Transductor de presión Setra 204.	93
Figura 55.	Red de resistencia térmica para la sección de prueba – evaporación.	96
Figura 56.	Temperaturas importantes en las secciones de prueba de evaporación y condensación.	98
Figura 57.	Red de resistencia térmica para la sección de prueba – condensación.	101
Figura 58.	Esquema de las ubicaciones de los sensores en las secciones de prueba.	102
Figura 59.	Gráfico Temperatura-Composición de la mezcla zeotrópica CO ₂ /R32, composición másica 22,5/77,5 % para la fracción másica de CO ₂ . Presión = 3,38 MPa	107
Figura 60.	Gráfico Temperatura-Composición de la mezcla zeotrópica CO ₂ /R32, composición másica 22,5/77,5 % para la fracción másica de R32. Presión = 3,38 MPa	108
Figura 61.	Gráfico Temperatura-Composición de la mezcla zeotrópica R1234ze(E)/R32, composición másica 55/45 % para la fracción másica de R1234ze(E). Presión=0,843 MPa.	112
Figura 62.	Gráfico Temperatura-Composición de la mezcla zeotrópica R1234ze(E)/R32, composición másica 55/45 % para la fracción de R32. Presión = 0,843 MPa	113
Figura 63.	Diagrama T-s para R1234ze(E)/R32, p = 0,5 – 2,5 MPa.	120
Figura 64.	Diagrama T-s para CO ₂ /R32 (22,5/77,5 %), p = 1-5 MPa.	121

INTRODUCCIÓN

La posible integración de mezclas zeotrópicas como flujo de trabajo en ciclos Rankine orgánicos (ORC) para ser implementados en sistemas de centrales termosolares (CSP) ha sido estudiada y ha mostrado buenos resultados en la literatura más actual como muestra (Yang et al., 2022) para mezclas binarias con CO₂, sin embargo, estos son más bien arbitrarios como las utilizadas en (X. D. Wang & Zhao, 2009) donde las propiedades son obtenidas a través del software REFPROP 7.0. Una selección apropiada de los componentes y fracciones de la mezcla debe tener en cuenta análisis termodinámicos, térmicos y económicos. Para el análisis termodinámico y térmico se puede ver a (Zhao & Bao, 2014) quienes realizan un análisis utilizando diagramas T-s obteniendo valores de calor específico basados en aproximaciones con la entropía. Pero este análisis es limitado al no existir datos o correlaciones confiables, durante evaporación o condensación, para coeficientes de transferencia de calor en dos fases ni para sus caídas de presión, junto a que el modelo de propiedades termodinámicas necesita verificación. Por esto, una estación experimental para medir el coeficiente de transferencia de calor y caída de presión durante evaporación y condensación debe ser diseñada e instalada.

Es en este contexto que se identifica la necesidad de diseñar e implementar una estación experimental dedicada a la medición precisa del coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión durante los procesos de evaporación y condensación. La revisión bibliográfica en el Capítulo 1 revela una carencia significativa en cuanto a estaciones experimentales que faciliten estas mediciones en ambos cambios de fase.

El análisis térmico y termodinámico de autores como (Park et al., 2010) y (Mortada et al., 2012a) utilizan la ley de enfriamiento de Newton en su versión más simple para determinar el coeficiente de transferencia de calor, mientras otros autores como (Fronk, 2014) utilizan el método de la diferencia de temperatura media logarítmica. Para dicho método se presentan algunos problemas pues, en general, se debe tener la temperatura de entrada y de salida de ambos fluidos, el de trabajo y el de intercambio de calor, pero como se ve en (Barraza, 2015) no es posible conseguir las temperaturas sin interrumpir en el flujo. Así, como muestra (P. Wang et al., 2023) la temperatura del fluido de trabajo se debe medir en la pared externa, por lo que no existen temperaturas de entrada y de salida. Para estas temperaturas se deben utilizar aproximaciones a través de la temperatura promedio de pared externa, para luego determinar la de pared interna.

Para los intercambiadores de calor previos a las secciones de prueba en general se utilizan sistemas eléctricos, así se puede ver en (P. Wang et al., 2023) donde antes de

entrar a la sección de condensación el fluido de trabajo es evaporado a través de un sistema de resistencia eléctrica. En el presente trabajo se busca eliminar cualquier forma de intercambio de temperatura que implica resistencias eléctricas, lo anterior se debe a que los ciclos de potencia utilizan fluidos de trabajo que pasan por condensación y evaporación a través del intercambio de calor con otro fluido e.g. gases de combustión por la fuente caliente y agua por la fuente fría.

Finalmente, en este trabajo se prevee que la estación experimental sea utilizada para la medición de numerosas mezclas, ya sean binarias o ternarias, por lo anterior la estación experimental se propone la utilización un un cromatógrafo de gases que permita la identificación de la mezcla zeotrópica que se está utilizando. Autores como (Matkovic et al., 2009) integran dicho equipo a su estación experimental pero no se entran en más detalles respecto a su uso. Por otra parte, (Rojas Ojeda, 2017) y (Barraza, 2015) indican el cromatógrafo de gases utilizado en su estación experimental respectiva.

OBJETIVOS

El objetivo general de este proyecto es diseñar una estación experimental de medición de coeficientes de transferencia de calor y caídas de presión en mezclas zeotrópicas durante la condensación y evaporación.

Para cumplir con el objetivo general se establecen los siguientes objetivos específicos:

- Estudiar y revisar la bibliografía sobre estudios experimentales de medición de coeficiente de transferencia de calor para mezclas zeotrópicas y no zeotrópicas en condensación y evaporación.
- Diseñar la instalación experimental, en particular el dimensionamiento de sección de pruebas, con base en los rangos de operaciones determinados buscando minimizar la incertidumbre de las mediciones
- Dimensionar, seleccionar y cotizar los equipos e instrumentos a utilizar

1. Análisis comparativo de estaciones experimentales

A continuación, se presentan estaciones experimentales para la medición del coeficiente de transferencia de calor. A pesar de que en las estaciones experimentales revisadas no se use el fluido para el cual se busca diseñar esta estación experimental, en términos generales el diseño de una a otra no difiere notablemente como se verá más adelante, haciendo la revisión de todas estas estaciones experimentales necesaria. Se comentan temas fundamentales como; equipos de transferencia de calor utilizados para calentamiento o enfriamiento, métodos de medición, materiales utilizados en la construcción de las secciones de prueba, instrumentos de medición y equipos de transporte. Hecho a la manera de (Rojas Ojeda, 2017), se presentan las principales características de las estaciones estudiadas, en las Tabla 1, Tabla 2 y Tabla 3, las cuales se describen a detalle en los siguientes subcapítulos. En dicha tabla en los casos que existe más de un fluido de trabajo se selecciona sólo uno, a modo de ejemplo.

Es fundamental señalar algunas acotaciones respecto a los datos presentados en las tablas antes mencionadas. En el caso de (A. Hossain et al., 2012), en la Tabla 1, el largo indicado corresponde a toda la línea de prueba, pero la transferencia de calor ocurre de forma efectiva en 3600 mm. También es importante notar que sus datos de flujo de calor son tomados directamente de la lectura de los gráficos presentados y no de un dato directamente entregado, el largo indicado corresponde a toda la línea de prueba, pero la transferencia de calor ocurre de forma efectiva en 3600 mm. También es importante notar que sus datos de flujo de calor son tomados directamente de la lectura de los gráficos presentados y no de un dato directamente entregado. Para (Park et al., 2010), Tabla 1, la presión de entrada a la sección de prueba se considera a través de la temperatura medida como temperatura de saturación a la entrada, es decir, la presión considerada es la presión de saturación. (Mortada et al., 2012a), presente en la Tabla 2, por otra parte, lo considera al revés, es decir, obtiene la temperatura como temperatura de saturación y esta se considera con la presión medida. En ambos casos mencionados antes se utilizaron fuentes externas para determinar estos valores puesto que no están directamente indicados, para el primer caso se utilizó, (Gas Servei, s. f.), mientras que para el segundo se usó REFPROP 10. Siguiendo con las consideraciones en el establecimiento de los datos principales de las estaciones utilizadas, (Fronk, 2014) descrito en la Tabla 2 no considera conveniente el uso del flujo de calor por lo que realiza sus cálculos utilizando el calor neto, indicado entre paréntesis en la celda correspondiente en la Tabla 2. Tanto (Fronk, 2014) como (Barraza, 2015), en la Tabla 2, y (Mattiuzzo et al., 2023), en la Tabla 3, utilizan diámetros diferentes para sus secciones de prueba así como también

utilizan distintos fluidos de trabajo para los dos primeros, cómo ya se indicó antes que es el caso de algunas estaciones experimentales revisadas. Para (Li, 2016), Tabla 2, igual que otros mencionados anteriormente, considera las presiones de operación como determinadas a través de las propiedades termofísicas de los fluidos, en este caso a través de la temperatura de saturación y así la presión es también la de saturación. El *glide* indicado en la Tabla 3 para (P. Wang et al., 2023) corresponde a uno de los casos utilizados, ya que se utilizan varias mezclas y para cada una se reporta el *glide* correspondiente, adicionalmente la presiones no están reportadas por lo que se determinan utilizando REFPROP 10, también (Mattiuzzo et al., 2023) utiliza una mezcla que es casi pura, de hecho a los 27°C es una sustancia azeotrópica, como comenta (Makhnatch et al., 2018). Tanto (Wang et al., 2023) como (Mattiuzzo et al., 2023) no reportan los flujos de calor utilizados, pero si la forma de cálculo, que corresponde a la relación entre las temperaturas de entrada y salida del agua con el flujo másico y el calor específico del agua.

Tabla 1. Datos principales de las estaciones experimentales estudiadas.

Autores	Geometría	Fluido de trabajo (% en masa)	Fluido de intercambio de calor/ Proceso	Presión de saturación kPa	Rango G kg/(m ² s)	Rango temperaturas de saturación °C	T _{glide} °C	q kW/m ²
(Cavallini et al., 2001a)	Horizontal DI = 8 mm L = 1600 mm	R410a (casi azeotrópico)	Agua/Condensación	1770 - 3070	100 - 750	28 a 50	-	-
(Marat, 2009)	Vertical DI = 1 mm L = 50 mm	Etano – Metano (85-16)	-/Condensación	700 - 36200	140 - 690	-230 a -50	41	3,4 – 26,9
(Park et al., 2010)	Vertical DH = 1,45 mm L = 260 mm	R1234ze(E)	Agua/Condensación	750 -1610	50 - 260	30 a 70	-	0,4 - 62
(A. Hossain et al., 2012)	Horizontal DI = 4,35 mm L = 6590 mm	R1234ze(E)-R32 (55/45)	Agua/Evaporación	843	160 – 369	5 a 10	8,9	10 - 26

Tabla 2. Datos principales de las estaciones experimentales estudiadas (cont.)

Autores	Geometría	Fluido de trabajo (% en masa)	Fluido de intercambio de calor	Presión de saturación kPa	Rango G kg/(m ² s)	Rango temperaturas de saturación °C	T _{glide} °C	q kW/m ²
(Mortada et al., 2012a)	Horizontal DH = 1,1 mm L = 360 mm	R-1234yf	-/Evaporación	770	20 - 100	30	-	2 - 15
(Fronk, 2014)	Horizontal DI = 0,98; 1,44 y 2,16 mm L = 197 mm	NH ₃ - H ₂ O (80/20)	Agua/Condensación	1500	50 - 225	30 a 60	35,6	- (36,4; 57,6 y 35,6 W)
(Barraza, 2015)	DI = 0,5, 1,5 y 3,0 mm L = 17,5, 52,5 y 105 mm	Metano - Etano - Propano (45/35/20)	-/Evaporación	200 - 1135	150 - 250	-123 a -27	80	0 - 120
(Li & Hrnjak, 2017) (Li, 2016)	Horizontal DH = 0,65 mm L = 152,4 mm	R134a	Agua/Evaporación	570 - 670	130 - 200	20 a 25	-	2,3 - 4,0

Tabla 3. Datos principales de las estaciones experimentales estudiadas (cont.)

Autores	Geometría	Fluido de trabajo (% en masa)	Fluido de intercambio de calor	Presión de saturación kPa	Rango G kg/(m ² s)	Rango temperaturas de saturación °C	T _{glide} °C	q kW/m ²
(P. Wang et al., 2023)	Horizontal DI = 2 mm L = 240 mm	CO ₂ – R32 (22.5/77.5)	Agua/Condensación	3880	50 - 400	35 a 45	7,5 – 8,7	-
(Mattiuzzo et al., 2023)	Horizontal DI = 0,96 y 3,38 mm L = 230, 480 y 540 mm	R1234yf/R134a (56/44)	Agua/Condensación	-	40 - 600	40	-	-

Para las tres tablas anteriores (Tabla 1, Tabla 2 y Tabla 3) se nota que las presiones en oscilar entre 200 y 36200 kPa, las temperaturas entre -230 y 70 °C, aunque si no consideramos los dos casos criogénicos, (Marat, 2009) y (Barraza, 2015), va desde los 5 a los 70 °C. También es importante notar que en los casos que se utiliza un fluido de enfriamiento o calentamiento este siempre se agua. Todos los diámetros de los canales se mueven en el rango de microcanal y minicanal, según (Kandlikar & Grande, 2003), excepto por el caso de (Mattiuzzo et al., 2023) en su diámetro más grande que correspondería a un canal convencional. Por otra parte, el flujo de calor no siempre es reportado como se puede ver en la Tabla 3 por ejemplo o directamente no se trabaja con el como ya se mencionó antes para (Fronk, 2014). Para los casos reportados el flujo de calor oscila entre 0 y 120 kW/m². Finalmente, los *glides* reportados se encuentran en el rango de 7,5 y 80 °C y flujos másicos que oscilan entre 40 y 700 kg/m²s.

1.1 Esquema y elementos de las estaciones experimentales

A continuación, se comentan diez estaciones experimentales para distintos tipos de procesos, ya sea condensación y/o evaporación, reversibles o no reversibles, pseudo locales o generales, para fluidos zeotrópicos o no zeotrópicos, etc. Buscando así ideas generales que permitan generar un diseño para lo requerido en los objetivos.

1.1.1 Descripción funcional de las estaciones experimentales

Las estaciones experimentales difieren generalmente en la cantidad de equipos térmicos para la transferencia de calor, así como también en forma en la que realizan dicha transferencia. Se presenta el fluido de trabajo en los recorridos propios de los fluidos de trabajo para cada una de las diferentes estaciones experimentales.

La estación experimental propuesta por (Cavallini et al., 2001b) consiste en distintas fases para poder garantizar las condiciones de entrada a la sección de pruebas. La instalación consiste en tres circuitos principales; El circuito del refrigerante, el circuito de agua de enfriamiento y el circuito de agua caliente. Como se puede observar en la parte superior de la Figura 1, existen cuatro equipos principales; caldera, sobrecalentador, precondensador y sección de pruebas (condensador). El refrigerante pasa por cada uno de estos cuatro equipos intercambiando calor. Los primeros dos equipos nombrados están conectados con el circuito de agua caliente, de esta forma entonces se puede producir la evaporación del refrigerante para que este salga como vapor sobrecalentado. Luego, para ajustar la calidad deseada para la sección de pruebas el precondensador permite una

condensación parcial, este control en la calidad se hace a través del calor extraído que se regula a través de la temperatura o caudal del agua de enfriamiento. En la sección de pruebas el refrigerante entra con una calidad y flujo másico conocido y entra en contacto indirecto con agua fría para poder condensarlo hasta la calidad deseada. Es importante notar que ambos circuitos de agua entran a contraflujo con el refrigerante en cada uno de los equipos y que en cada uno de estos el calor extraído puede ser regulado por el caudal y/o temperatura del agua caliente/de enfriamiento.

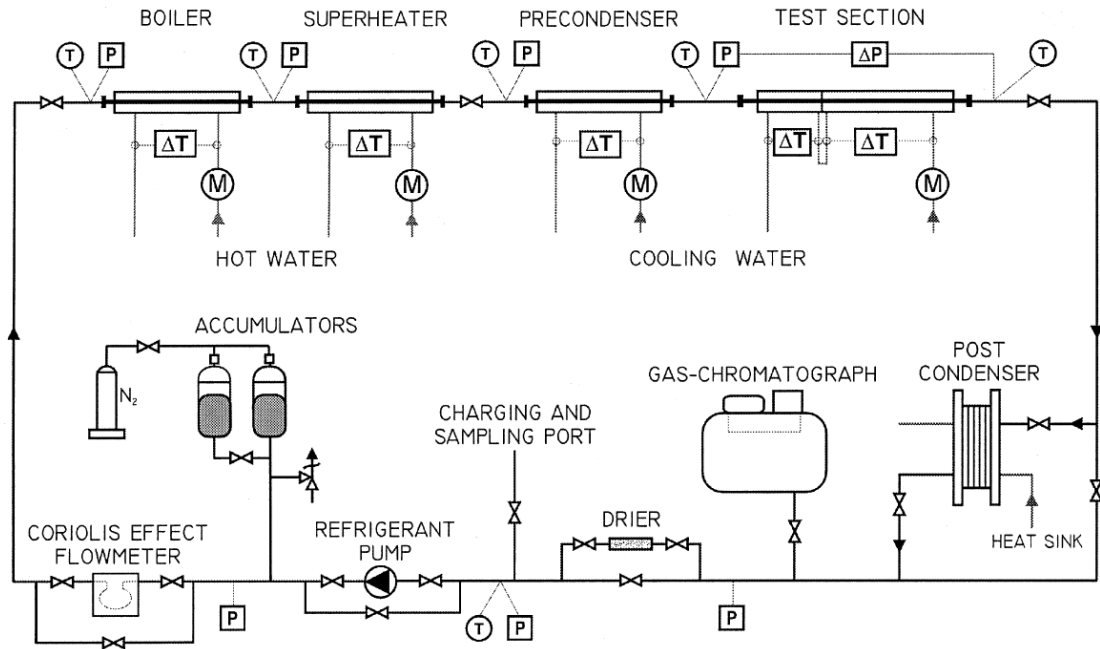


Figura 1. Esquema de la estación experimental de (Cavallini et al., 2001b)

El refrigerante, en dos fases, sale de la sección de pruebas y para poder volver a entrar al ciclo de evaporación y condensación este entra en un postcondensador donde el calor restante se transfiere a un sumidero de calor asegurando así la calidad cero. Este postcondensador tiene una válvula que permite cortar el paso del refrigerante hacia el de esta forma dejando la posibilidad de que la mezcla de dos fases pase hacia el cromatógrafo montado o el puerto de carga y muestreo, aunque también se pueden hacer muestreo del refrigerante aun habiendo pasado por el postcondensador considerando que este no puede ingresar a un análisis de gases. En situación normal después de pasar por el postcondensador el refrigerante entra en un secador para eliminar residuos de agua que hayan podido entrar durante algunos de los procesos de transferencia de calor para luego ser bombeado por una bomba volumétrica de vuelta a la caldera y todo el proceso antes descrito.

Continuando con las estaciones experimentales (Park et al., 2010) a diferencia de la Figura 1, presenta una estructura de 3 equipos térmicos, y no cuatro, como secuencia para realizar las mediciones en la sección de pruebas y luego un postcondensador para garantizar que el fluido entre en una fase a la bomba, igual que (Cavallini et al., 2001b). Los tres equipos térmicos son un precalentador, un evaporador y un condensador. Los dos primero tienen una función análoga a la caldera y sobrecalentador con la diferencia que este funciona a través de elementos eléctricos de calentamiento. El precalentador busca elevar la temperatura del fluido, pero sin ebullición pues esta tarea es completada por el evaporador que genera refrigerante a la calidad deseada. Una válvula de tornillo instalada antes del evaporador genera una caída de presión suficiente para bloquear el reflujos e inestabilidad en el mismo también. Para evitar una mala distribución del flujo a la entrada de la sección de pruebas de condensación esta sección y el evaporador son una sola pieza de tuberías multi-port.

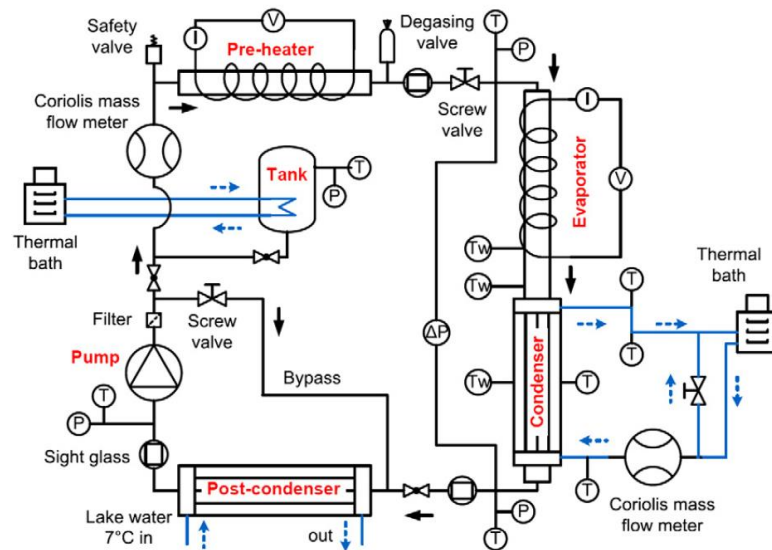


Figura 2. Esquema de la estación experimental de (Park et al., 2010)

Para la condensación en la sección de pruebas se utiliza un sistema similar al de la Figura 1, es decir, un contra flujo de agua para enfriamiento que se obtiene de un baño térmico externo como se ve en la Figura 2. Como ya se comentó antes, luego nos encontramos con el postcondensador que permite llevar al flujo de trabajo a las condiciones previstas.

Existe también una estación experimental que reduce la cantidad de equipos térmicos a dos entre la bomba y la salida del fluido de trabajo (considerando la sección de pruebas) pero posee dos equipos posteriores a esta, a diferencia de los anteriores que poseen sólo 1, esto se puede ver la estación experimental presentada por (Fronk, 2014) que está compuesta prácticamente por los mismos equipos que las comentadas con anterioridad, siendo estos; el precalentador, la sección de pruebas, el postcalentador y el postcondensador pero en un orden alterado. Este orden tiene como particularidad que siendo la sección de pruebas una zona de condensado la configuración cuenta con un postcalentador y luego un postcondensador, esto se debe a que en el postcalentador se determinan las propiedades termodinámicas para la temperatura y presión medidas. Por otra parte, la condensación ocurre en la sección de pruebas a través del intercambio de calor con el otro de los dos circuitos por los que está compuesta la estación experimental, un circuito de agua. Los equipos de este último circuito, como se puede ver en la Figura 3, son un calentador y un enfriador para el agua.

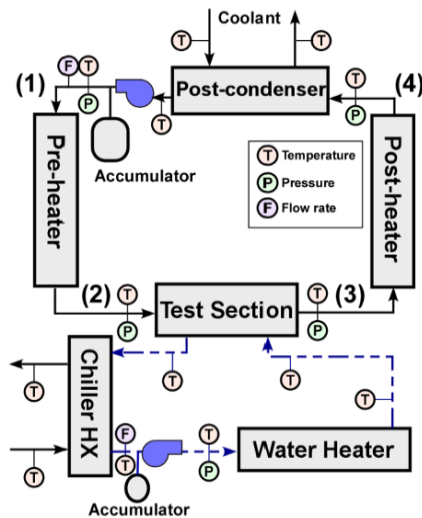


Figura 3. Esquema de la estación experimental de (Fronk, 2014)

En el precalentador del circuito del fluido de trabajo entra el fluido subenfriado, amoniaco o mezcla zeotrópica amoniaco/agua, y se encuentra con un intercambiador de calor el cual lo lleva a la condición deseada para que haga su ingreso en la sección de pruebas. Una vez sale del precalentador el fluido se dirige hacia la sección de pruebas donde antes y después de salir se mide su presión y temperatura, en esta se produce un intercambio de calor para condensar parcialmente el fluido de trabajo. La sección de pruebas consiste en un intercambiador de calor contraflujo anular donde el fluido de trabajo pasa por el tubo de diámetro menor y el agua por el de diámetro mayor. Luego de esto el fluido parcialmente condensado pasa al postcalentador, el

cual es idéntico en construcción al precalentador, produciendo así un flujo calentado cuyas propiedades termodinámicas son determinadas a través de la temperatura y presión calculada a la salida. Finalmente, el flujo del fluido de trabajo fluye hacia el postcondensador donde es condensado en su totalidad para realizar nuevamente el circuito con la ayuda de una bomba de engranajes. El flujo de fluido del circuito de agua esta descrito con mayor profundidad que los anteriores y funciona con una bomba de engranajes de desplazamiento positivo y luego de ella en el circuito encontramos el calentador de agua. El calentador de agua funciona bajo las mismas especificaciones que el pre y postcalentador, al salir de este equipo el flujo de fluido se dirige a la sección de pruebas, que posee la configuración ya descrita, y posteriormente entra a un enfriador que funciona con un intercambiador de calor de tubo y carcasa con un flujo de glicol. Las mediciones de temperatura, presión, tasa de flujo y calor por electricidad son medidas en muchos lugares. La medición de la temperatura en la sección de pruebas se realiza a través de cuatro RTD de platino.

La siguiente estación experimental aumenta en complejidad respecto a las anteriores, como se puede ver en la Figura 4, esta tiene numerosas fases, como se explica a continuación. En esta estación experimental podemos notar que es de una complejidad muchísimo mayor que las anteriores puesto que el circuito incluye pasadas por varias secciones de prueba para poder medir el coeficiente de transferencia de calor a tasas de cambio de temperatura muy pequeñas, sumado a que entre cada sección de pruebas el fluido de trabajo es acondicionado para la siguiente sección de pruebas por (Li & Hrnjak, 2017). Abundando en los detalles, la estación experimental posee tres ciclos; el ciclo del refrigerante (refrigerant cycle), el ciclo de enfriamiento por agua (coolant cycle) y el ciclo de enfriamiento por agua-etilenglicol (chiller cycle). Los dos últimos son revisados en sección posteriores en este mismo trabajo. El ciclo del refrigerante, de color verde en Figura 4, el fluido de trabajo es impulsado por una bomba de engranaje doble, luego el fluido de trabajo pasa por un precalentador de 2 kW el cual cumple la función de acondicionarlo para su entrada a las secciones de pruebas.

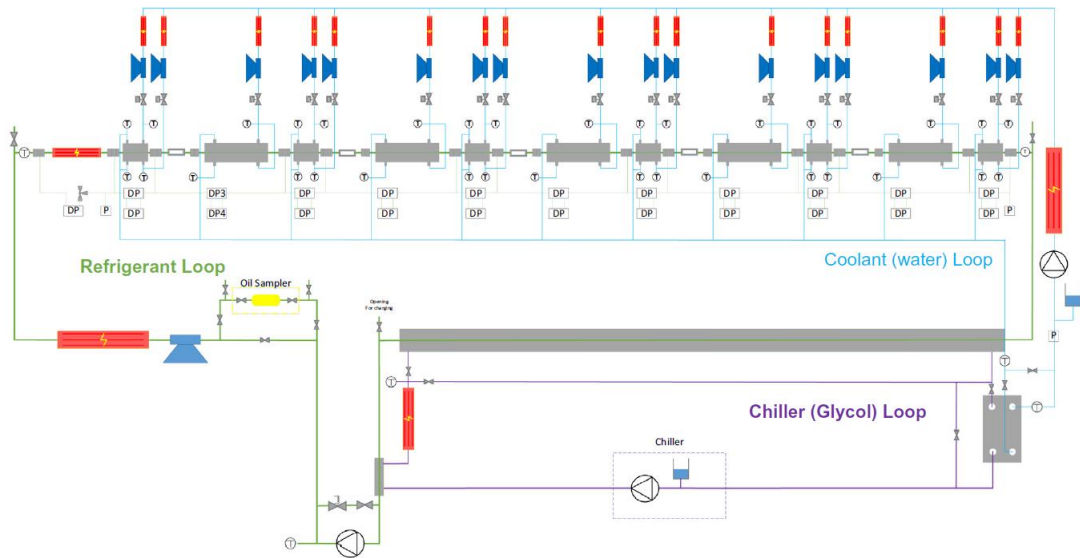


Figura 4. Esquema de la estación experimental de (Li & Hrnjak, 2017)

Todo el segmento donde se encuentran las secciones de prueba se llama línea de prueba, apreciable en la Figura 5, esta consta de un evaporador en primer lugar y seis secciones de pruebas intercaladas con cinco secciones de acondicionamiento, todo esto permite regular las condiciones de entrada a cada una de las secciones de prueba, todos los intercambios de calor en esta línea ocurren con el ciclo de enfriamiento por agua.

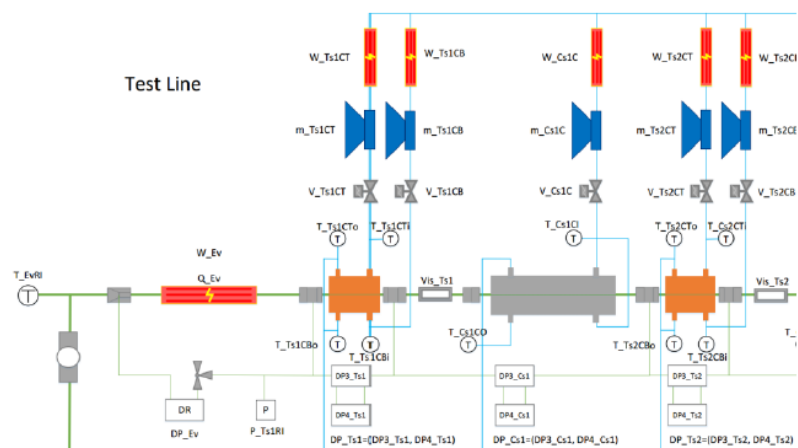


Figura 5. Esquema de la línea de prueba de (Li, 2016)

Luego de pasar por la línea de pruebas el fluido entra a un intercambiador de calor conectado al ciclo de enfriamiento por agua-etilenglicol para condensarlo y que pueda nuevamente ser impulsado en el ciclo por la bomba.

Otras estaciones experimentales usan sistemas aún más simples, es decir, con menor cantidad de intercambiadores de calor. Es el caso de (M. A. Hossain et al., 2012), el cual se caracteriza por el uso de un compresor en lugar de una bomba, lo cual muestra una diferencia en el comportamiento a temperatura ambiente del gas seleccionado. Como se puede ver en la Figura 6, el compresor impulsa al gas hacia el condensador, pasando por un separador primero. En el condensador se mide la temperatura del refrigerante y su presión antes de entrar, en este la transferencia de calor se hace por medio de un baño frío en un intercambiador de calor anular, donde el agua del baño frío pasa por fuera. El flujo de agua es medido con un flujómetro para poder regular la cantidad de agua y así la transferencia de calor. Posteriormente, tenemos un subenfriador en el cual no se mide como en el condensador antes nombrado, su funcionamiento de transferencia de calor es igual al del condensador.

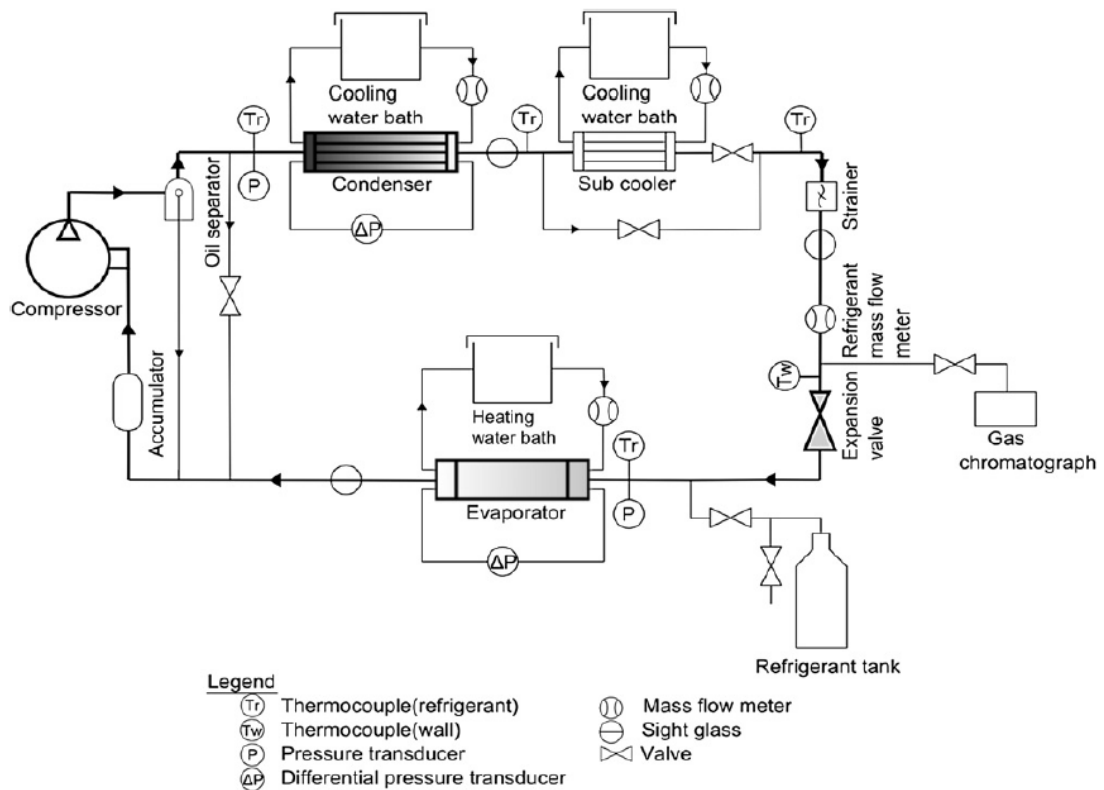


Figura 6. Esquema de la estación experimental de (M. A. Hossain et al., 2012)

El fluido pasa por el flujómetro del refrigerante que ayuda a regular el flujo de este mismo para luego, pasar una sección que permite extraer una muestra del refrigerante líquido para poder medirlo en un cromatógrafo de gases. Este está conectado a través de un tubo capilar lo que permite que pasea gaseoso al llegar al cromatógrafo de gases. Finalmente, el fluido pasa una termocupla que mide su temperatura de pared y por el evaporador, que tiene el mismo funcionamiento del condensador, tanto en configuración como en mediciones realizadas, para luego volver al compresor completamente.

(Mortada et al., 2012b) presenta una disposición de la estación experimental caracterizada, al igual que la anterior, por su simplicidad. En este caso el flujo es movido por una bomba de engranaje y dicho fluido pasa directamente por un flujómetro de Coriolis, es importante notar que la bomba esta by-passeada para facilitar el mantenimiento. Después de pasar por el flujómetro el flujo pasa por un precalentador que funciona con un sistema eléctrico de corriente directa, temperatura y presión son medidos antes de entrar en este, el precalentador funciona con dos placas de cobre con un tubo de cobre con forma de serpentín. Luego, el flujo va a la sección de prueba donde se mide su presión y temperatura en la entrada y sólo la temperatura a la salida, también es medida la diferencia de presión en esta sección como se observa en la Figura 7.

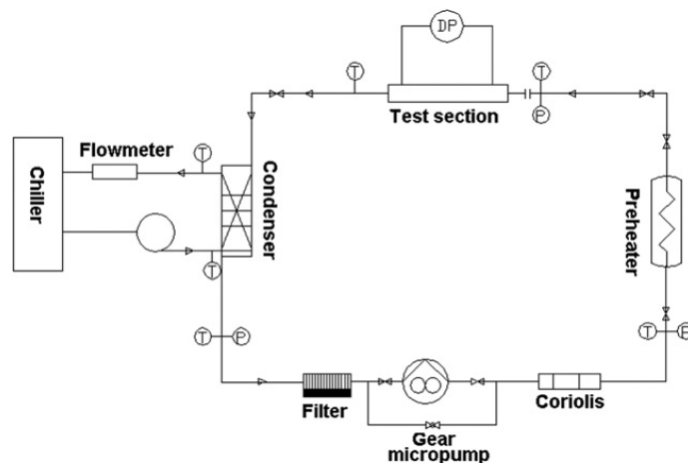


Figura 7. Esquema de la estación experimental de (Mortada et al., 2012b)

Finalmente, el flujo deja la sección de pruebas en dos fases o supercalentado. Así, entra a un condensador de contracorriente que posee un *chiller* en el cual también vemos presente un flujómetro y una bomba para su correcto funcionamiento. Las temperaturas son medidas en el tubo del *chiller*, a la entrada y salida del condensador

y además se miden las temperaturas después del condensador en el circuito principal. Finalmente, pasa por un filtro para reingresar condensado y limpio a la bomba.

En el panorama actual, tenemos a (P. Wang et al., 2023) y (Mattiuzzo et al., 2023). Para el primero vemos que posee dos precalentadores, un condensador, un estanque de agua en el circuito principal y otro para para el agua de enfriamiento en la sección de prueba como se puede ver en la Figura 8. El fluido de trabajo es movido por una bomba de engranaje igual que muchos de los vistos con anterioridad, siendo esto muy útil para evitar que ingrese aceite lubricante al circuito de la estación experimental.

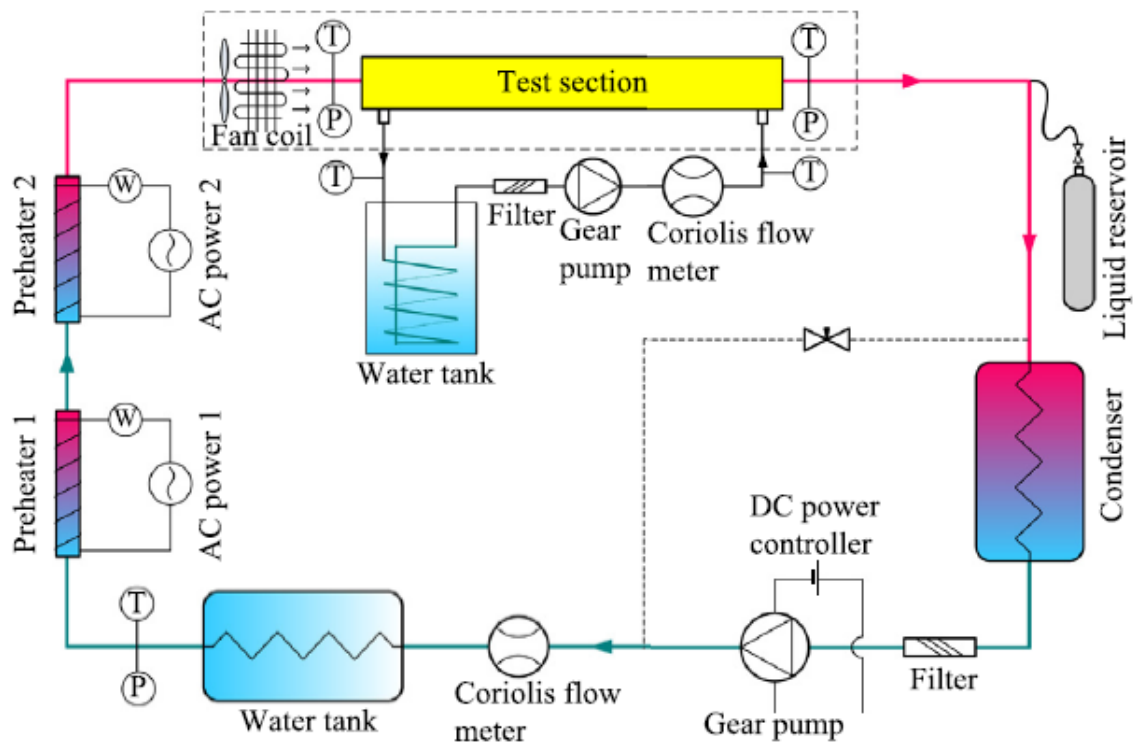


Figura 8. Esquema de la estación experimental de (P. Wang et al., 2023)

Este flujo pasa por un flujómetro de Coriolis que permite controlar el flujo con el que se está trabajando, para luego entrar en un estanque de agua de temperatura constante que permite calentar y después pasa por los dos calentadores que permiten controlar la temperatura de entrada en la sección de prueba. Cuando entra en la sección de prueba intercambia calor con el fluido de intercambio de calor. Finalmente, el fluido sale de la sección de prueba para entrar a un condensador, siendo enfriado por un líquido subenfriado y a la salida pasa por un filtro para reintegrarse a través de la bomba de engranaje.

Para la segunda estación experimental, presente en la Figura 9 la configuración de los equipos es similar a las anteriores. En orden de aparición en el circuito posee una bomba de engranaje magnética, un depósito presurizado, un flujómetro de Coriolis, una válvula de regulación, un filtro mecánico, válvulas de bola, tanto a la entrada del evaporador, como bypass de este mismo. El evaporador está conectado a un circuito de agua que permite regular las condiciones de entrada a la sección de prueba.

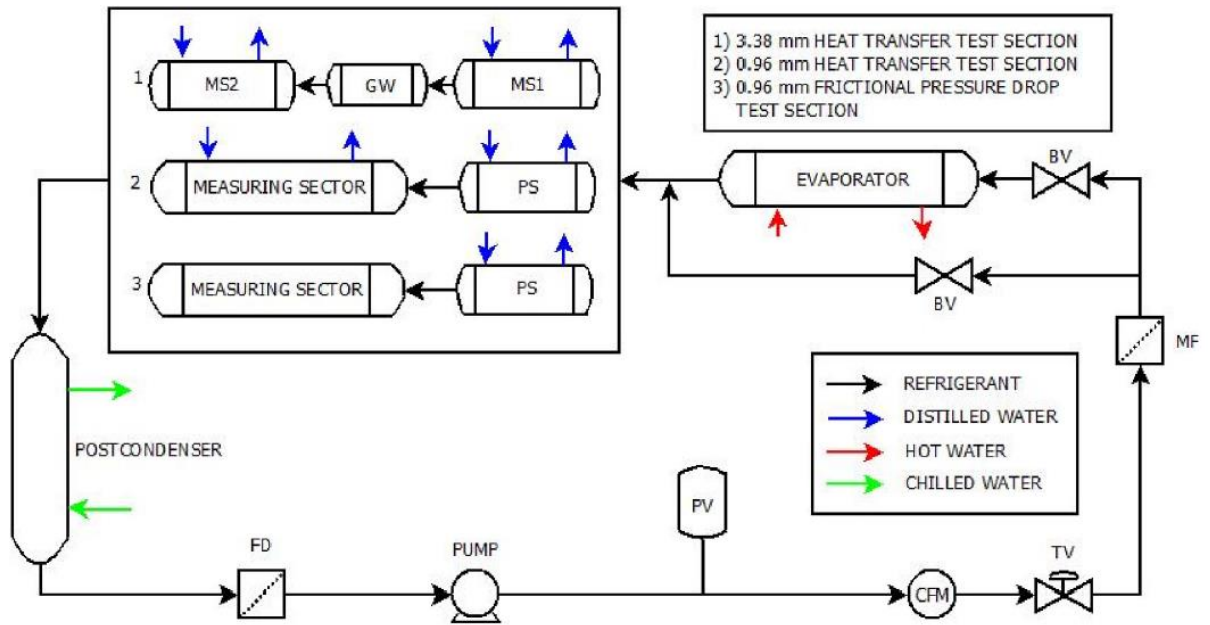


Figura 9. Esquema de la estación experimental de (Mattiuzzo et al., 2023)

La sección de prueba tiene la particularidad de funcionar con tres líneas en paralelo, una línea tiene un diámetro de 3,38 mm y las otras dos con 0,96 mm. También es importante considerar que una de las de 0,96 mm no mide el coeficiente de transferencia de calor si no que está dedicado a medir la caída de presión. Toda la sección de prueba opera con dos circuitos de agua. Finalmente, el fluido de trabajo pasa por un condensador que también funciona con un circuito de agua para luego pasar por un filtro y secado, yéndose nuevamente a la bomba de engranaje magnética para volverá circular.

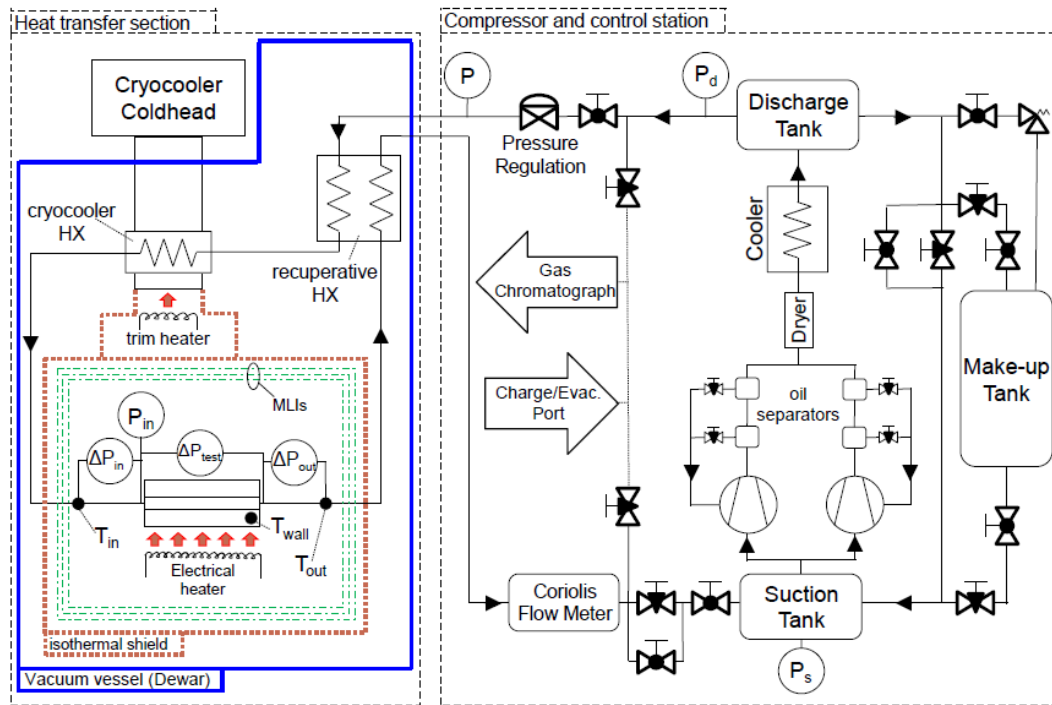


Figura 10. Esquema de la estación experimental de (Barraza, 2015)

Las siguientes dos estaciones experimentales, Barraza (2015) y Marat (2009). Corresponden a estaciones experimentales que miden el coeficiente de transferencia de calor a una temperatura muchísimo más baja que los anteriores, por esto ambas estaciones utilizan una cámara de vacío.

En primer lugar, en la Figura 10 la secuencia que sigue el fluido de trabajo es la siguiente; en primer lugar, los compresores toman la mezcla gaseosa, pasando por separadores de aceite, un secador y luego por un enfriador, que lo lleva a temperatura ambiente. Con ayuda del *make-up tank* y el arreglo de válvulas es posible mantener la presión constante para cada condición del sistema. Luego, el fluido de trabajo entra en la zona de transferencia de calor (*Heat Transfer Section*), En esta sección el fluido entra a un recuperador (*Recuperative HX*) para luego alcanzar la temperatura deseada en el *cryocooler HX*. Así, el fluido está preparado para hacer ingreso en la sección de pruebas y para luego salir, pasando por el recuperador y finalmente reintegrándose al ciclo.

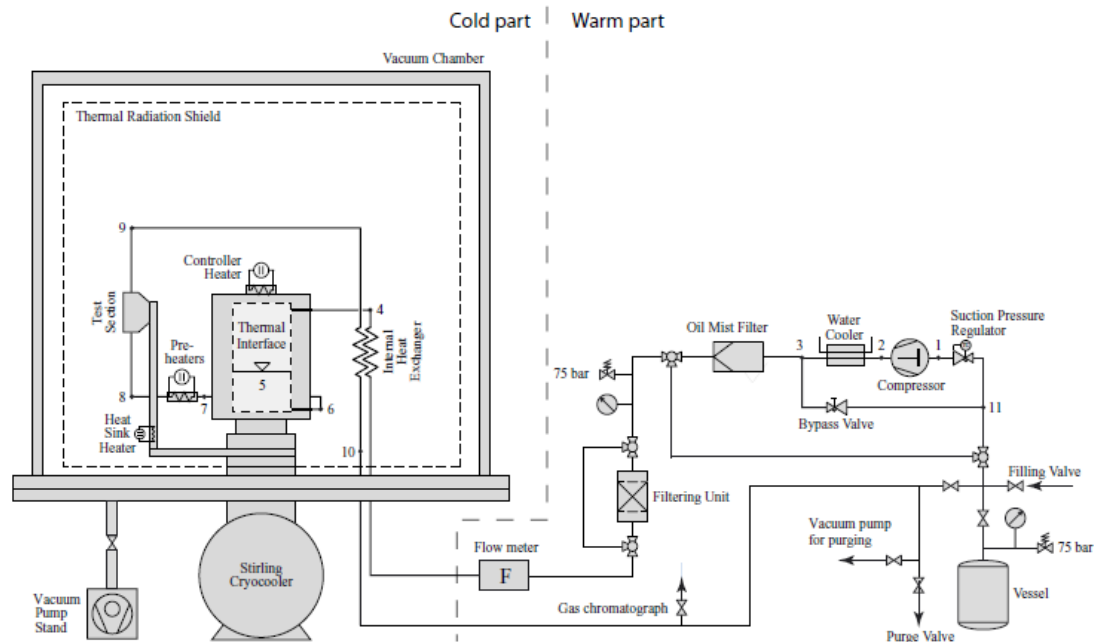


Figure 3.1: Schematic overview of the test setup. Illustration by Steffen Grohmann.

Figura 11. Esquema de la estación experimental de (Marat, 2009)

Para el segundo caso se puede ver el esquema presente en la Figura 11. El circuito del sistema está dado por la circulación del fluido de trabajo impulsado por el compresor en 1 – 2 para luego pasar por un enfriador por agua. Luego, el fluido pasa por un separador de aceite y un filtro de partículas y aceite. Antes de entrar a la zona fría pasa por un flujómetro. Dentro de la cámara de vacío el gas es enfriado a través del intercambiador de calor interno para ser enfriada definitivamente en la interfaz térmica. El fluido luego entra en un precalentador entre los puntos 7 y 8 que permite controlar la calidad, puesto que esta estación experimental está pensada para la medición durante dos fases. Después, el fluido entra en la sección de pruebas donde la entalpía removida puede ser controlada a través de el calentador del sumidero de calor. Después de esto el flujo pasa por el intercambiador de calor interno, pues este es un recuperador, para poder enfriar el fluido que viene recién ingresando a la cámara de vacío. Finalmente, al salir de la cámara de vacío el fluido se encuentra con un regulador de presión por succión que permite controlar la tasa de flujo

1.1.2 Secciones de prueba, métodos de medición y cálculo

Considerando el orden de presentación del título anterior (Cavallini et al., 2001b) utiliza 8 termocuplas que van incrustadas en la pared interna del tubo interno del sistema anular (a comentar más a fondo en el título de las secciones de prueba), es decir, el tubo por donde pasa el refrigerante. También se realiza una medición de la temperatura antes y después de salir de la sección de pruebas, estas mediciones se realizan directamente en el flujo y en la pared del tubo del refrigerante. Todos los equipos térmicos miden la temperatura para poder controlar las condiciones de entrada al siguiente equipo, como se puede ver en la parte superior de la Figura 1. Por otra parte, la presión es medida con un transductor de presión de galgas extensiométricas (strain gauge pressure transducer), tanto para absolutas como para diferenciales, los cuales están conectadas a llaves manométricas. También se miden en el diámetro interno.

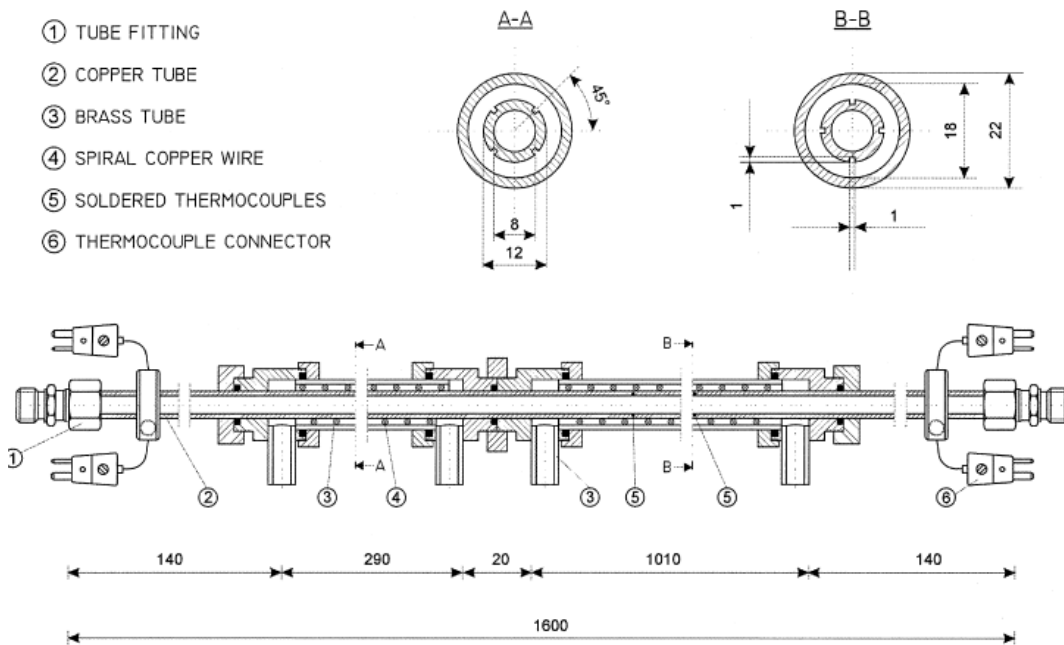


Figura 12. Esquema de la estación experimental de (Cavallini et al., 2001a)

La sección de pruebas es un intercambiador de calor de tubo anular, donde el refrigerante pasa por el centro y por afuera pasa el agua. Este sistema se utiliza en todos los intercambiadores de calor de la estación experimental. Se puede ver que la sección de prueba, en la Figura 12, funciona el sistema de tubo anular antes nombrado, y en el punto 5 y 6 las termocuplas antes nombradas, en la sección misma las primeras y a la entrada y salida las últimas.

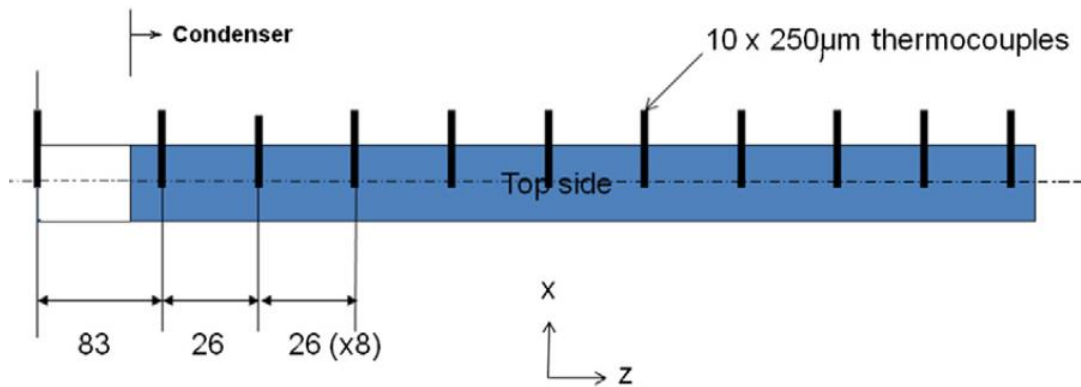


Figura 13. Esquema del tubo anular del condensador de (Park et al., 2010)

Siguiendo con las termocuplas, en este caso 10, (Park et al., 2010) las ubica en el diámetro externo del tubo del refrigerante como muestra la Figura 13. La presión se mide en distintas partes; antes del evaporador y después del condensador, siendo estas absolutas; y justamente entre los dos puntos que se mide la presión absoluta se mide, entre estos, la diferencia de presión. (Li & Hrnjak, 2017) también usa termocuplas, doce en su caso, estas rodean al canal en cada una de las secciones de prueba y no entran en contacto directo con el microcanal, cómo se muestra en la Figura 14. La temperatura de pared de la que se hace uso corresponde al cálculo a través de la conducción entre la pared real del microcanal y el punto de medición.

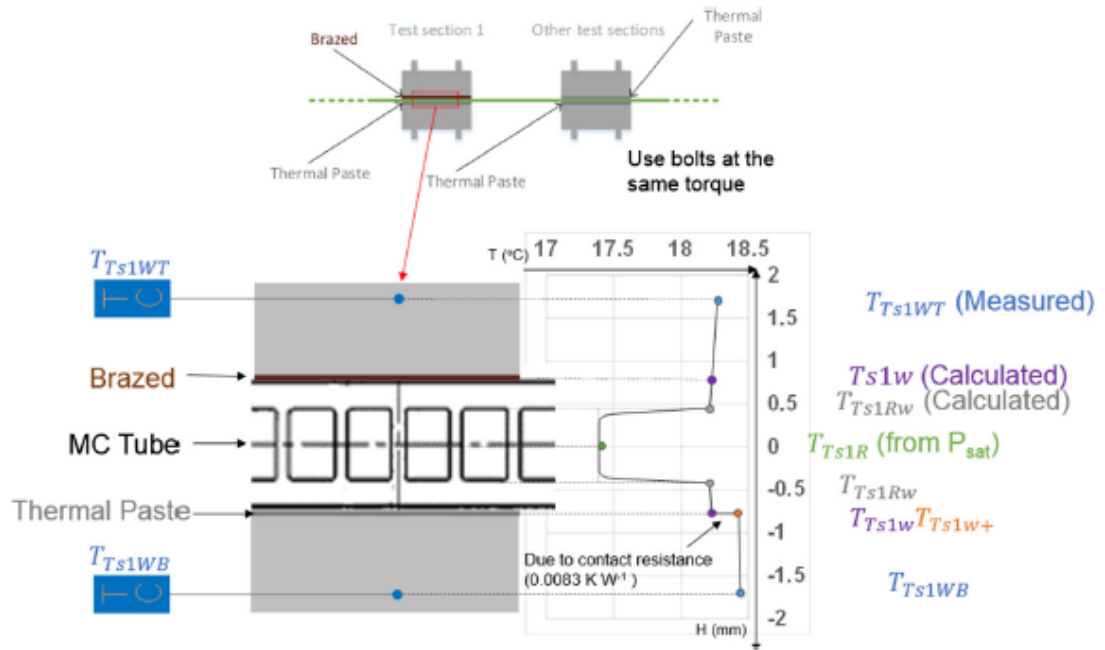


Figura 14. Esquema de la sección de pruebas y sus temperaturas de interés en (Li & Hrnjak, 2017)

Para el caso de la presión se usan dos transductores de diferencia de presión para determinar la caída de presión en cada una de las secciones de prueba y se mide la presión absoluta en la entrada y la salida de toda la línea para tener la caída de presión total. Los dos transductores que se usan tienen rangos distintos de trabajo y actúan en función de la demanda.

Siguiendo con estructuras divididas en subsecciones, la sección de prueba de (A. Hossain et al., 2012) está dividida en doce y montada horizontalmente en forma de U, como muestra la Figura 16, mide un total de 6,59 m de los cuales 3,6 m son en los que efectivamente ocurre transferencia de calor. La temperatura se mide a la entrada y salida de cada subsección y también en el punto central de cada una, se mide con cuatro termocuplas tipo T ubicadas en la pared externa, en la sección transversal estas quedan ubicadas arriba, abajo, a la izquierda y a la derecha.

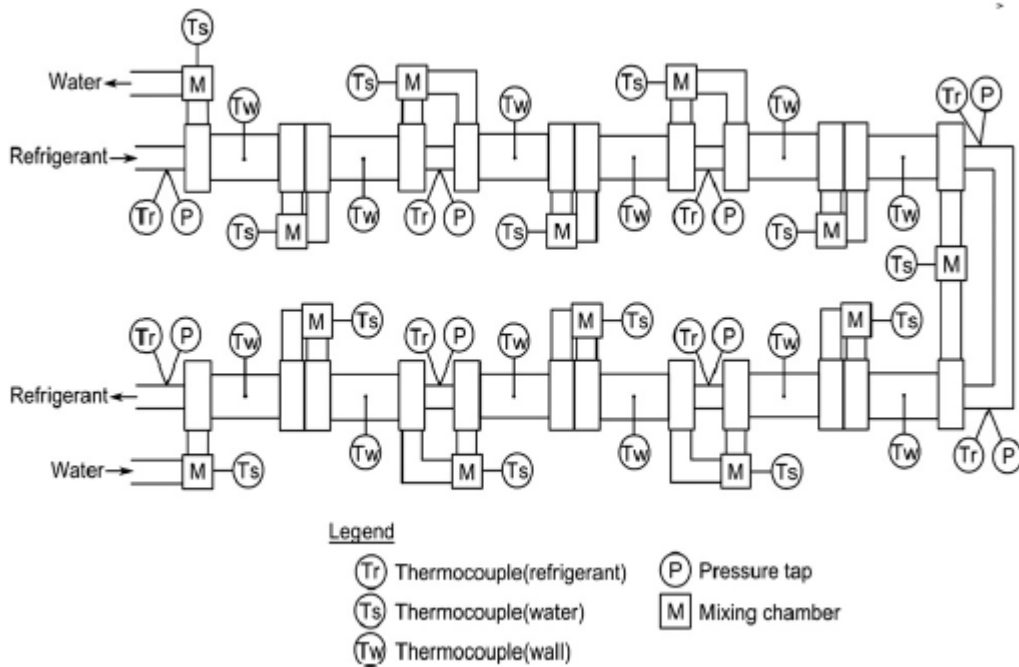


Figura 15. Esquema de la sección de pruebas de (A. Hossain et al., 2012)

El tubo tiene un orificio pequeño que permite soldar la termocupla y se asegura que la superficie del tubo se mantenga lisa, para el caso del refrigerante la temperatura se mide con una termocupla tipo K en el centro del tubo cada 1,05 m. Por otra parte, la presión es medida con un transductor diferencial de presión, y al igual que la temperatura del refrigerante, esta es medida cada 1,05 m, lo cual se puede apreciar en la Figura 15. Con toda esta bajada de datos en (A. Hossain et al., 2012) ya determina el coeficiente de transferencia de calor y la calidad, esto se hace utilizando el calor el calor que pasa del agua al refrigerante (Q_s), propiedades obtenidas de REFPROP 9.0. Por otra parte, se utilizan los datos de calor específico y se define un calor que llega al refrigerante (Q_R) para obtener una eficiencia del calor transmitido, entre otro datos.



Figura 16. Fotografía de la sección de prueba de (A. Hossain et al., 2012)

El caso de (Mortada et al., 2012a) utiliza un perfil, usando Modelica language, de temperatura para realizar los cálculos y hacer determinaciones locales para el flujo de calor en un bloque, como muestra Figura 17. La sección de pruebas consiste en 6 tubos paralelos en los cuales se usan 24 termocuplas separadas para cada uno de estos 6 minicanales, es decir, 4 para cada uno. Las termocuplas son tipo T y miden la temperatura de pared. Otras termocuplas que se ubican directo en el flujo miden la temperatura a la entrada de la sección de prueba, estas también están a la entrada de la bomba y el precalentador.

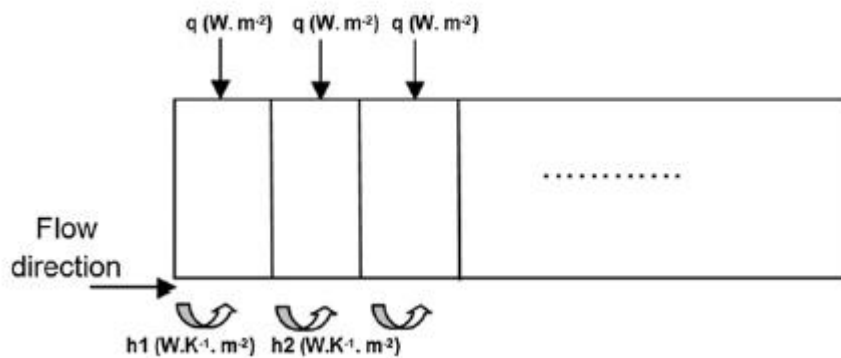


Figura 17. Diagrama de la simulación del bloque simulado por (Mortada et al., 2012a)

Por otra parte, la presión es medida a la entrada de la sección de pruebas, con un transductor de presión piezorresistivo (0 a 2 MPa) y con un transductor de presión diferencial piezorresistivo para todo el refrigerante evaporándose (0- 20 kPa). Así, en

general el coeficiente de transferencia de calor se determina calculando las entalpías. Para calcular las entalpías se utiliza el calor aplicado por el precalentador, el cuál utiliza el flujo másico y la entalpía a la entrada (determinada por propiedades de REFPROP 8.0). Una vez determinada la entalpía a la entrada de la sección de pruebas se puede calcular la entalpía a la salida. Con dichas entalpías y las presiones se determinan las temperaturas y sumado al flujo de calor antes mencionado se puede calcular el coeficiente de transferencia local.

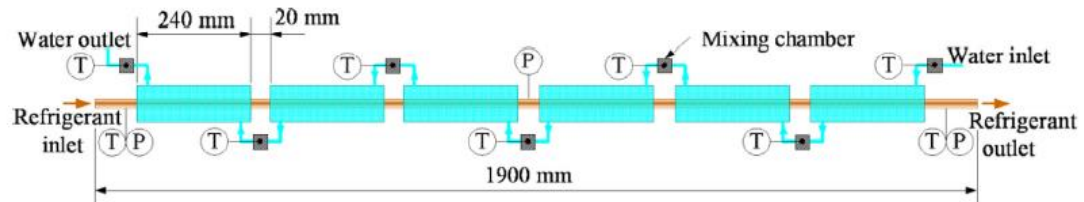


Figura 18. Esquema de la sección de pruebas de (P. Wang et al., 2023)

En esquemas más actuales como (P. Wang et al., 2023) la sección de prueba consiste en seis subsecciones idénticas y el intercambio de calor ocurre como se ve en Figura 18, con agua por fuera en una sección anular. Se mide la temperatura del agua a la entrada y salida de cada una de esas subsecciones, se mide la temperatura y presión del refrigerante a la entrada y salida de la sección de prueba completa usando termocuplas tipo T. Cada una de las subsecciones fue dividida a la vez en tres secciones de medición como muestra Figura 19, aquí se usaron 6 termocuplas las cuales fueron ubicadas axialmente y separadas por 80 mm. Cada termocupla se soldó en su posición.

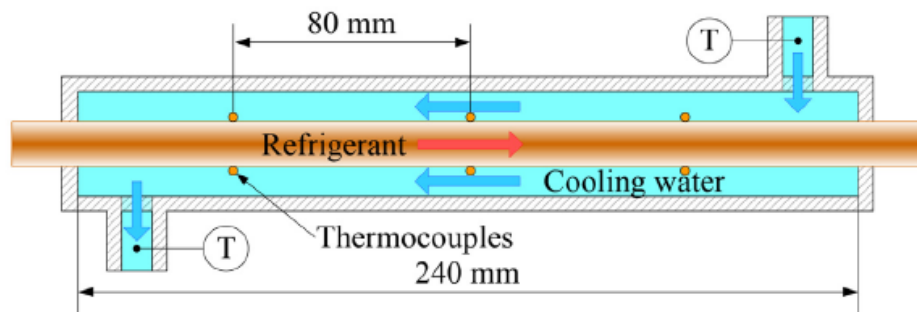


Figura 19. Disposición de las termocuplas para una subsección de (P. Wang et al., 2023)

Además, como se ve en Figura 18, entre las subsecciones 3 y 4 se mide la presión para obtener una presión intermedia. En la Figura 20, se ve la sección transversal del tubo utilizado. Con estos datos que se obtienen se determina el flujo de calor,

obtenido por el calor transferido por el agua el cual se calcula como relación del flujo másico y diferencia de temperaturas del agua, dividido por el área. Para el coeficiente de transferencia de calor se utiliza la temperatura de saturación, de pared y dicho calor. Cuando se tiene una mezcla zeotrópica la temperatura de saturación se determina con la presión y la calidad promedio entre calidad de entrada y salida de la sección de prueba. Las calidades se determinan con el calor del agua y las entalpías de saturación.

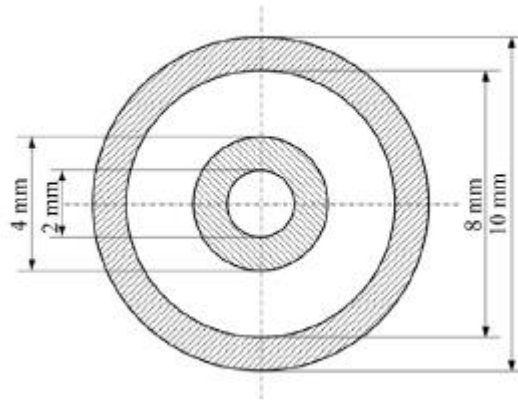


Figura 20. Sección transversal del tubo de estación experimental de (P. Wang et al., 2023)

Ya en la Figura 9, se puede ver un poco a detalle cómo funciona la sección de prueba y dependiendo de cada minicanal las mediciones varían. Para el de 3,38 mm se usa un intercambiador de calor del tipo anular a contracorriente, posee dos subsectores, el primero de 540 mm dividido a su vez en tres partes y el segundo de 480 mm dividido en dos partes. Entre medio de ellos se puede ver el flujo a través de un cristal y además se toman fotografías para poder observar el comportamiento del perfil de velocidades de la mezcla. Se usan en cada subsector 6 termocuplas tipo T para medir la temperatura de la pared de cobre, esta es la interna, por donde pasa el refrigerante, en la Figura 21 se ve como se ubican las termocuplas en el tubo de cobre, y se usan dos termocuplas con una termopila por el lado del agua del mismo tubo para así poder comparar las diferencias de temperatura a lo largo de los subsectores del canal y su perfil a través de él. Aunque este perfil de temperatura no es tan grande, aun así, se toma en consideración. Para primera subsección de 0,96 mm tenemos nuevamente dos sectores, un sector de preacondicionamiento (PS) y el otro sector de medición (MS), ambas hechas de cobre con el refrigerante fluyendo por dentro y el agua por fuera en una configuración anular. La primera subsección llevar el refrigerante de sobrecalentado a vapor saturado. En la subsección de medición de temperatura de

pared del minicanal se mide con 13 termocuplas y la temperatura del agua es medida por 15 termocuplas a lo largo de la sección.



Figura 21. Imagen agrandada de la sección transversal donde se mide la temperatura de pared presente en (Matkovic et al., 2009)

Para el caso de la medición de presión en el tubo de 338 mm, se mide la relativa a la entrada mientras que con dos transductores diferenciales de presión de distinta escala (1kPa y 100kPa) se mide la diferencia de presión a lo largo de la estación experimental. Para el caso del tubo de 0,96 mm se debe recordar que son dos, uno en el que se miden temperaturas y presión, el comentado anteriormente, y el segundo que es donde se mide sólo la presión. En el primero la presión es medida a la entrada de MS y PS, estas subsecciones se pueden ver en Figura 9, con transductores de presión relativa y la pérdida de presión es medida a lo largo de MS con dos transductores diferenciales con dos escalas diferentes (1kPa y 100kPa). Para el segundo minicanal de 0,96 mm la presión es medida a la entrada de MS y PS igual que en el minicanal anterior, mientras que a lo largo de MS se mide la pérdida con transductores de presión iguales a los del anterior. Se debe puntualizar que tal como se ve en Figura 9, esta última MS no tiene transferencia de calor. Para el coeficiente de transferencia de calor se utiliza el flujo másico del agua, el calor específico del agua, la diferencia de temperatura del agua a lo largo de los subsectores dividido en un término que considera el área y las temperaturas de pared y saturación del agua; todo esto para el primer canal. Luego para el primer minicanal es idéntico, pero sin el término del área puesto que en este caso es diferencial y se usa la derivada a lo largo de minicanal de la diferencia de temperatura del agua, aprovechando que se instalaron

numerosas termocuplas. Finalmente, la calidad se determina utilizando las entalpías y propiedades determinadas con REFPROP.

Con una estructura similar a (Li & Hrnjak, 2017), (Marat, 2009) mide la temperatura en un punto b, con un sensor de temperatura, a cierta distancia de la pared por lo que se debe, a través de una red eléctrica térmica determinar dicha temperatura para poder obtener un dato útil. En la Figura 22. Se presentan los lugares correspondientes a T_b y T_w , donde podemos notar la distancia entre cada uno y como la red eléctrica térmica corresponde fundamentalmente a conducción.

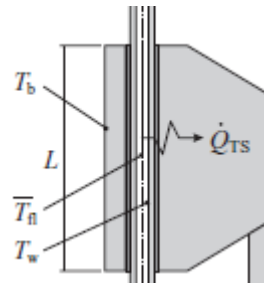


Figura 22. Esquema ampliado de la sección de pruebas de (Marat, 2009)

También, en la Figura 23, se pueden ver las relaciones entre los calores aplicados en la sección de prueba, los cuales se utilizan para determinar el coeficiente de transferencia de calor. Las temperaturas son medidas a través de bloques que rodean el tubo del flujo de trabajo.

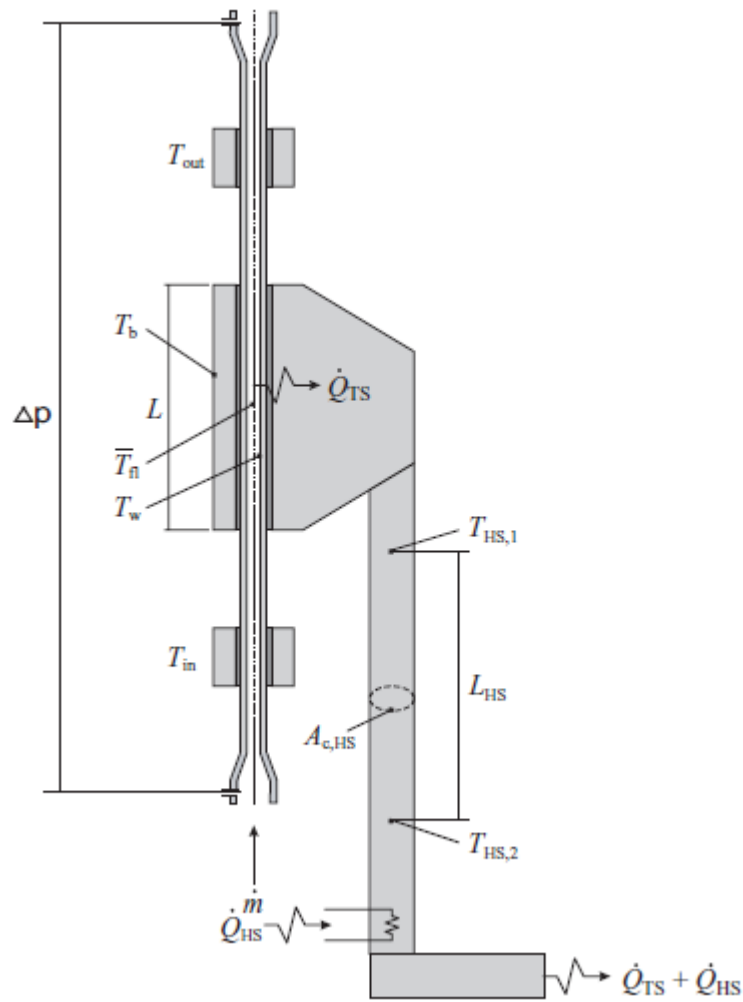


Figura 23. Esquema de la sección de pruebas de (Marat, 2009)

Por otra parte, la diferencia de presión es medida entre la entrada y salida del tubo como se puede observar en la Figura 24. Y es analizado de forma tal que es dividido entre variaciones de presión por fricción, cambio de momento y cambio por presión hidrostática.

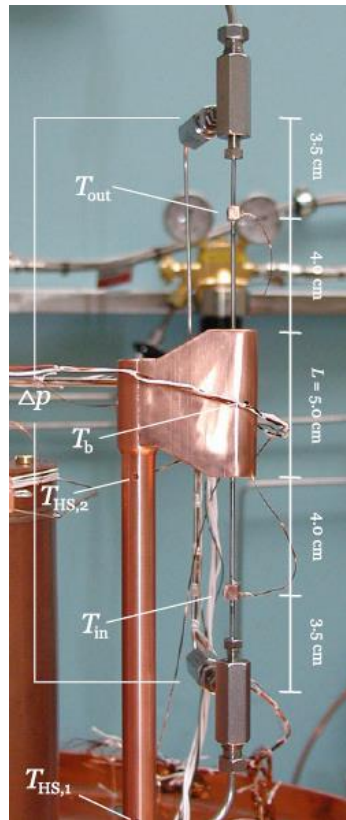


Figura 24. Fotografía de la sección de pruebas de (Marat, 2009)

Otro tipo de transductor utilizado son los detectores de temperatura resistivos de platino. Tanto (Fronk, 2014) como (Barraza, 2015), son los autores que las utilizan entre los antes presentados. El primero mide en la entrada y la salida de la sección de pruebas. También se suman; la entrada del precalentador, la salida del postcalentador, la salida del postcondensador, y entrada y salida del ciclo agua glicol, pero para el circuito de enfriamiento se utilizan termocuplas tipo T. En el ciclo de agua también se suman la entrada y salida de agua de la sección de prueba y entrada y salida del calentador de agua como lugares donde se mide la temperatura. El segundo, mide la temperatura a la entrada y salida de la sección de prueba, pero con una distancia flujo arriba y flujo debajo de dicha sección para no perturbar el flujo en los microcanales tal como aparece en la Figura 25. También, por otra parte, se mide la temperatura del bloque de cobre que envuelve la sección de pruebas, temperatura por medio de la cual se logra determinar la temperatura de pared del microcanal mismo. Para el caso de la presión, en el mismo orden respectivo, se mide la presión absoluta entre la entrada y la salida de los calentadores usando unos Rosemount 3051, también se mide la diferencia de presión entre la entrada y salida de la sección de pruebas con un Rosemount 3051 CD.

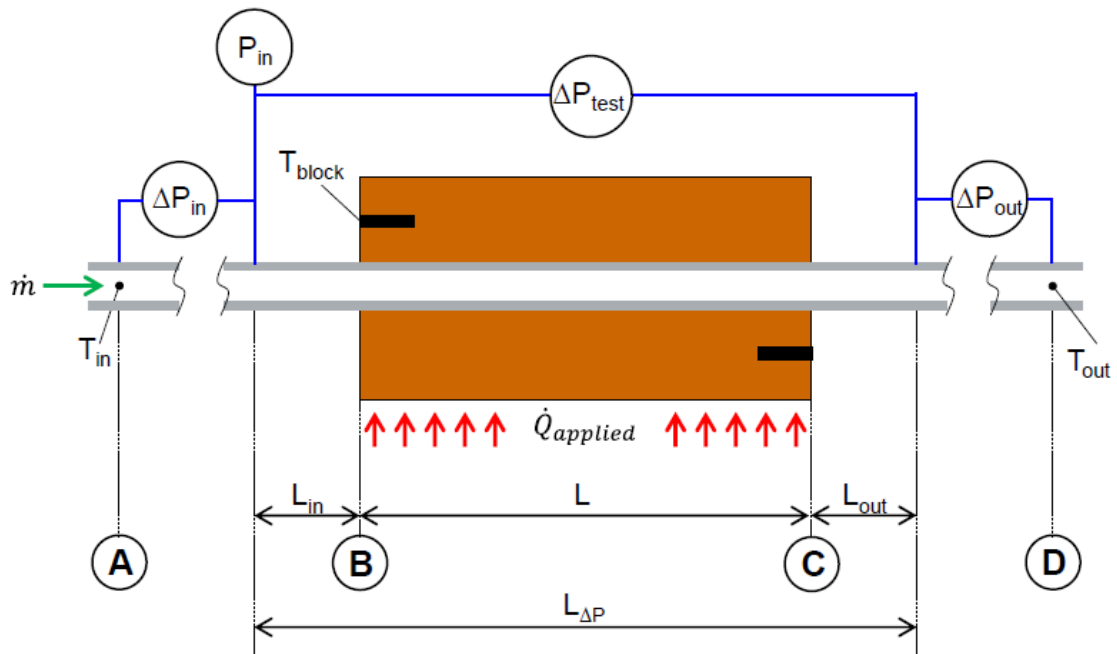


Figura 25. Esquema de la sección de prueba de (Barraza, 2015)

Análogamente, se mide la presión absoluta a la entrada, mientras se realizan 3 mediciones de la diferencia de presión. Primero en la entrada entre el punto en el que se mide la temperatura de entrada y en el que se mide la presión absoluta, el segundo es la diferencia de presión en la sección de pruebas, pero no se mide justo a la entrada y salida como muestra la Figura 25. Y para terminar la diferencia de presión a la salida, entre un punto flujo abajo y el de medición de la temperatura de salida.

En general, las mediciones de mayor importancia se realizan en tres lugares fundamentales, la entrada y salida de la sección de prueba, la sección de prueba misma y cualquier medición asociada con el fluido de enfriamiento o calentamiento, en caso de existir. La Tabla 4 y la Tabla 5 contiene un resumen que permite identificar la ubicación y disposición utilizada para los equipos de medición de temperatura. Podemos notar que la única medición presente en las diez estaciones experimentales es la que se hace a la entrada y salida, esto se debe a la importancia que algunos autores, como (Fronk, 2014), al uso de las temperaturas del fluido de intercambio de calor. Debemos recordar que, por ejemplo, con el método de la temperatura media logarítmica (Incropera, 2011) son necesarias las temperaturas de entrada y salida del flujo caliente y el flujo frío. En los casos que solo existe un flujo entonces se hace necesario conocer la temperatura de la pared, y puede ser esta la que

es o no medida directamente. Como se ha comentado antes, existiendo dos flujos, se hace necesario usar la temperatura de saturación para utilizar métodos antes descritos, así, para fluidos zeotrópicos (Fronk, 2014), por ejemplo, utiliza la presión medida para determinar la temperatura de saturación, la cual luego es comparada con la temperatura medida para poder establecer un registro entre propiedades determinadas y propiedades calculadas. La elección de la disposición de los sensores de temperatura depende de variables como las ecuaciones que se desean utilizar y también las dificultades que presenta la instalación de estas en los tubos.

Tabla 4. Disposición de los sensores de temperatura relevantes para cada estación experimental.

Autores	Sección de prueba	Entrada y salida de la sección de prueba		Fluido de calentamiento o enfriamiento
		Flujo	Pared del tubo	
(Cavallini et al., 2001a)	Si, en la pared interna	Si	Si	En la cámara de mezclado
(Park et al., 2010)	Si, en la pared externa	-	Si	Entrada y salida, en la pared del tubo
(Li & Hrnjak, 2017)	Si, a través de un bloque	-	-	Entrada y salida, en la pared del tubo
(A. Hossain et al., 2012)	Si, en la pared externa	Si	-	Entrada y salida, en la pared del tubo
(Mortada et al., 2012b)	Si, en la pared externa	Si	Si	-

Tabla 5. Disposición de los sensores de temperatura relevantes para cada estación experimental (cont.)

Autores	Sección de prueba	Entrada y salida de la sección de prueba		Fluido de calentamiento o enfriamiento
		Flujo	Pared del tubo	
(P. Wang et al., 2023)	Si, en la pared externa	-	Si	Entrada y salida, en la pared del tubo
(Mattiuzzo et al., 2023)	Si, cerca de la pared interna	-	-	A lo largo de la sección de prueba
(Fronk, 2014)	-	Si	-	Entrada y salida, directa.
(Marat, 2009)	Si, a través de un bloque	-	Si	-
(Barraza, 2015)	Si, a través de un bloque	Si	-	-

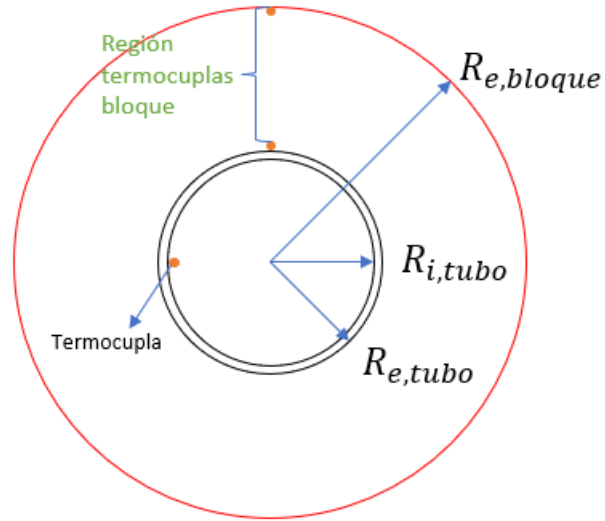


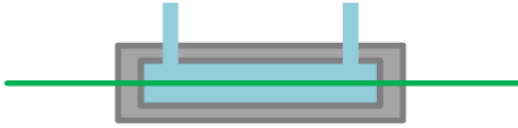

Figura 26. Ubicaciones posibles para termocuplas en las secciones de prueba

El esquema de la Figura 26 se puede apreciar a que refiere la nomenclatura de la Tabla 5 en la columna de la sección de prueba. Cuando es a través de un bloque corresponde a las termocuplas que pueden ser ubicadas en la región de termocuplas del bloque, cuando corresponde a la pared externa se refiere a el $R_{e,tubo}$ y cuando corresponde a la pared interna se refiere al $R_{i,tubo}$.

1.1.3 Métodos de calentamiento y enfriamientos utilizados

Es fundamental determinar los métodos de calentamiento que se utilizaran en los distintos equipos térmicos. Para esto, consideramos la clasificación que realiza (Li, 2016), presentada en la Tabla 6. La distinción principal que se hace refiere a la fuente de la energía térmica, en este caso, a través de energía eléctrica o a través de un fluido con temperatura mayor, pues en dicho trabajo solo se considera métodos de calentamiento. Al ampliar esta situación a enfriamiento, entonces se hace evidente que preferible trabajar con transferencia de calor entre flujos de fluido frío y caliente. Más adelante veremos que también es eficiente cuando se quiere realizar medición en evaporación y condensación en un mismo circuito experimental.

Tabla 6. Resumen de los métodos de calentamiento, basados en (Li, 2016)

Calentamiento por fluido		(A. Hossain et al., 2012)
Calentamiento eléctrico		(Mortada et al., 2012b)

En el método de calentamiento por fluido para poder determinar la tasa de transferencia de calor siempre es necesario hacerlo a través de un balance de energía. Para poder hacer este balance es necesario conocer la temperatura y el flujo másico del fluido a la entrada y salida de la sección de pruebas (de ahí la importancia de la categorización presente en la Tabla 6). Como comenta (Li, 2016) con la temperatura de pared y las temperaturas de entrada y salida del refrigerante utilizado, ya se tienen los datos necesarios para poder calcular el coeficiente de transferencia de calor; esto se puede ver en (Cavallini et al., 2001b) y también como se especifica en la Tabla 6. Esta forma de calentamiento se describe en (M. A. Hossain et al., 2012).

Por otra parte, el calentamiento eléctrico es útil solamente para calentamiento/evaporación. En este contexto (Mortada et al., 2012a) uso una lámina aislante térmica para calentar una superficie de los bloques de aluminio. Así, el microcanal, de diámetro hidráulico 1,1 mm instalado en el otro lado de este bloque. También, (Barraza, 2015) utiliza un sistema similar para homogenizar la temperatura entregada pero esta vez con un bloque de cobre sólido, dando así una masa térmica y temperatura de pared uniforme.

Es fundamental notar, a modo general, que las estaciones experimentales poseen distintos intercambiadores de calor y no en todos se realizan mediciones. Así se puede ver que (Park et al., 2010) utiliza calentamiento eléctrico para el evaporador y luego para el condensador, que se corresponde con la sección de prueba, utiliza un baño térmico como muestra la. Figura 2

1.2 Revisión de otros elementos importantes

Existen otros elementos de gran importancia que se deben tener en consideración, estos son fundamentalmente los asociados con el transporte del fluido de trabajo y los equipos particulares que se usan para medir la temperatura y la presión. A continuación, se presentan estos elementos, los que han sido mencionados en subcapítulos previos.

1.2.1 Descripción de equipos de transporte y almacenamiento de las estaciones revisadas

En general las estaciones utilizan equipos dependiendo de los fluidos con los que se trabajan. Los fluidos que son gaseosos a temperatura ambiente demandan necesariamente un compresor, mientras que los que son líquidos requieren una bomba. La Tabla 7 muestra esta diferenciación y los tipos de bombas y compresores, según corresponda, utilizados en algunas de las estaciones experimentales vista en subcapítulos anteriores.

Tabla 7. Dispositivo de transporte del fluido de trabajo en algunas estaciones experimentales

Bomba/Compresor	Autores
Inversor compresor	(A. Hossain et al., 2012)
Bomba de engranaje de velocidad variable	(Mortada et al., 2012a)
Bomba de engranaje	(P. Wang et al., 2023)
Bomba magnética de engranaje	(Mattiuzzo et al., 2023)
Bomba volumétrica	(Cavallini et al., 2001a)

Como podemos ver en la Tabla 7 los equipos utilizados para mover el fluido de trabajo son bastante variados, lo más importante a lo hora de elegir es entonces el estado del fluido de trabajo y la composición de este, así elegir entre una bomba y compresor es la única parte fundamental, pues luego al, por ejemplo, elegir una bomba esta puede ser de distintos tipos, como vemos en las estaciones experimentales que utilizan fluidos de trabajo similares (refrigerantes del tipo HFO y HFC)

1.2.2 Descripción de los instrumentos de medición

Las mediciones más importantes en las estaciones experimentales, y las que también lo serán en la estación que se diseña, son la temperatura, la presión y la calidad. Esta última como se comenta en las revisiones previas se determina indirectamente, a través de propiedades medibles como lo son las dos primeras. En la Tabla 8 se ven cuáles son los instrumentos más usados para la medición de temperatura y presión en algunas estaciones experimentales antes comentadas y que se estiman representativas.

Tabla 8. Sensores principales ocupados en distintas estaciones experimentales

Sensores de temperatura	Sensores de presión absoluta (relativa)	Sensores de presión Diferencial	Autores
Termocuplas tipo T y tipo K	-	Transductores de diferencia de presión.	(A. Hossain et al., 2012)
Termocuplas tipo T	Transductor de presión piezoresistivo.	Transductor de diferencia de presión piezoresistivo	(Mortada et al., 2012a)
Termocuplas tipo T	-	Transmisor de diferencia de presión	(P. Wang et al., 2023)
Termocuplas tipo T y termopilas	Transductores de presión relativa	Transductores de diferencia de presión	(Mattiuzzo et al., 2023)

Tabla 9. Sensores principales ocupados en distintas estaciones experimentales (cont.)

Sensores de temperatura	Sensores de presión absoluta (relativa)	Sensores de presión Diferencial	Autores
Termocuplas tipo T y termopilas	-	Transductores de presión strain gauge	(Cavallini et al., 2001a)
Termocuplas tipo T y Detector de temperatura resistivo	Transductor de presión	Transductor de diferencia de presión	(Fronk, 2014)
Sensor de temperatura	Transductor de presión	Transductor de diferencia de presión	(Marat, 2009)

Las termocuplas son fundamentalmente del tipo T, aunque (A. Hossain et al., 2012), también usa de tipo K. En general las termocuplas son las más utilizadas en todas las estaciones experimentales. Por otra parte, los sensores de presión son también bastante cargados a un tipo en específico que son los transductores. Este tipo de sensor se basa en detectar una diferencia de voltaje amplificada mientras que el transmisor, usado por (P. Wang et al., 2023), es un dispositivo que se basa en la variación de la corriente eléctrica.

1.3 Determinación del coeficiente de transferencia de calor en las distintas estaciones experimentales

En las distintas estaciones experimentales se debe tener en cuenta al momento de determinar el coeficiente de transferencia de calor, tres condiciones fundamentales. En primer lugar, se debe tener en cuenta si el flujo de trabajo corresponde a un fluido zeotrópico o azeotrópico, en segundo lugar, si este fluido de trabajo pasa por un proceso de condensación o de evaporación y, en tercer lugar, si se utiliza un fluido para el intercambio de calor o si se usa un calentamiento eléctrico como muestra la Tabla 6. A continuación, se presentan las estaciones experimentales revisadas y las formas en las que se determina el coeficiente de transferencia de calor.

En primer lugar, tenemos a (Mortada et al., 2012a) con evaporación de un fluido azeotrópico y calentamiento eléctrico. Usando el flujo de calor del precalentado se determina la entalpía a la entrada de la sección de prueba, $h_{en,sp}$, la cuál se considera igual a la entalpía a la salida del precalentador, de ahí la ecuación (1)

$$h_{entra,sp} = \frac{\dot{q}_{pre}}{\dot{m}_{ft}} + h_{entra,prec} \quad (1)$$

Donde \dot{q}_{pre} es el flujo de calor que entrega el precalentador al fluido de trabajo, \dot{m}_{ft} es el flujo másico del fluido de trabajo y $h_{en,prec}$ es la entalpía la entrada del precalentador. Luego ya se determina la entalpía la salida de la sección de prueba, $h_{sal,sp}$.

$$h_{sale,sp} = \frac{\dot{q}_{sp,local}}{\dot{m}_{ft}} + h_{entra,sp} \quad (2)$$

Con \dot{q}_{sp} siendo el flujo de calor aplicado en la sección de prueba. Se procede a modelar usando Modelica language. En esta modelación, se usa un rango de entalpías que, en combinación con un rango de flujo de calor aplicado permiten tener una referencia con para los datos medidos, como por ejemplo el flujo calor utilizado en la ecuación (2). En la Figura 27 se puede apreciar cómo se distribuye el flujo de calor simulado.

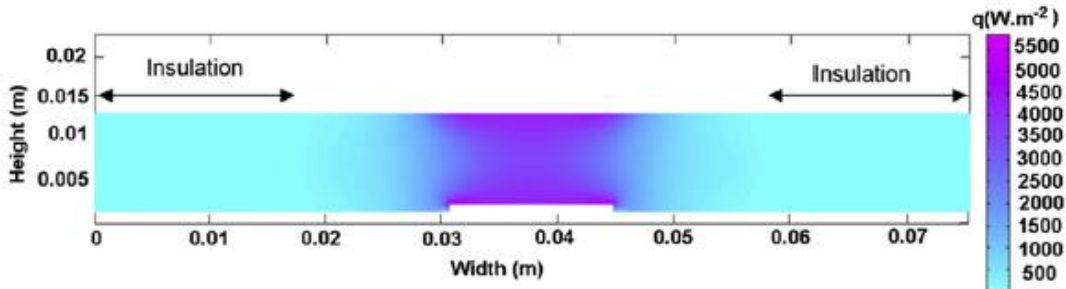


Figura 27. Distribución de calor aplicado en la sección de prueba por (Mortada et al., 2012a)

Finalmente, para obtener el coeficiente de transferencia de calor para la estación experimental de (Mortada et al., 2012a) se utiliza una relación entre el calor y las temperaturas.

$$\alpha_{ft,local} = \frac{q_{sp,local}}{T_{pared} - T_{Sat}} \quad (3)$$

Donde T_{pared} es la temperatura interna del tubo la cual se determina considerando pared isotérmica pues es la pared externa la que se mide. T_{Sat} es la temperatura de saturación local deducida por la presión del fluido.

Por otra parte, para el caso de (Cavallini et al., 2001a) se hace un balance de entalpías con el agua para obtener el flujo de calor. Así, el coeficiente de transferencia de calor se determina como:

$$\alpha_{ft} = \frac{q_{sp}}{A\Delta T_{ln}} \quad (4)$$

Donde, q_{sp} es el flujo de calor que se intercambia en la sección de prueba, A es la superficie de transferencia de calor y ΔT_{ln} es la temperatura media logarítmica entre el vapor y la pared del tubo. Se puede notar que la diferencia fundamental entre la ecuación (3) y la ecuación (4) es la consideración de la diferencia de temperatura, la cual para el segundo caso es más precisa.

Para (Park et al., 2010) las ecuaciones generales son más o menos similares a las dos vistas anteriormente, pero se agrega consideraciones más específicas, en este caso una correlación para el coeficiente de transferencia de calor, de forma tal que:

$$\alpha_{ft} = Nu_{ft} \frac{k_{ft}}{D_h} \quad (5)$$

Con Nu_{ft} el número de Nusselt del fluido de trabajo y k_{ft} la conductividad térmica del fluido de trabajo. Con esto se relaciona entonces el calor que sale del fluido de trabajo con el calor que recibe el agua en la sección de prueba como ilustra la Figura 28 (con $\dot{Q}_{refg-wall,i}$ considerada $\dot{Q}_{ft,cond}$ y $\dot{Q}_{wall,o-water}$ considerada $\dot{Q}_{agua,cond}$), tal que:

$$\Delta\dot{Q}_{ft,cond} = -\Delta\dot{Q}_{agua,cond} \quad (6)$$

Y definiendo cada calor en función del flujo de calor de forma que:

$$\Delta\dot{Q}_{ft,cond} = \dot{q}_{ft,cond} P_{int} \Delta L \quad (7)$$

Y para el agua:

$$\Delta\dot{Q}_{agua,cond} = \dot{q}_{agua,cond} P_{ext} \Delta L \quad (8)$$

Siendo $\dot{q}_{ft,cond}$ y $\dot{q}_{agua,cond}$ los flujos de calor correspondientes al que sale del fluido de trabajo y al que entra al agua, P_{int} el perímetro interno y P_{ext} el perímetro externo y ΔL el segmento de la sección de prueba considerado. Con esto se pueden relacionar los flujos antes nombrados en la ecuación (7) y ecuación (8), reemplazando en la ecuación (6), tal que:

$$\dot{q}_{ft,cond} = \dot{q}_{agua} \frac{P_{ext}}{P_{int}} \quad (9)$$

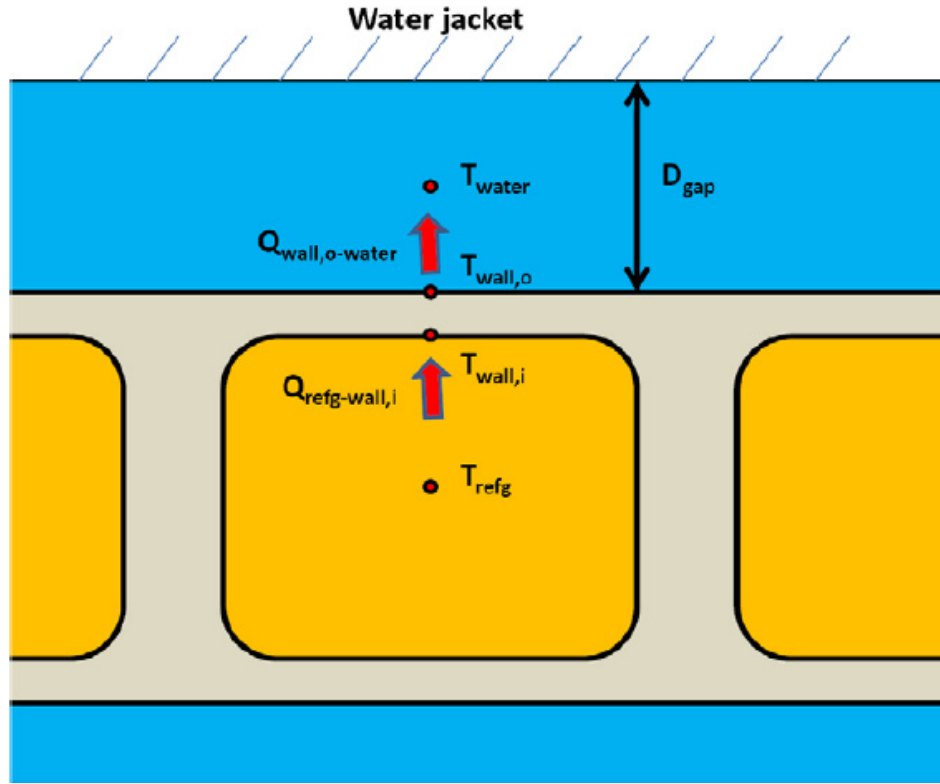


Figura 28. Perfil de temperatura del fluido y de pared junto a la distribución del flujo de calor a través de la pared de los canales en (Park et al., 2010)

Para el flujo de calor, de forma similar a las estaciones vistas antes, se debe tener en cuenta que:

$$q_{ft,cond} = \alpha_{ft}(T_{ft} - T_{pared,int}) \quad (10)$$

Para el agua, con una relación homologa a la ecuación (5), y el fluido de trabajo se reemplazan en la ecuación (10) y luego en la ecuación (6). Obteniendo:

$$Nu_{agua} \frac{k_{agua}}{D_{h,anular}} (T_{pared,ext} - T_{agua}) P_{ext} = Nu_{ft} \frac{k_{ft}}{D_h} (T_{ft} - T_{pared,int}) P_{int} \quad (11)$$

Considerando $D_{h,anular}$ el diámetro hidráulico para el tubo externo de la configuración anular de la sección de prueba. Estas relaciones se utilizan para transferencia de calor en una fase. Primero, se considera un Nu_{ft} conocido para una fase, a través del cual se calcula el Nu_{agua} utilizando las temperaturas medidas y la ecuación (11). Luego, el número de Nusselt para el agua se considera igual para dos fases y se calcula el flujo de calor del agua con una ecuación ligeramente diferente a las anteriores, tal que:

$$q_{agua,cond} = Nu_{agua} \frac{k_{l,agua}}{2D_{gap}} (T_{pared,ext} - T_{agua}) \quad (12)$$

Considerando D_{gap} acorde a la Figura 28. Así, con el flujo de calor calculado con la ecuación (12), se reemplaza en la ecuación (9) para obtener el flujo de calor del fluido de trabajo. Este último se reemplaza en la ecuación (10) y se despeja el coeficiente de transferencia de calor.

Siguiendo con los fluidos azeotrópicos, tenemos a (Li & Hrnjak, 2017), quien para determinar el coeficiente de transferencia de calor utiliza subsecciones, cuyas temperaturas medidas por las termocuplas deben ser promediadas para determinar la temperatura a la entrada y a la salida. En primer lugar, se calcula el calor transferido por el agua para la evaporación, tal que:

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{m}_{agua} c_{p,agua} (T_{entra} - T_{sale}) \quad (13)$$

A esto se deben considerar ahora las pérdidas, como se puede ver en la Figura 29, así:

$$\dot{Q}_L = UA \frac{(T_{amb} - T_{agua,entra}) - (T_{amb} - T_{agua,sale})}{\ln \left(\frac{T_{amb} - T_{agua,entra}}{T_{amb} - T_{agua,sale}} \right)} \quad (14)$$

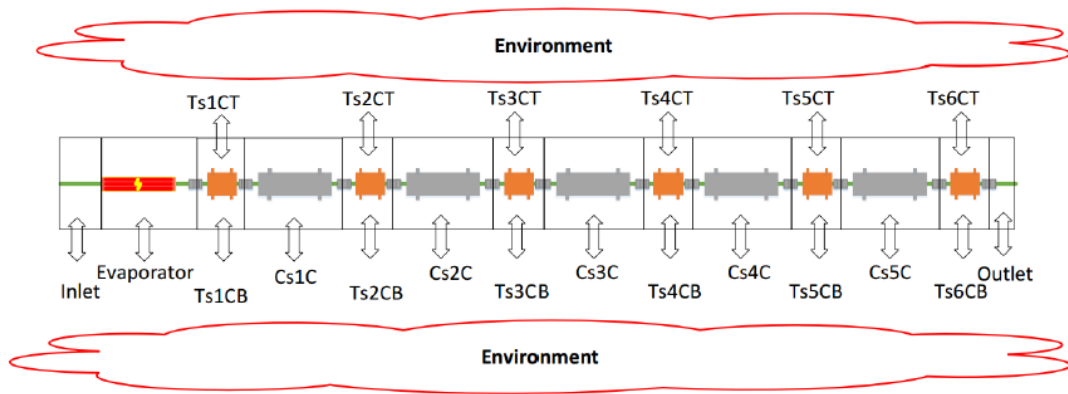


Figura 29. Pérdidas de calor en las secciones de prueba y de acondicionamiento en (Li, 2016)

Se define el calor de evaporación de la siguiente forma, usando la ecuación (13) y la ecuación (14):

$$Q_{eva} = Q_{agua} - Q_L \quad (15)$$

El coeficiente de transferencia de calor se calcula como:

$$\alpha_{ft} = \frac{Q}{A_s (T_{pared} - T_{ft})} \quad (16)$$

Donde α_{ft} es el coeficiente de transferencia de calor del fluido de trabajo, T_{ft} es la temperatura de saturación en dos fases y A_s es el área donde ocurre la transferencia

de calor. Así, con las temperaturas medidas y los promedios calculados a la entrada y la salida, como se muestran en (Li, 2016), se determina la temperatura para el fluido de trabajo, de forma que:

$$T_{ft,prom} = \frac{T_{ft,entra} - T_{ft,sale}}{2} \quad (17)$$

Y, reemplazando la ecuación (15) y la ecuación (17) en la ecuación (16), considerando el calor Q como el calor de evaporación Q_{eva} , tenemos:

$$\alpha_{ft} = \frac{Q_{eva}}{A_s(T_{pared} - T_{ft,prom})} \quad (18)$$

Así, la ecuación (18) permite calcular el coeficiente de transferencia de calor.

Terminando con las estaciones experimentales que usan un fluido de trabajo azeotrópico, (Mattiuzzo et al., 2023) utiliza dos ecuaciones diferentes para las dos secciones de prueba que permiten calcular el coeficiente de transferencia de temperatura, recordando que en la tercera sección de prueba se mide la caída de presión como se puede ver en la Figura 30, siendo las secciones 1, 2 y 3, respectivamente, según dicha figura.

Para el caso del tubo de 3,38 mm se calcula el coeficiente de transferencia de calor considerando las subsecciones i -ésimas en las que se divide, nombradas con anterioridad, de forma que:

$$\alpha_{ft,i} = \frac{\dot{m}_{agua} c_{agua} \Delta T_{agua}}{A(T_{sat,i} - T_{pared,i})} \quad (19)$$

Donde, $T_{sat,i}$ es la temperatura de saturación en el subsector i , la cual fue calculada usando REFPROP 10 con la diferencia de presión medida y haciendo una interpolación para obtener la específica del subsector, ΔT_{agua} es la diferencia de temperatura medida directamente en el agua a través de la subsección respectiva. $T_{pared,i}$ es el promedio del valor medido por las dos termocuplas que se encuentran en cada subsector.

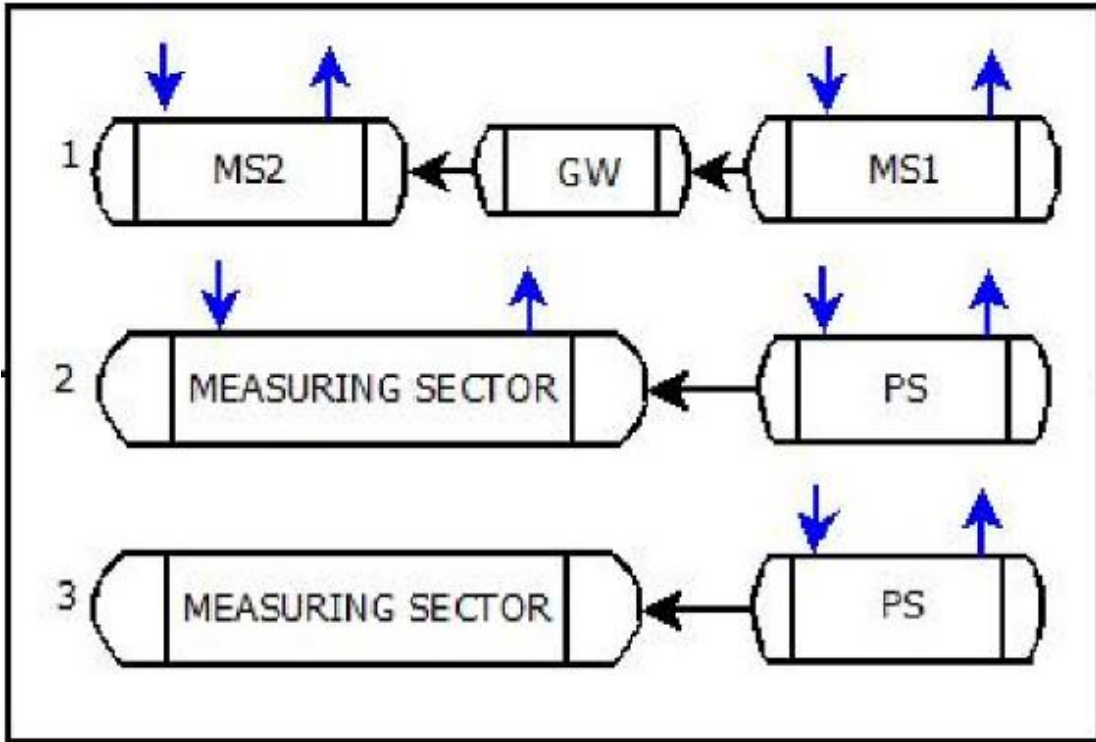


Figura 30. Ampliación de la sección de prueba de (Mattiuzzo et al., 2023)

Para el caso del tubo de 0,96 mm se utiliza una formulación similar, pero en vez de utilizar la distancia axial para calcular el área, esta se considera como una diferencia para calcular la variación de la temperatura según la distancia z (axial) en el tubo, esto se debe a que no se mide según subsectores, si no como se dijo según la distancia z , tal que:

$$\alpha_{ft}(z) = \frac{\dot{m}_{agua} c_{agua} \left| \frac{dT_{agua}(z)}{dz} \right|}{\pi d (T_{sat}(z) - T_{pared}(z))} \quad (20)$$

Donde $\left| \frac{dT_{agua}(z)}{dz} \right|$ es la derivada de un polinomio obtenido de la interpolación de las temperaturas medidas del agua, $T_{sat}(z)$ es la temperatura de saturación local obtenida con REFPROP 10 usando la presión del fluido de trabajo y $T_{pared}(z)$ es la temperatura de pared medida. La temperatura del agua y la de pared se pueden medir debido al gran número de termocuplas ubicadas. Como se puede ver la diferencia entre la ecuación (19) y la ecuación (20), corresponde a la diferencia entre una calculada por sector y otra cuasilocal, respectivamente.

Ahora, para el caso de las mezclas zeotrópicas tenemos también una diferenciación según el tipo de calentamiento utilizado. En primer lugar, (Marat, 2009) considera la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (21)$$

Donde, ΔT_{lm} es la diferencia de temperatura logarítmica y UA corresponde al inverso de la resistencia de la configuración. Con lo establecido en la ecuación (21) y la definición de UA se establece la siguiente ecuación para el coeficiente de transferencia de calor:

$$\alpha_{ft} = \frac{\dot{Q}_{ft,cond}}{A_{m,int}\Delta T_{lm,pared}} \quad (22)$$

Donde, $A_{m,int}$ corresponde al área mojada interna y $\dot{Q}_{ft,cond}$ es el calor de condensación que recibe el fluido de trabajo. Para el caso de la temperatura media logarítmica de la pared esta se define de la siguiente forma:

$$\Delta T_{m,pared} = \frac{T_{ft,entra} - T_{ft,sale}}{2} - T_{pared} \quad (23)$$

La ecuación (23) muestra la temperatura media logarítmica para un flujo en dos fases, para una fase la ecuación es una homóloga a otras que se verán más adelante, las cuales consideran la formulación clásica, como la presente en (Incropera, 2011). Como se puede ver en la Figura 31, no se mide la temperatura de pared (T_w en la figura) si no la temperatura de equilibrio de saturación (o *bulk temperature*, T_b) por lo que debe ser calculada.

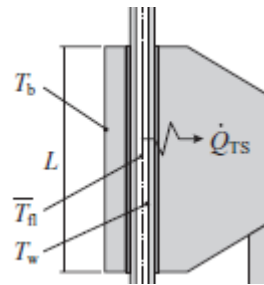


Figura 31. Esquema ampliado de la sección de prueba de (Marat, 2009)

Para la ecuación (22) falta determinar el calor de condensación que recibe el flujo de trabajo. Para esto se usa la siguiente ecuación.

$$\dot{Q}_{ft,cond} = \frac{k_{Cu}}{L_{HS}} A_{c,HS} (T_{HS,1} - T_{HS,2}) C_1 + C_2 \quad (24)$$

Donde, k_{Cu} es la conductividad térmica del cobre, L_{HS} el largo de la vara, $A_{c,HS}$ es el área transversal de la vara, $T_{HS,1}$ y $T_{HS,2}$ las temperaturas al principio y al final en el largo de la vara analizado y C_1 y C_2 coeficientes de ajuste que se determinan al

comparar el calor calculado con la ecuación (24) con la ecuación (25) en una fase. Toda esta configuración se puede apreciar en la Figura 32, donde \dot{Q}_{TS} corresponde a $\dot{Q}_{ft,cond}$, nomenclatura utilizada para simplificar la comparación con otras estaciones experimentales.

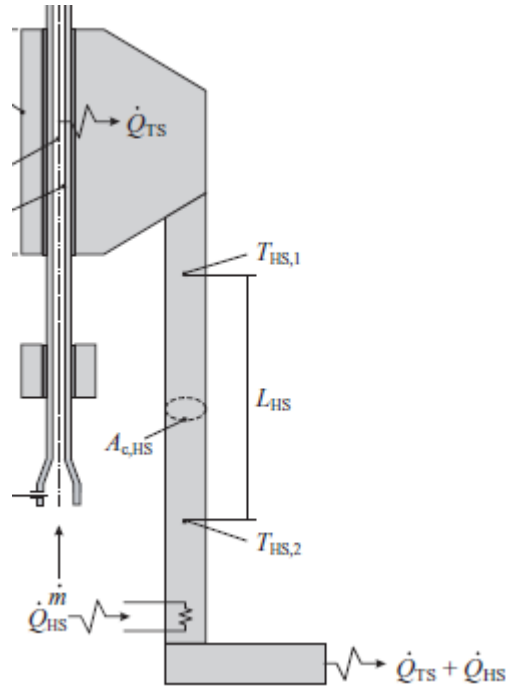


Figura 32. Aumento de la sección de calentamiento de la sección de prueba de (Marat, 2009)

En una fase el calor queda como:

$$\dot{Q}_{ft,cond,1} = \dot{m}_{ft} c_{p,ft} (T_{ft,entra} - T_{ft,sale}) \quad (25)$$

Con $\dot{Q}_{ft,cond,1}$ el calor de transferencia para el fluido de trabajo en una fase y $T_{ft,entra}$ y $T_{ft,sale}$ las temperaturas del fluido de trabajo a la entrada y salida de la sección de prueba.

Siguiendo con T_{pared} , esta se determina como:

$$T_{pared} = T_b + c \dot{Q}_{ft,cond} \quad (26)$$

Donde c es una constante que expresa la resistencia en K/W, la que varía según el diámetro externo. Así, reemplazando la ecuación (26) en la ecuación (23) se obtiene la temperatura media logarítmica, que evaluándola en la ecuación (22), y también la ecuación (25) en la (22), se obtiene el coeficiente de transferencia de calor para el fluido de trabajo.

(Barraza, 2015) en primer lugar define el calor que recibe realmente el fluido de trabajo, tal que:

$$\dot{Q}_{ft,eva} = \dot{Q}_{aplicado} - \dot{Q}_{L,rad} - \dot{Q}_{L,conducción} \quad (27)$$

Con $Q_{aplicado}$, el calor aplicado eléctricamente en la sección de prueba, $Q_{L,rad}$ el calor perdido por radiación y $Q_{L,cond}$ el calor perdido por conducción. Para las perdidas por conducción se considera la parte más caliente y la más fría del sistema, es decir, la sección de prueba y el cryocooler, respectivamente. La resistencia de conducción se determina experimentalmente y se usa en la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{L,conducción} = \frac{T_{bloque} - T_{entra,A}}{R_{L,sistema}} \quad (28)$$

Donde, $R_{L,sistema}$ es la resistencia térmica por pérdidas por conducción y varía según el diámetro del tubo de la sección de prueba, $T_{entra,A}$ corresponde a la temperatura medida a la entrada de la sección de prueba en el punto A, como se ve en la Figura 33, punto que se determina para permitir que el flujo se desarrolle después de esta interferencia y T_{bloque} es la medida en el bloque que rodea el tubo del fluido de trabajo en la sección de prueba.

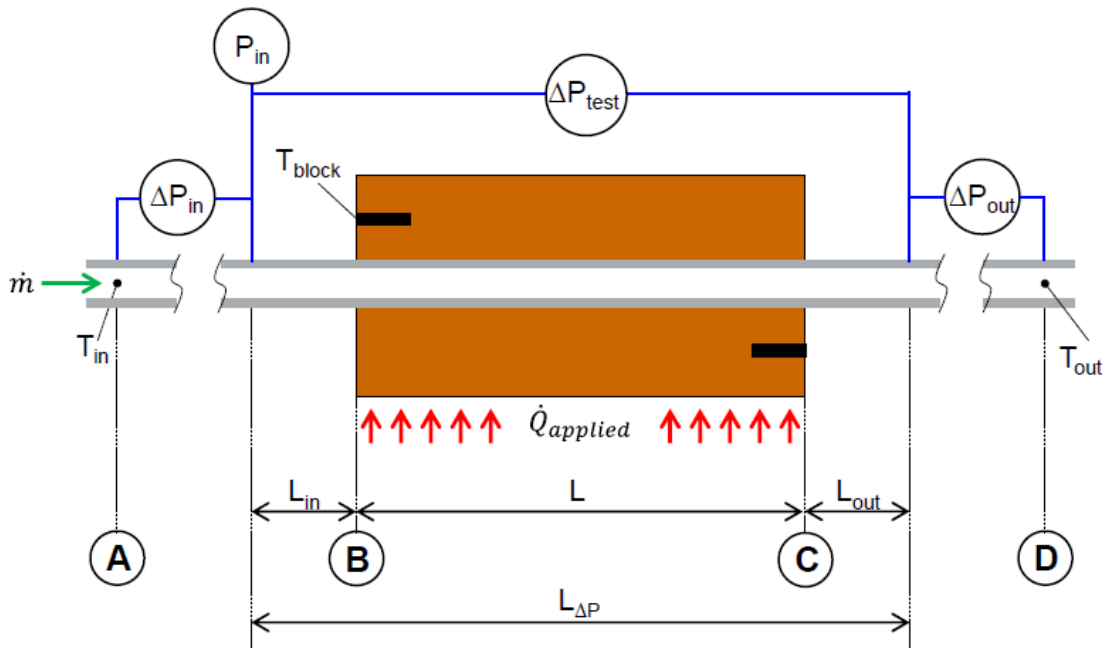


Figura 33. Esquema de la sección de prueba de (Barraza, 2015)

Es importante considerar que $T_{entra,A}$ se considera igual a la del cryocooler en la ecuación (28).

Para la radiación se tiene:

$$\dot{Q}_{L,rad} = \frac{\sigma(T_{bloque}^4 - T_{entra,A}^4)}{R_{rad}} \quad (29)$$

Con las perdidas calculadas en la ecuación (28) y en la ecuación (29) se puede determinar el calor de evaporación que recibe el fluido de trabajo, según la ecuación (27). Con este calor calculado ya se puede determinar la temperatura de pared, que se determina utilizando la siguiente relación de la red térmica:

$$\dot{Q}_{ft,eva} = \frac{T_{bloque} - T_{pared}}{\frac{\ln \frac{D_{sensor}}{D_{ext}}}{2\pi k_{Cu} L} + \frac{\ln \frac{D_{ext}}{D_{int}}}{2\pi k_{ar} L}} \quad (30)$$

Así, con la ecuación (30) se puede determinar la T_{pared} , donde k_{ar} es la conductividad térmica del acero rápido y L es el largo indicado en la Figura 33. Ya con los datos medidos y aplicando el resultado de la ecuación (22) se puede determinar el coeficiente de transferencia de calor, tal que:

$$\alpha_{ft} = \frac{\dot{Q}_{ft,eva}}{Area \Delta T_{LMTD}} \quad (31)$$

Con:

$$Area = \pi L D_{int} \quad (32)$$

Y con:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{pared} - T_{entra,A}) - (T_{pared} - T_{sale,D})}{\ln \left(\frac{T_{pared} - T_{entra,A}}{T_{pared} - T_{sale,D}} \right)} \quad (33)$$

Pero, como se comentó las temperaturas de entrada y salida se calculan a cierta distancia de la entrada y salida real de la sección de pruebas. Entonces, con la corrección por el efecto Joule-Thomson se determinan las temperaturas $T_{entra,B}$, temperatura de entrada en B, y $T_{sale,C}$, la temperatura a la salida en C, puntos apreciados en la Figura 33. Con estos cambios aplicados en la ecuación (33), se determina una diferencia de temperatura logarítmica $\Delta T_{LMTD,JT}$, tal que:

$$\Delta T_{LMTD,JT} = \frac{(T_{pared} - T_{entra,B}) - (T_{pared} - T_{sale,D})}{\ln \left(\frac{T_{pared} - T_{entra,B}}{T_{pared} - T_{sale,C}} \right)} \quad (34)$$

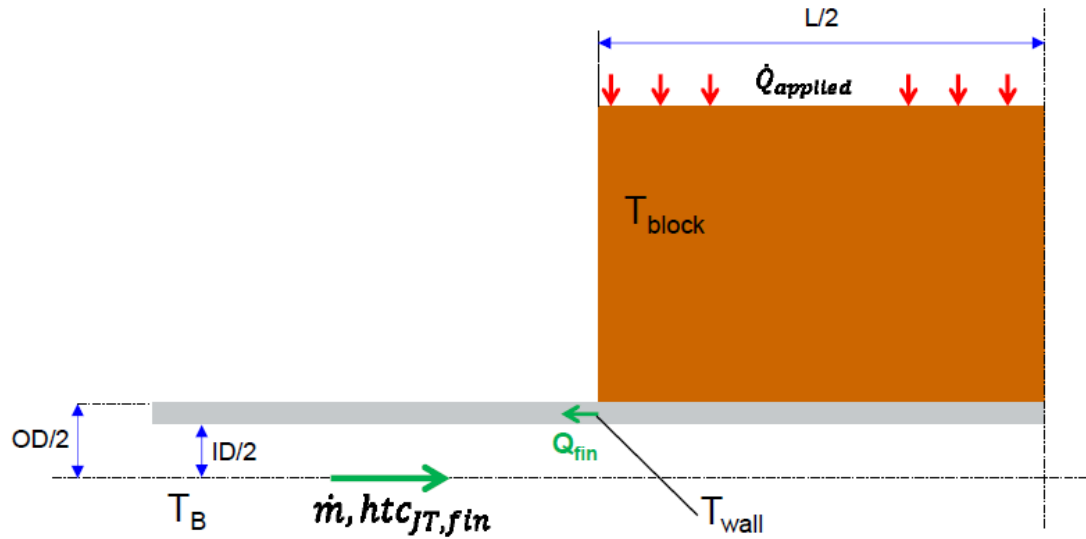


Figura 34. Esquema de la geometría y condición de frontera para el problema de las aletas de (Barraza, 2015)

Finalmente, (Barraza, 2015) tiene en consideración los efectos de aleta, como se aprecia en la Figura 34, dándonos una ecuación de corrección para el calor de evaporación del fluido de trabajo, tal que:

$$\dot{Q}_{ft,eva} = \dot{Q}_{ft,c} + \dot{Q}_{aleta,entra} + \dot{Q}_{aleta,sale} \quad (35)$$

Reemplazando la ecuación (34) y la ecuación (35) en la ecuación (31) tenemos la siguiente ecuación para calcular el coeficiente de transferencia de calor:

$$\alpha_{ft} = \frac{\dot{Q}_{ft,c}}{Area \Delta T_{LMTD,JT}} \quad (36)$$

Entrando en las estaciones experimentales que usan un fluido para el intercambio de calor en la sección de prueba, se tiene a (A. Hossain et al., 2012). Se trabaja un proceso de evaporación en el cual en primer lugar se determina el calor recibido por el fluido de trabajo. Este calor se obtiene como:

$$\dot{Q}_{ft,eva} = \dot{m}_{ft}(h_{ft,sale} - h_{ft,entra}) \quad (37)$$

Donde, $h_{ft,sale}$ y $h_{ft,entra}$ corresponden a las entalpías a la entrada y salida de la sección de prueba, estas entalpías son determinadas con la temperatura y presión medidas del fluido de trabajo en el punto correspondiente y utilizando REFPROP 9.0.

Las consideraciones para las pérdidas de calor en la sección de prueba se hacen a través de la eficiencia de transferencia de calor, con el calor entregado por el agua, tal que:

$$\eta_{TC} = \frac{Q_{ft,eva}}{Q_{agua,eva}} \quad (38)$$

Donde, $Q_{agua,eva}$ es el calor calculado con la diferencia de temperatura entre la entrada y salida de toda la sección de prueba, esta fórmula queda:

$$Q_{agua,eva} = \dot{m}_{agua} c_{p,agua} (T_{agua,ENTRA} - T_{agua,SALE}) \quad (39)$$

Donde, $T_{agua,ENTRA}$ y $T_{agua,SALE}$ corresponden a las temperaturas a la entrada y la salida de toda la sección de prueba. Así, luego se definen el flujo de calor para el agua de forma tal que:

$$\dot{q}_{agua,eva} = \dot{m}_{ft} c_{p,agua} (T_{agua,entra} - T_{agua,sale}) \quad (40)$$

Donde las temperaturas $T_{agua,entra}$ y $T_{agua,sale}$ son las de entrada y salida de la subsección correspondiente. Al utilizar la ecuación (38) con la relación entre calor y flujo de calor, tenemos:

$$\dot{q}_{ft,eva} = \frac{\dot{q}_{agua,eva} \eta_{TC}}{\pi D_{int} \Delta Z} \quad (41)$$

Con esta transferencia de calor se puede determinar la temperatura de pared interna del tubo del fluido de trabajo en la subsección.

$$T_{pared,int} = T_{pared,ext} - \frac{\dot{q}_{ft,eva} \eta_{TC} \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi \Delta Z k_{Cu}} \quad (42)$$

En la ecuación (42), $T_{pared,ext}$ es la temperatura de pared externa medida (se mide externamente para no interferir en el flujo). Ya con la temperatura de pared interna determinada, se calcula el coeficiente de transferencia de calor con la siguiente ecuación:

$$\alpha_{ft} = \frac{\dot{q}_{ft,eva}}{T_{pared,int} - T_b} \quad (43)$$

Donde T_b es la temperatura de saturación de equilibrio de flujo de trabajo calculada utilizando las presiones medidas.

Ahora, revisando casos de condensación con enfriamiento por fluido se tiene a (Fronk, 2014). En primer lugar, se verifica la fracción másica de amonio usando un balance de energía para el pre y postcalentador. Esto es necesario porque determina el estado del fluido de trabajo utilizando tres propiedades. Así, se determina la entalpía a la entrada del precalentador.

Estos balances se hacen usando un análisis de pérdida de calor derivado de la perdida por convección natural. Esto se determina como:

$$\dot{Q}_{L,pre} = \frac{T_{pre,prom} - T_{amb}}{R_{tot}} \quad (44)$$

Donde, $T_{pre,prom}$ es la temperatura promedio (aritmético) entre la entrada y la salida del precalentador y R_{tot} es la resistencia térmica total determinada con la red eléctrica equivalente, mostrada en la Figura 35.

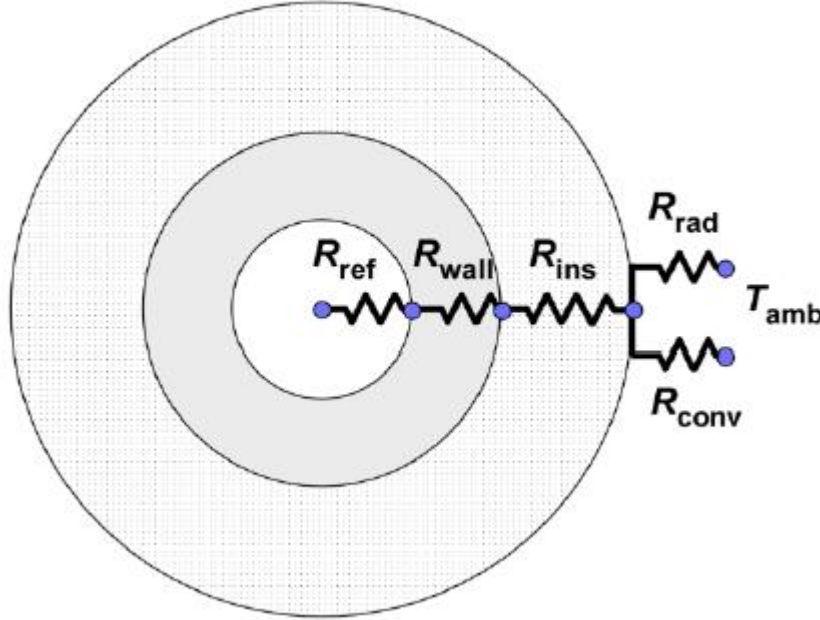


Figura 35. Análisis de calor perdido al ambiente a través de la red de resistencias para el pre y postcalentador de (Fronk, 2014)

Con la entalpía a la entrada del precalentador ($h_{pre,entra}$) y el calor perdido en el precalentador ($\dot{Q}_{L,pre}$) antes calculado se determina la entalpía a la salida del precalentador, tal que:

$$h_{pre,sale} = h_{pre,entra} + \left(\frac{\dot{Q}_{pre} - \dot{Q}_{L,pre}}{\dot{m}_{ft}} \right) \quad (45)$$

Homologando el análisis para el postcalentador:

$$h_{post,entra} = h_{post,sale} - \left(\frac{\dot{Q}_{pre} - \dot{Q}_{L,pre}}{\dot{m}_{ft}} \right) \quad (46)$$

Con esto ya calculado, la entrada del postcalentador y salida de precalentador se pueden determinar, pues estos se corresponden a la salida y entrada del condensador, respectivamente, como muestra la Figura 3. Esto se determina con la ecuación siguiente:

$$\dot{Q}_{ft,cond} = \dot{m}_{ft}(h_{pre,sale} - h_{post,entra}) \quad (47)$$

Ahora, para poder determinar el coeficiente de transferencia de calor se utiliza la modelación por medio de la temperatura media logarítmica, tal que:

$$UA = \frac{\dot{Q}_{ft,cond}}{\Delta T_{LM}} \quad (48)$$

Para la ecuación (48) la temperatura media logarítmica queda:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{pre,sale} - T_{pared,ext}) - (T_{post,entra} - T_{pared,int})}{\ln\left(\frac{T_{pre,sale} - T_{pared,ext}}{T_{post,entra} - T_{pared,sale}}\right)} \quad (49)$$

Luego se determina la resistencia térmica total para poder relacionarla con la UA en la ecuación (48). La resistencia total de la sección de prueba se determina como:

$$R_{tot,sp} = \frac{\Delta T_{LM}}{\dot{Q}_{ft,cond}} - R_{pared} - R_{agua} \quad (50)$$

Tanto R_{pared} como R_{agua} se calcula según la geometría de la sección de prueba, para el caso del agua se tiene en cuenta el cambio de sección como se ve en la Figura 36. Así por la relación entre la resistencia, geometría y coeficiente de transferencia de calor, se puede determinar este último:

$$\alpha_{ft} = \frac{1}{R_{ft,cond}\pi(L_{ann} + 2L_{red})D_{sp}} \quad (51)$$

Donde tanto L_{ann} como L_{red} aparecen referenciados en la Figura 36.

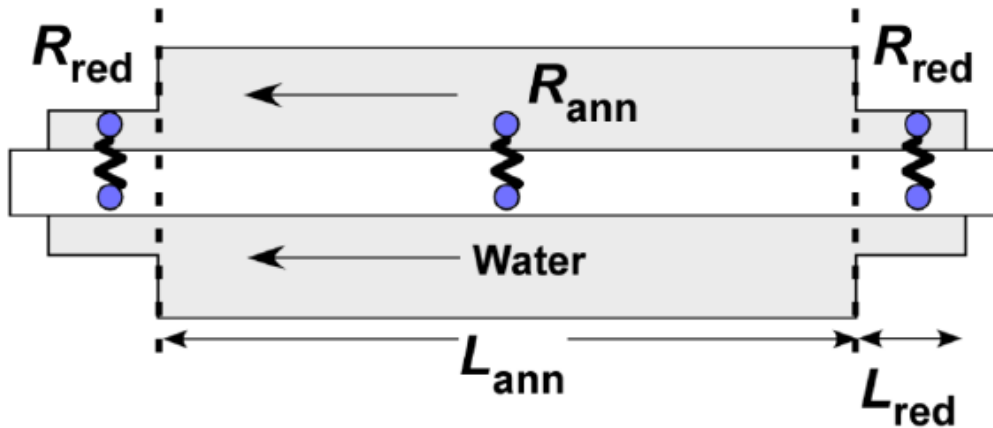


Figura 36. Geometría de la sección de prueba de (Fronk, 2014)

Finalmente, (P. Wang et al., 2023) utiliza una estación experimental de condensación de fluidos zeotrópicos donde se realiza enfriamiento por fluido. (P. Wang et al., 2023) divide la sección de prueba en subsecciones para los cuales se define un flujo de calor particular (i-ésimo), tal que:

$$q(i)_{ft,cond} = \frac{Q(i)_{agua}}{A(i)_{int}} \quad (52)$$

Para la ecuación (52) se define el calor entregado por el agua utilizando la siguiente ecuación:

$$Q(i)_{agua} = \dot{m}_{agua} c_{p,agua} (T_{agua,sale} - T_{agua,entra}) \quad (53)$$

Se debe calcular la calidad para determinar la temperatura de saturación utilizando REFPROP con la presión medida y la composición de la mezcla.

$$x(i)_{entra} = \frac{h(i)_{ft,entra} - h_L}{h_V - h_L} \quad (54)$$

Donde h_L y h_V son las entalpías para el fluido de trabajo en estado líquido y vapor, respectivamente. Es $h(i)_{ft,entra}$ la propiedad calculada con la temperatura y presión medidas en el fluido de trabajo a la entrada de cada subsección. Luego, se determina la calidad a la salida. Tal que:

$$x(i)_{sale} = x(i)_{entra} - Q(i)_{agua} (\dot{m}_{ft} (h_V - h_L)) \quad (55)$$

Con la ecuación (54) y la ecuación (55) se determina un promedio aritmético para la calidad en una subsección:

$$x(i)_{ft} = \frac{x(i)_{entra} + x(i)_{sale}}{2} \quad (56)$$

Este promedio se considera como la calidad representativa para la subsección i. Ya con esto para cada subsección se puede determinar el coeficiente de transferencia de calor como:

$$\alpha(i)_{ft} = \frac{q(i)_{ft,cond}}{T(i)_s - T(i)_{pared,int}} \quad (57)$$

Para la ecuación (57) es necesario determinar la temperatura de pared interna, esto se hace de la siguiente forma:

$$T(i)_{pared,int} = T(i)_{pared,ext} + \frac{Q(i)_{agua}}{2\pi L(i)k_{pared}} \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right) \quad (58)$$

Así reemplazando la ecuación (58) en (57) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor para (P. Wang et al., 2023).

Como se presenta en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, las estaciones experimentales determinan el coeficiente de transferencia de calor de dos maneras fundamentalmente. Una por medio de una ecuación general para la transferencia de calor, ley de enfriamiento de Newton, y otra a través de un desarrollo más específico a los intercambiadores de calor, es decir, el método por la diferencia de temperatura media logarítmica. También podemos notar que ambas ecuaciones se utilizan en fluido zeotrópicos y azeotrópicos sin distinción. Se distingue, también, la evidente flexibilidad para ser utilizada en procesos de evaporación y condensación del intercambio de calor por fluidos, aunque es importante notar que (Marat, 2009) utiliza también un arreglo eléctrico para realizar condensación, pero esto se debe a su uso de temperaturas criogénicas.

Es así, que para el diseño que se presenta más adelante, es el intercambio de calor por fluido el seleccionado y, justamente, las estaciones experimentales que se indican como tal, en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, las mayores referencias en términos de diseño de las secciones de prueba. También existen otro que mezcla ambos tipos de intercambio de calor, como (Fronk, 2014), pero no en los de las secciones de medición.

Por otra parte, tanto (Barraza, 2015) y (Cavallini et al., 2001a) establecen importante consideraciones y precauciones en cuanto al desarrollo del flujo antes de entrar a la sección de prueba.

Otra categorización de importancia en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, es el uso de subsecciones. Para (Li, 2016) no es claro que sea mejor seleccionar con o sin subsecciones, pero si tiene claras diferencias. Las diferencias que hacen preferir la división entre subsecciones son la mayor cantidad de datos que se pueden obtener, que las condiciones locales son más realistas. También es importante considerar que la incertidumbre aumenta, pero sobre todo para el caso de (Li, 2016), por el reacondicionamiento que existe entre cada sección, cuando se consideran subsecciones, pero sin reacondicionar de una a otra la incertidumbre queda en un punto intermedia entre dicha propuesta y otra sin subsecciones. Aun así, con lo que se plantea en (Li, 2016), queda mucha discusión al respecto.

Tabla 10. Caracterización para cada autor del cálculo del coeficiente de transferencia de calor

Autores	Tipo de fluido de trabajo	Intercambio de calor sección de prueba	Proceso	Ecuación utilizada	Número de subsecciones
(Mortada et al., 2012a)	Azeotrópico	Eléctrico	Evaporación	Enfriamiento de Newton	No se usan
(Cavallini et al., 2001a)	Azeotrópico	Por fluido	Condensación	LMTD	No se usan
(Park et al., 2010)	Azeotrópico	Por fluido	Condensación	Enfriamiento de Newton	No se usan
(Li, 2016)	Azeotrópico	Por fluido	Evaporación	Enfriamiento de Newton	Se usan 6
(Mattiuzzo et al., 2023)	Azeotrópico	Por fluido	Evaporación	Enfriamiento de Newton	3,38 mm: Se usan 5 0,96 mm: No se usan
(Marat, 2009)	Zeotrópico	Bloque de conducción	Condensación	LMTD	No se usan
(Barraza, 2015)	Zeotrópico	Eléctrico	Evaporación	LMTD	No se usan
(A. Hossain et al., 2012)	Zeotrópico	Por fluido	Evaporación	Enfriamiento de Newton	Se usan 12
(Fronk, 2014)	Zeotrópico	Por fluido	Condensación	LMTD	No se usan
(P. Wang et al., 2023)	Zeotrópico	Por Fluido	Condensación	Enfriamiento de Newton	Se usan 6

1.4 Determinación de la caída de presión en las estaciones experimentales revisadas

La caída de presión medida en las estaciones experimentales revisadas se define de la siguiente forma.

$$\Delta p_{medida} = \Delta p_{fricción} + \Delta p_{estática} + \Delta p_{momentum} + \Delta p_{forma} \quad (59)$$

Donde, $\Delta p_{fricción}$ corresponde a la presión perdida por el contacto del fluido de trabajo con la pared, $\Delta p_{estática}$ corresponde a la pérdida de presión por variaciones de altura, $\Delta p_{momentum}$ corresponde a la pérdida de presión por pérdida de momentum asociadas a la calidad y su cambio de densidad y finalmente, Δp_{forma} que corresponde a la diferencia de presión por la configuración geométrica de la sección de prueba.

En el detalle tanto (Park et al., 2010) como (Li, 2016) no separan en distintos términos la presión medida, como la ecuación (59). Solamente definen la caída de presión como la diferencia de presión entre las presiones entre el largo, tal que:

$$PD = \frac{p_{sale} - p_{entra}}{L} \quad (60)$$

Para el caso de (Marat, 2009), se ocupa la ecuación (59). Para el término de cambio de momentum se utiliza la siguiente ecuación:

$$\Delta p_{momentum} = G^2 \left[\left(\frac{1-x^2}{\rho_l(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_v\varepsilon} \right)_{salida} - \left(\frac{1-x^2}{\rho_l(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_v\varepsilon} \right)_{entra} \right] \quad (61)$$

Donde G es el flujo másico por área, x la calidad, ρ_l y ρ_v la densidad líquida y de vapor del fluido de trabajo, respectivamente, ε la fracción de vacío que se define por la ecuación siguiente:

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_v} \left[(1 + 0,21(1-x)) \left(\frac{x}{p_v} + \frac{1-x}{p_l} \right) + \frac{1,18(1-x)(g\gamma(\rho_l - \rho_v))^{0,25}}{G\rho_l^{0,5}} \right]^{-1} \quad (62)$$

Donde, g es la aceleración de gravedad y donde γ es la tensión superficial.

Para (Marat, 2009), la presión estática se define como:

$$\Delta p_{estática} = gL\bar{\rho} \quad (63)$$

Donde:

$$\bar{\rho} = \rho_l(1-\varepsilon) + \rho_v\varepsilon \quad (64)$$

La presión por forma se considera cero puesto que es difícil saber cuánto de la diferencia de presión (Δp_{medida}) corresponde a Δp_{forma} .

Para (Barraza, 2015), tanto la ecuación (59) como la ecuación (61), son utilizadas. Por otra parte, la diferencia de presión estática no se toma en consideración puesto que la sección de prueba es horizontal. Finalmente, para definir cada una de las contribuciones de la fricción y forma se usan las siguientes ecuaciones:

$$\Delta p_{fricción} = f \frac{L_{\Delta p}}{D_{int}} \frac{G^2}{2\rho} \quad (65)$$

$$\Delta p_{forma} = K_{cal} \frac{G^2}{2\rho} \quad (66)$$

$$f = \left(-2 \log \left(\frac{R_{RMS}}{3,7} - \frac{5,02}{Re} \log \left(\frac{R_{RMS}}{3,7} + \frac{13}{Re} \right) \right) \right)^{-2} \quad (67)$$

Donde, f es el factor de fricción, calculado como indica la ecuación (67). En esta ecuación (67) R_{RMS} corresponde a la rugosidad del material y Re el número de Reynolds. También, $L_{\Delta p}$ es la distancia entre los puntos en los que se mide la diferencia de presión y K_{cal} es el coeficiente de forma. Este último se calcula utilizando una medición en una fase considerando, donde no hay variación en la calidad:

$$\Delta p_{medida} = \Delta p_{fricción} + \Delta p_{forma} \quad (68)$$

Finalmente, En (Fronk, 2014) se busca calcular $\Delta p_{fricción}$ considerando los cambios de sección de la Figura 37.

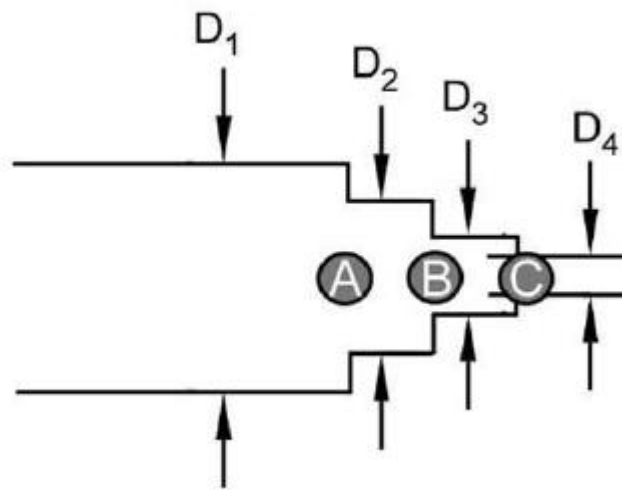


Figura 37. Esquema de las diferencias de sección de la sección de prueba de (Fronk, 2014)

Esto toma en cuenta cuando ocurre un cambio de sección de menor a mayor, expansión, y el cambio de sección de mayor a menor, contracción. Así, cada uno se determina como:

$$\Delta p_{contracción} = \frac{G^2}{p_l} \left(1 - A_{ratio}^2 + \left[\frac{1}{C_c} - 1 \right]^2 \right) \Psi_H \quad (69)$$

También con:

$$C_c = \frac{1}{0,639[1 - A_{ratio}]^{1/2} + 1} \quad (70)$$

$$\Psi_H = 1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) q_t \quad (71)$$

Donde A_{ratio} es la relación entre el área pequeña con el área grande, C_c es el coeficiente de contracción y Ψ_H es el multiplicador homogéneo.

Luego,

$$\Delta p_{expansión} = \frac{-G^2 A_{ratio} (1 - A_{ratio}) \Psi_H}{\rho_l} \quad (72)$$

Con:

$$\Psi_s = 1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) [0,25q(1 - q_t) + q_t^2] \quad (73)$$

Donde, Ψ_H es el multiplicador de flujo separado, q_t es la calidad termodinámica.

El caso de la diferencia de presión por cambio en el momentum es igual que la ecuación (61).

2. Diseño de la estación experimental

Se diseña una estación experimental con microcanales, basado en la caracterización para el diámetro de canales de (Kandlikar & Grande, 2003), para determina el coeficiente de transferencia de calor durante evaporación y condensación de mezclas zeotrópicas basadas en hidrocarburos, CO2 y refrigerantes sintéticos. La Figura 38 muestra como esta estación experimental se divide en dos sectores principales; la de evaporación y la de condensación.

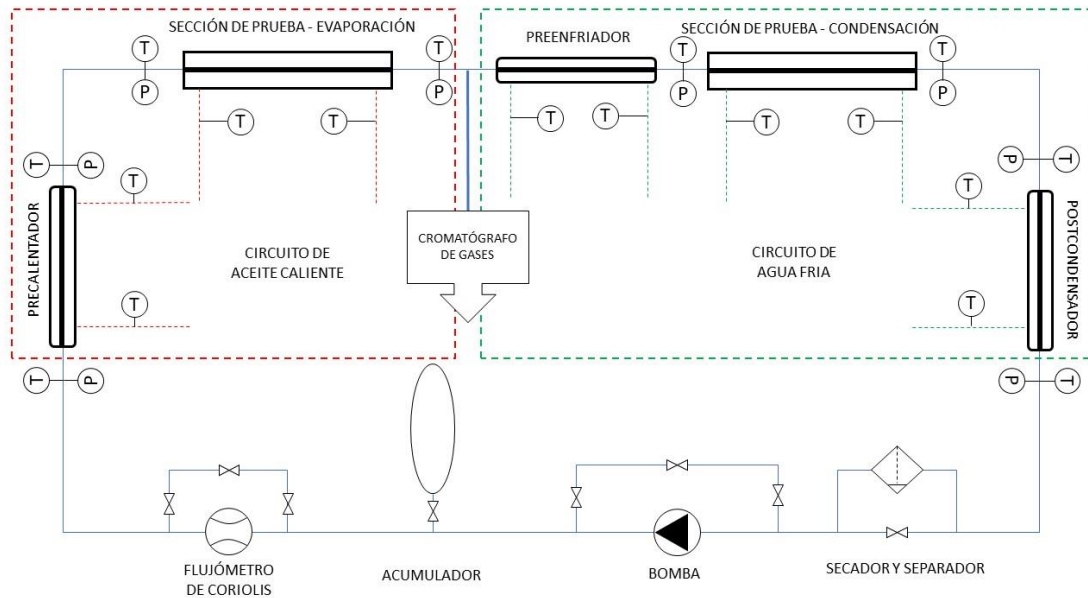


Figura 38. Esquema de la estación experimental diseñada

En el sector de evaporación (encerrada en rojo) existen dos intercambiadores de calor (precalentador y la sección de prueba – evaporación) por donde pasa el fluido de trabajo por dentro de una sección anular mientras que, por fuera, y en contraflujo, pasa el aceite térmico, cuya temperatura es regulada por un sistema de control de temperatura dinámica. En el sector de condensación (encerrado en verde) existen tres intercambiadores de calor a contraflujo de tubos concéntricos (preenfriador, sección de prueba – condensación y postcondensador) por donde el fluido de trabajo pasa por el centro y el fluido de enfriamiento pasa por fuera. Este fluido es agua y lleva al fluido de trabajo hasta la completa condensación para asegurar la buena operación de la bomba. En cuanto a los fluidos, para el precalentador y la sección de prueba – evaporación se utiliza un aceite térmico pues este no cambia de fase al calentarse por lo que se evitan problemas de presurización, mientras que para el caso del enfriamiento se utiliza el agua, puesto tiene un comportamiento conocido en bajas temperaturas en el rango utilizado. Para los materiales, tanto para el tubo interior como exterior se utiliza acero, por su resistencia sobre todo considerando los diámetros que se utilizaran y que se indican más adelante.

El circuito completo de la estación experimental parte desde una bomba que mueve el fluido de trabajo para luego pasar por un flujómetro de Coriolis que permite controlar el flujo másico y operar la estación experimental en distintas condiciones. Luego el fluido de trabajo entra en el precalentador donde se mide la presión y la temperatura a la entrada y salida directamente en el flujo. También se miden las temperaturas del

aceite térmico a la entrada y la salida del precalentador directamente en el flujo. Con estas temperaturas y la presión se pueden determinar las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo, incluida la temperatura la cual se puede comparar con la temperatura medida. Luego, el fluido de trabajo va hacia la sección de prueba – evaporación en la cual también se mide la temperatura y la presión a la entrada y a la salida, pero con una distancia que se detalla más adelante que permite el desarrollo del fluido luego de estas mediciones. También se miden las temperaturas del aceite térmico a la entrada y salida directamente en el flujo. Dentro de la sección de medición se miden las temperaturas, pero no directamente si no en la pared del tubo para no afectar al flujo, de otra forma se debería considerar una longitud para desarrollar el flujo nuevamente después de cada medición. Como se ve en la Figura 39 el sistema de calentamiento está conectado en circuito, entra primero a la sección de pruebas – evaporación luego sale y entra al precalentador para luego salir y volver a entrar en el sistema de control de temperatura dinámica. Los símbolos en la Figura 38 tienen como base las estaciones experimentales revisadas y también a (Bosch Rexroth. Systematic Success, 2003).

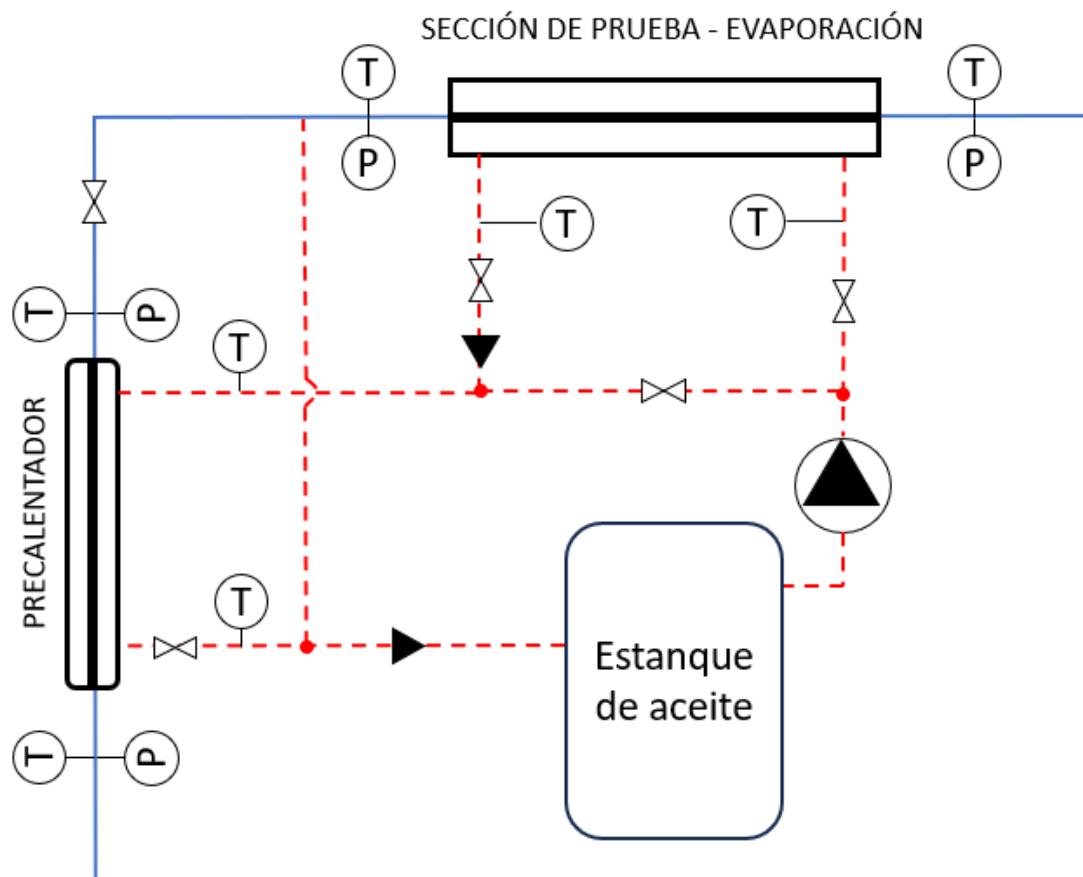


Figura 39. Esquema del sector de evaporación

En la Figura 39, también se pueden observar las conexiones de las tuberías con los equipos térmicos. Estas conexiones, con sus respectivas válvulas, permiten que el sistema de control de temperatura dinámica pueda operar, en caso de ser necesario, solamente con uno de los dos equipos térmicos, es decir, con el precalentador o con la sección de prueba – evaporación. Los puntos rojos indican donde existe conexiones entre dos o más tubos.

Luego, al salir de la sección de prueba – evaporación, se encuentra el cromatógrafo de gases, el cual está conectado al circuito y permite extraer la mezcla en estado gaseoso y medir la composición en la cual se encuentra en ese momento. El fluido de trabajo entra en el preenfriador, este equipo térmico tiene como función controlar las condiciones de entrada a la siguiente sección de pruebas – condensación, la cual al igual que su homóloga mide la temperatura y presión a la entrada y salida de esta, con una distancia a la entrada entre el punto de medición y la sección de prueba – condensación para permitir que el fluido se desarrolle. En esta sección entra agua a contraflujo y la temperatura del agua es medida a la entrada y salida de la sección de prueba – condensación. Dentro de la sección de prueba – condensación también se mide la temperatura, pero no directamente en el flujo del fluido de trabajo para no interrumpirlo. Luego el fluido de trabajo pasa al postcondensador donde se mide presión y temperatura a la entrada y salida de este. También se mide la temperatura del agua a la entrada y salida. Análogamente al circuito de aceite caliente, como se puede ver en la Figura 40, el circuito de agua fría entra primero al postcondensador y al salir se bifurca en dos tubos, uno entra directamente a la sección de prueba – condensación y el otro al preenfriador. Lo anterior se debe a que si se hace en secuencia los tres equipos térmicos el preenfriador quedaría al final en la secuencia de intercambio de calor y esto entorpece su rol principal, es decir, controlar las condiciones de entrada a la sección de prueba – condensación. Al salir tanto del preenfriador como de la sección de prueba – condensación el flujo de agua vuelve al estanque. Al igual que en el sistema de evaporación las conexiones y válvulas dispuestas permiten controlar la conexión entre el sistema de control de temperatura del agua y los equipos térmicos, esto permite desconectar el preenfriador o la sección de prueba – condensación y dejar sólo una de estas con el postcondensador. El preenfriador puede ser omitido en caso de que sea el circuito de evaporación el que permita controlar las condiciones de entrada al de condensación, es por esto el preenfriador tiene como papel actuar en casos específicos que demanden un mejor control de las condiciones de entrada.

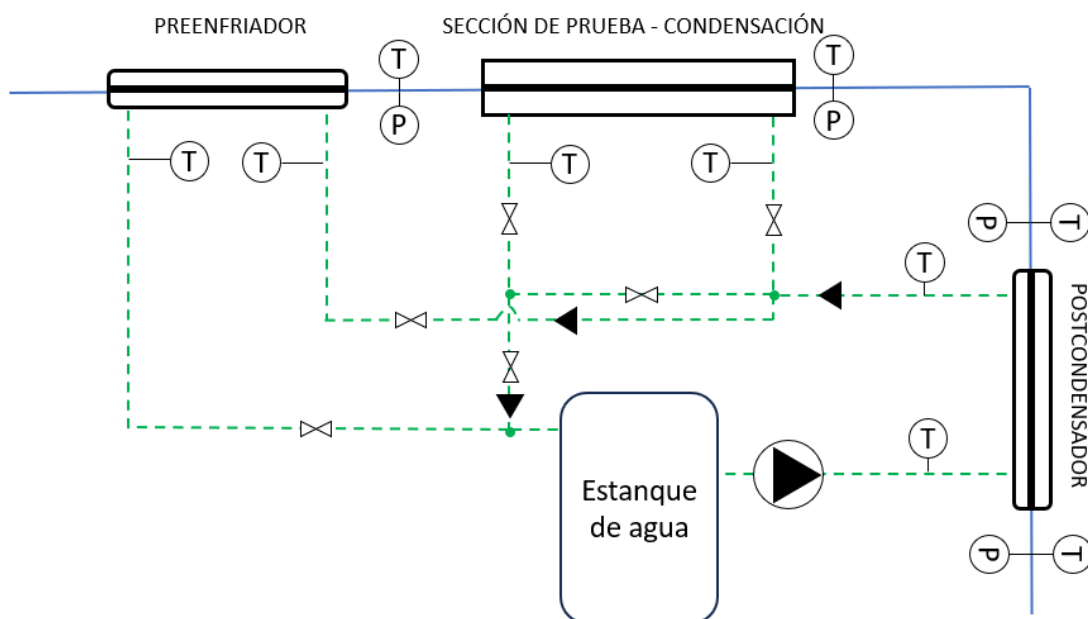


Figura 40. Esquema del sector de condensación

En términos constructivos, el diámetro de las tuberías que no corresponden a los intercambiadores de calor es de 8 mm, como se puede ver más adelante en la Figura 50. Para medir la temperatura en fuera de los intercambiadores de calor, como se ve en las figuras anteriores, se utilizan termocuplas. Las termocuplas son instaladas realizando una perforación en el tubo

2.1 Equipos de transporte y de control

En la Tabla 11 se presentan los equipos de transporte y control utilizados. Estos son descritos con mayor detalle más adelante.

Tabla 11. Equipos por utilizar para transporte y control en la estación experimental

Equipo	Marca, Modelo	Cantidad
Bomba	Micropump, GA-X21.P9FS.A	1
Cromatógrafo de gases	Shimadzu, GC-2014	1
Flujómetro Coriolis	Emerson, Micro Motion R050S	1

2.1.1 Bomba para el fluido de trabajo

El circuito del fluido de trabajo es controlado por una microbomba de engranaje magnética, en la Figura 41. Posee una presión de operación máxima de 345 bar y una diferencia de presión máxima de 5 bar, como indica (Fronk, 2014). El rango de temperatura es de -46 a 177°C.



Figura 41. Bomba de engranaje magnética GA-X21.P9FSA por Micropump

2.1.2 Cromatógrafo de gases

Para verificar la composición de los gases cuando la mezcla se encuentra en dos fases, y así verificar la fracción que se ha evaporado o condensado de cada componente de la mezcla, se utiliza un Shimadzu GC-2014 GC (Figura 42). Este equipo posee *Dual Inlet*. Los detectores que utiliza son del tipo *Dual thermal conductivity*. También para poder realizar el muestreo este equipo posee una válvula para muestrear gases.



Figura 42. Cromatógrafo de gases Shimadzu GC-2014

2.1.3 Flujómetro para el fluido de trabajo.

Para controlar el flujo másico del fluido de trabajo se hace uso de un flujómetro de Coriolis (Figura 43). A este equipo se le añade un transmisor 2700 flujo multivariable y densidad. Con esto se puede informar sobre el flujo másico, el flujo volumétrico, la densidad, la temperatura o la ganancia de impulso (Figura 44).



Figura 43. Flujómetro de Coriolis Micro Motion R050S de Emerson



Figura 44. Transmisor de Flujo y Densidad Multivariable de Emerson

Adicionalmente, se utilizan equipos complementarios para el buen funcionamiento del circuito del fluido de trabajo, estos son: un separador de aceite Temprite 320 y un filtro secado de cerámica.

2.2 Equipos de transferencia de calor

2.2.1 Baño térmico de calentamiento

Un equipo se instala en la sección de evaporación en un circuito de aceite térmico para el intercambio de calor con el fluido de trabajo, este equipo es un LNEYA Dynamic Temperature Control System SUNDI-235V, que se puede ver en la Figura 45. Este equipo opera en el rango de 0°C hasta los 300°C y posee una potencia para calentar de 3,5 kW. El equipo posee una bomba integrada para movilizar el aceite térmico.



Figura 45. Sistema de control de temperatura dinámica LNEYA SUNDI-235V

2.2.2 Baño térmico de enfriamiento

Un equipo se instala en la sección de condensación en un circuito de agua para el intercambio de calor con el fluido de trabajo, este equipo es un, que se puede ver en la Figura 46. Este equipo opera en el rango de 5°C hasta los 30°C. El equipo posee una bomba integrada para movilizar el agua.



Figura 46. Chiller ICEtemp de EuroChillergroup

2.2.3 Precalentador, preenfriador y postcondensador

Se utiliza un intercambiador de calor anular de tubos concéntricos para los tres equipos térmicos que permiten regular la temperatura y calidad en la estación experimental (precalentador, preenfriador y postcondensador). En la Figura 47 se puede ver el esquema general, este tiene un largo de 500 mm que permite controlar la temperatura de entrada para las secciones de prueba respectivas en el caso del precalentador y el postcondensador, ya que por cómo están configurados ambos circuitos, de aceite y de agua, estos dos equipos reciben el aceite térmico o agua a una diferencia de temperatura menor que el fluido de trabajo, por lo que se requiere un mayor largo para tener un buen resultado. Por otra parte, el postcondensador tiene dicho largo para garantizar la calidad a la salida y proteger la bomba.

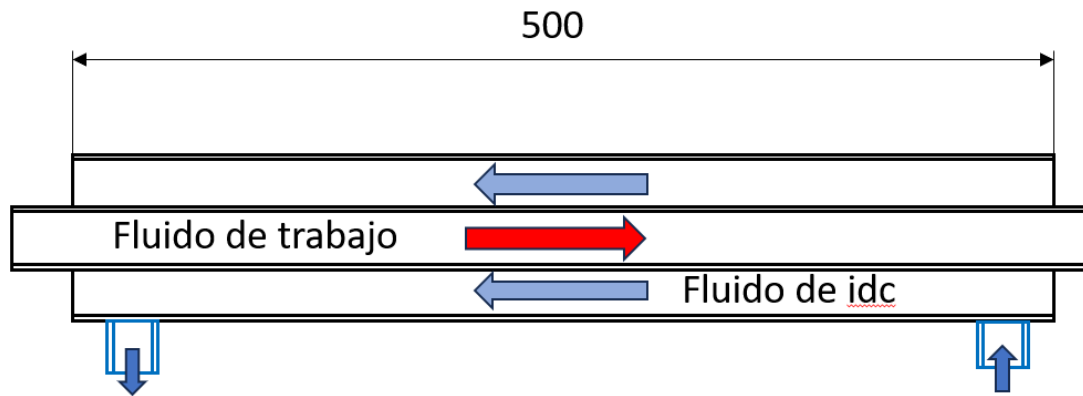


Figura 47. Esquema general para precalentador, preenfriador y postcondensador

Como se ve en la Figura 39 y en la Figura 40, se realizan mediciones a la entrada y la salida del equipo con una distancia que permita el desarrollo del fluido, por otra parte, en la tubería del fluido de intercambio de calor (idc) también se hacen mediciones de la temperatura de este. La sección transversal para todos estos equipos se ve en la Figura 48, los diámetros del tubo interno, por donde pasa el fluido de trabajo son iguales que en las secciones de prueba para las secciones de evaporación y condensación.

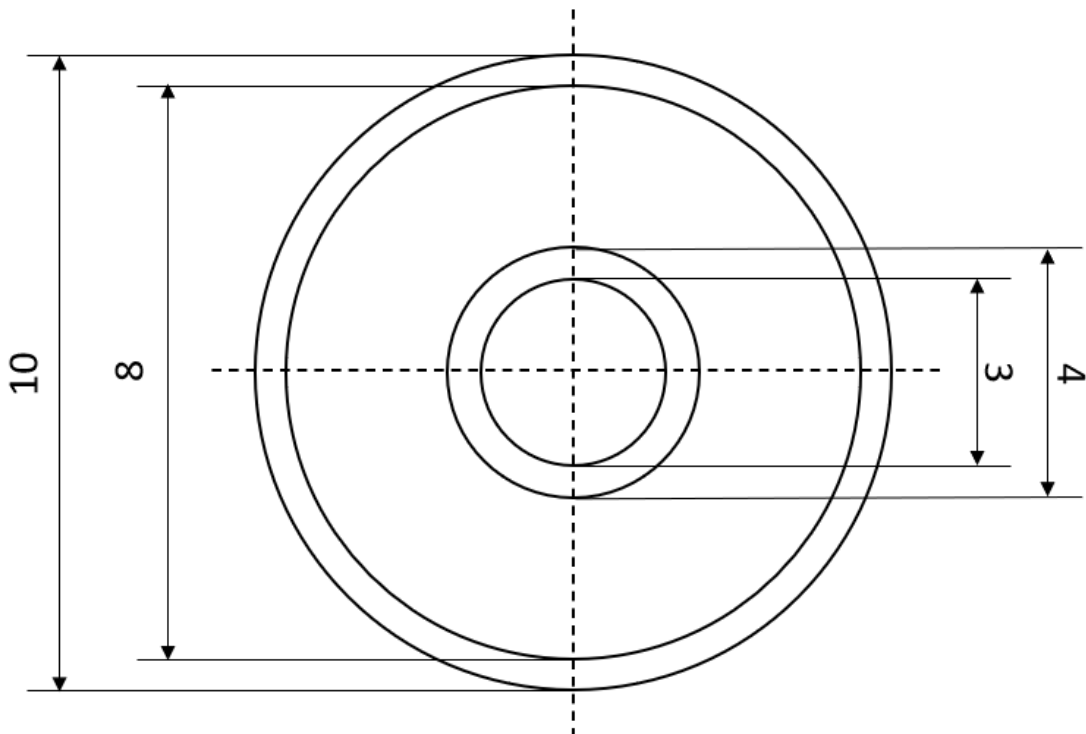


Figura 48. Sección transversal del precalentador, preenfriador y postcondensador

2.2.4 Secciones de prueba

Las secciones de prueba tienen dos consideraciones importantes respecto a las investigadas. Como se ve en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, algunas de las estaciones experimentales poseen diversas cantidades de subsecciones o directamente no tienen. Para esta estación experimental utilizar subsecciones es preferible ya que como indica (Li, 2016), utilizar subsecciones permite aumentar la cantidad de información obtenida en una pasada y también permite simular más realísticamente una condición local o pseudolocal, que es lo que se busca al determinar coeficientes de transferencia de calor. La Tabla 12, muestra las relaciones de largos y diámetros internos para cada uno de los autores que utilizaron subestaciones. Como referencia de diseño el diámetro interno del tubo a utilizar en la estación experimental diseñada es de 3 mm por lo que son los largos de (P. Wang et al., 2023) y (Mattiuzzo et al., 2023). A su vez dado que las subsecciones del segundo son paralelas y el diseño del presente trabajo es en serie, es el primer trabajo el que más se aproxima como referencia al tipo de estación deseada. En cuanto a la cantidad de subestaciones, para el caso de las que son en serie, vemos en la Tabla 12 que se repite el número seis, incluso para (A. Hossain et al., 2012), ya que su diseño se corresponde con una estructura en “U” que tiene seis estaciones por lado.

Tabla 12. Geometría de las estaciones experimentales que usan subsecciones

Autor	Cantidad de subestaciones	DI tubo del fluido de trabajo mm	Largos de las subestaciones mm
(Li, 2016)	6	0,65	400
(A. Hossain et al., 2012)	12	4,35	300
(P. Wang et al., 2023)	6	2	240
(Mattiuzzo et al., 2023)	3	3,38 0,96	540/480 230/220
En este documento	3	3	250

Así, como referencia en estas estaciones experimentales se considera la utilización de 6 subsecciones, pero divididas en cada sección de prueba, es decir, tres para la de evaporación y tres para la de condensación como muestra la Figura 49, que corresponde a ambas pues las secciones de prueba son idénticas.

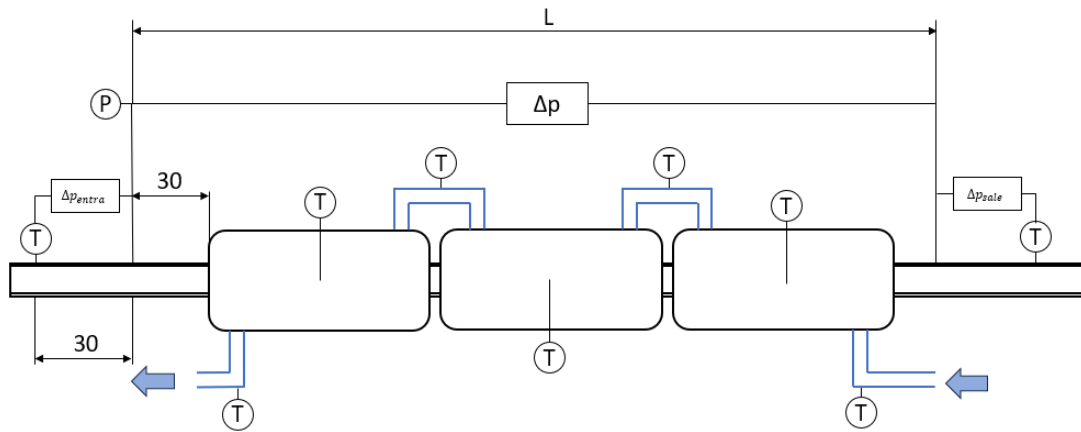


Figura 49. Esquema de las secciones de prueba de evaporación y de condensación.

La Figura 49, muestra el diseño final de las secciones de prueba con sus respectivas subsecciones, es importante notar que, en estas, y como se ha comentado antes, se mide la temperatura y la presión a la entrada y la salida de la sección completa. Para estas mediciones es importante considerar dos distancias en las que se mide presión y temperatura. La estructura de los puntos de medición se corresponde con las presentes en (Rojas Ojeda, 2017) y en (Barraza, 2015). Así, como se ve en la figura antes nombrada, se mide la temperatura, se da una distancia para que se desarrolle el flujo y luego se mide la presión (absoluta en la entrada y la diferencia entre entrada y salida) para volver a dar una distancia para el desarrollo del flujo, entre estos dos puntos de medición también se mide la diferencia de presión. Por otra parte, es importante tener en cuenta la distancia entre el cambio de sección del tubo del circuito y el que pasa por la sección de pruebas. Para todas estas distancias se utilizan las simulaciones realizadas por (Rojas Ojeda, 2017) para tubos de 3 mm. En la Figura 49 ya se pueden notar dos de estas distancias, la distancia entre la medición de la temperatura y la presión, y la distancia entre la medición de la presión y la entrada real de la sección de pruebas, siendo ambas de 30 mm. Para el caso de la distancia que se debe tener para el desarrollo del flujo en su cambio de sección, se puede ver en la Tabla 13, que para un diámetro interno de 30 mm se debe tener una distancia de 120 mm para tener el flujo nuevamente desarrollado, y en ese punto medir la temperatura.

Tabla 13. Resumen de longitudes presentados por (Rojas Ojeda, 2017)

DI mm	L1/D	L1 mm
3	40	120
1,5	18	27
0,5	36	18

Así, como muestra la Figura 50, la distancia que debe existir entre el cambio de sección de 8 mm a 3 mm y la medición de temperatura a la entra de la sección de prueba debe ser de 120 mm.

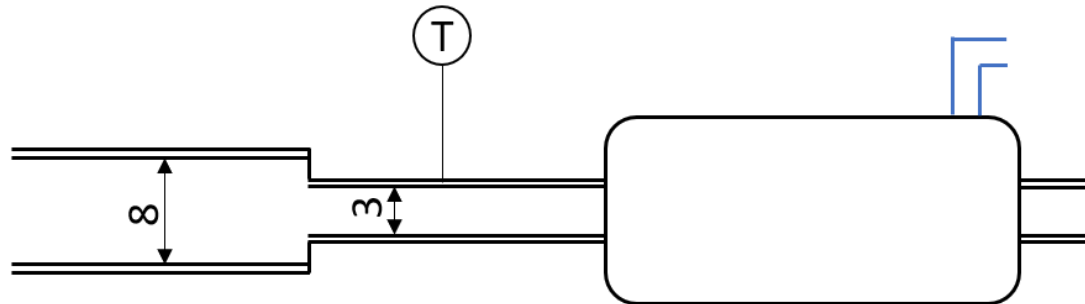


Figura 50. Diagrama del cambio de sección antes de entrar en la primera subsección de una de las secciones de prueba.

Yendo al detalle de una subsección de las secciones de prueba tenemos la Figura 51. Podemos notar el largo de la subsección, determinado en virtud de las referencias de la Tabla 12 y (Rojas Ojeda, 2017). Para este se utilizan 6 termocuplas, midiendo por arriba y por abajo del tubo por el cual va el fluido de trabajo, separadas a una distancia de 80 mm. Estas termocuplas miden la temperatura de pared, por lo que a la hora de procesar la información experimental obtenida se debe considerar la transferencia de calor por conducción entre la parte externa y la interna, como se muestra más adelante. Esta medición no se hace de pared interna para no interrumpir el flujo.

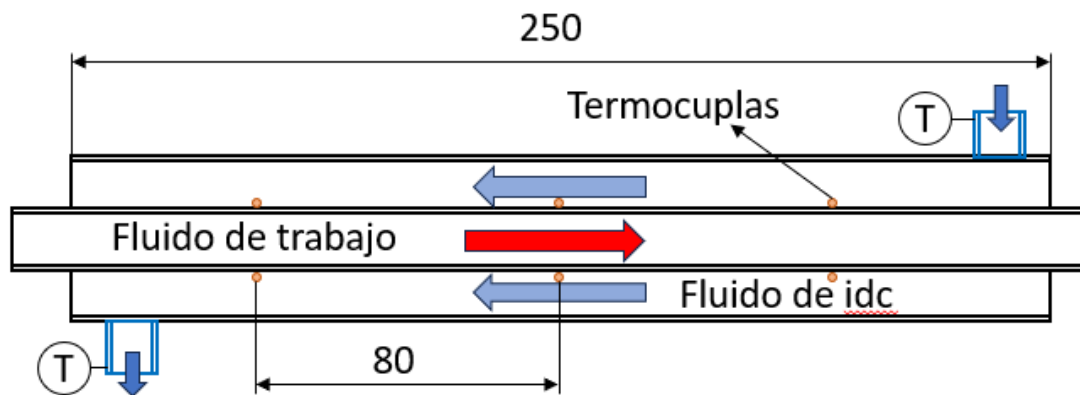


Figura 51. Subsección de la sección de prueba, tanto para evaporación como condensación.

Por otra parte, en la Figura 52, se establece una distancia entre las subsecciones, basadas en la estructura de (P. Wang et al., 2023). Así, entre cada subsección quedan

20 mm de distancia los sobre los cuales también se debe considera la medida para los tubos que transportan el fluido de idc.

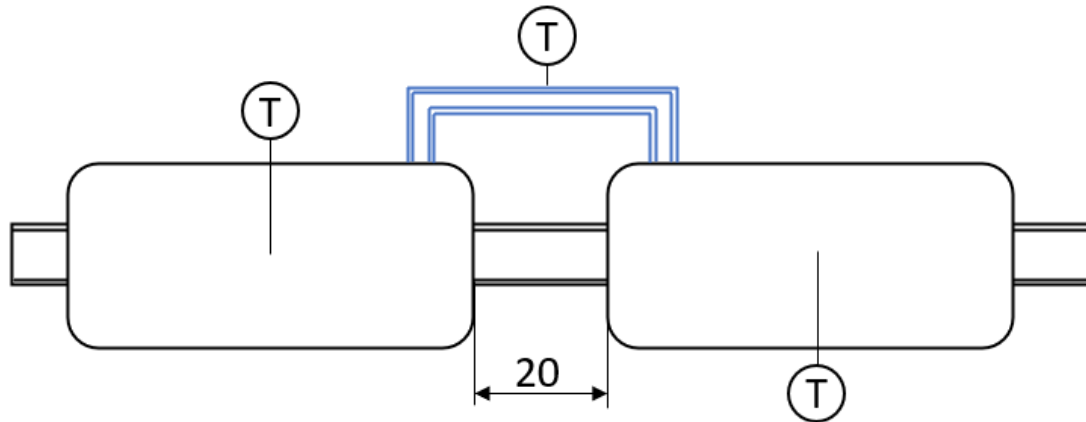


Figura 52. Esquema de las subsecciones y la distancia entre ellas.

Al igual que el precalentador, preenfriador y el postcondensador, la sección transversal de las subsecciones posee un tubo interno con un diámetro interno de 3 mm y un diámetro externo de 4 mm, mientras que el tubo externo posee 8 mm de diámetro interno y 10 mm de diámetro externo, tal como muestra la Figura 48.

2.3 Instrumentos de medición

En la Tabla 14 se presentan los equipos de transporte y control utilizados. Estos son descritos con mayor detalle más adelante.

Tabla 14. Resumen de las incertidumbres de los instrumentos de medición instalados.

Equipo	Marca/modelo	Cantidad	Incertidumbre
Termocupla	Omega, TMQSS-062G-6	36	$\pm 0,5$ k
Presión Absoluta	Setra, 204	1	$\pm 0,073\%$
Diferencia de presión sección de prueba	Setra, 267	1	$\pm 0,5\%$
Diferencia de presión entrada y salida	Setra, 204D	2	$\pm 0,073\%$

2.3.1 Sensores de temperatura

Para las mediciones de temperatura se utilizan termocuplas del tipo T, de cobre y constantán, como se ve en la Figura 53. Estas termocuplas deben instalarse al exterior del tubo interno. Por esta razón las secciones de prueba deben ser construidas para instalar las termocuplas en dicho proceso.

Las termocuplas miden las temperaturas a la entrada y salida del precalentador, preenfriador, postcondensador, sección de prueba – condensador y sección de prueba – evaporación. También las secciones de prueba miden la temperatura en cada subsección con un arreglo de 6 termocuplas. Estas temperaturas medidas corresponden al aceite térmico, agua y fluido de trabajo respectivo.



Figura 53. Termocupla TMQSS-062G-6 del proveedor Omega.

Las 18 termocuplas presentes en el diseño deben ser calibradas antes de usarlas, para calibrarla se debe usar un baño frío con un termómetro de referencia.

2.3.2 Medición de presión

Diferencia de presión

Se usa un transductor diferencial de presión Setra 267 con un rango de presión de 10 psi y funcionamiento para temperaturas entre -18°C y 65°C para medir la diferencia de presión entre B y C. Para medir entre A y B y C y D se usan transductores diferenciales de presión SETRA 204D.

Presión absoluta

Para medir la presión absoluta se usa un medidor de presión SETRA 204 como en la Figura 54.



Figura 54. Transductor de presión Setra 204

2.3.3 Rotámetros

2.4 Cotizaciones de equipos

Los equipos más importantes fueron cotizados en distintas empresas y proveedores, así como en distintos modelos y marcas que cumplieran con los requisitos solicitados. En la Tabla 15 se ve el gasto que implican los equipos más importantes.

Tabla 15. Precios de algunos de los equipos cotizados

Equipo	Marca	Modelo	Cantidad	Precio US\$ total
Flujómetro Coriolis	Emerson	Micro Motion R050S	1	7186
Transmisor multivariable	Emerson	Micro Motion 2700	1	4571
Termorregulador para aceite	LNEYA	SUNDI-235V	1	9850
Cromatógrafo de gases	Shimadzu	GC-2014	1	8999
Bomba del fluido de trabajo	Micropump	GA-X21.P9FS.A	1	----
Chiller	Eurochiller	ICEtemp	1	----
Termocupla	Omega	TMQSS-062G-6	36	2004
Transductor Presión absoluta	Setra	204	1	----
Transductor diferencia de presión	Setra	267	1	----
Transductor diferencia de presión	Setra	204D	2	----

2.5 Procesamiento de datos

2.5.1 Coeficiente de transferencia de calor

Para el análisis se tiene en consideración la diferencia entre las dos secciones de prueba, evaporación y condensación. También, los materiales con los que se construyen las secciones y las ubicaciones que se les da a las termocuplas, pues la temperatura que miden no es la que se utiliza directamente en las ecuaciones si no que debe ser corregida por la diferencia de temperatura entre la pared externa e interna. La corrección para las temperaturas medidas a la entrada y a la salida de la sección de pruebas también es considerada a través del efecto Joule – Thomson.

2.5.1.1 Coeficiente de transferencia de calor para la sección de prueba – evaporación.

Es fundamental definir el calor de evaporación que se aplica sobre el fluido de trabajo, es decir, el calor que produce el cambio de estado. Para este se debe hacer una diferencia, y posterior relación, entre el calor que entrega el aceite térmico y el calor que recibe el fluido de trabajo, estableciéndose en la siguiente relación que considera cada una de las subsecciones i -ésimas.

$$\dot{Q}(i)_{eva} = \dot{Q}(i)_{aceite} - \dot{Q}(i)_{L,rad} - \dot{Q}(i)_{L,amb} \quad (74)$$

El calor entregado por el aceite ($\dot{Q}(i)_{aceite}$) se calcula con las temperaturas medidas a la entrada y la salida del agua en la sección de prueba, como se muestra en la Figura 39. Entonces:

$$\dot{Q}(i)_{aceite} = \dot{m}_{aceite} c_{p,aceite} (T(i)_{aceite,entra} - T(i)_{aceite,sale}) \quad (75)$$

Luego, se deben determinar los otros dos elementos de la ecuación (74). En primer lugar. En primer lugar, se puede ver la red de resistencias térmicas en la Figura 55, y para determinar las pérdidas estas se consideran desde la pared externa del tubo interno, de forma tal que:

$$R_{tot,amb} = \frac{1}{\alpha_{aceite} A_{ext}} + \frac{1}{\alpha_{aceite} A_{INT}} + \frac{\ln(D_{EXT}/D_{INT})}{2\pi L k_{acero}} + \frac{1}{\alpha_{aire} A_{EXT}} \quad (76)$$

La resistencia total anterior corresponde al cálculo de:

$$\dot{Q}(i)_{L,amb} = \frac{T_{amb} - T(i)_{w,prom}}{R_{tot,amb}} \quad (77)$$

Donde la $T_{w,prom}$, corresponde al promedio entre las temperaturas medidas por las 6 termocuplas ubicadas en la subsección correspondiente.

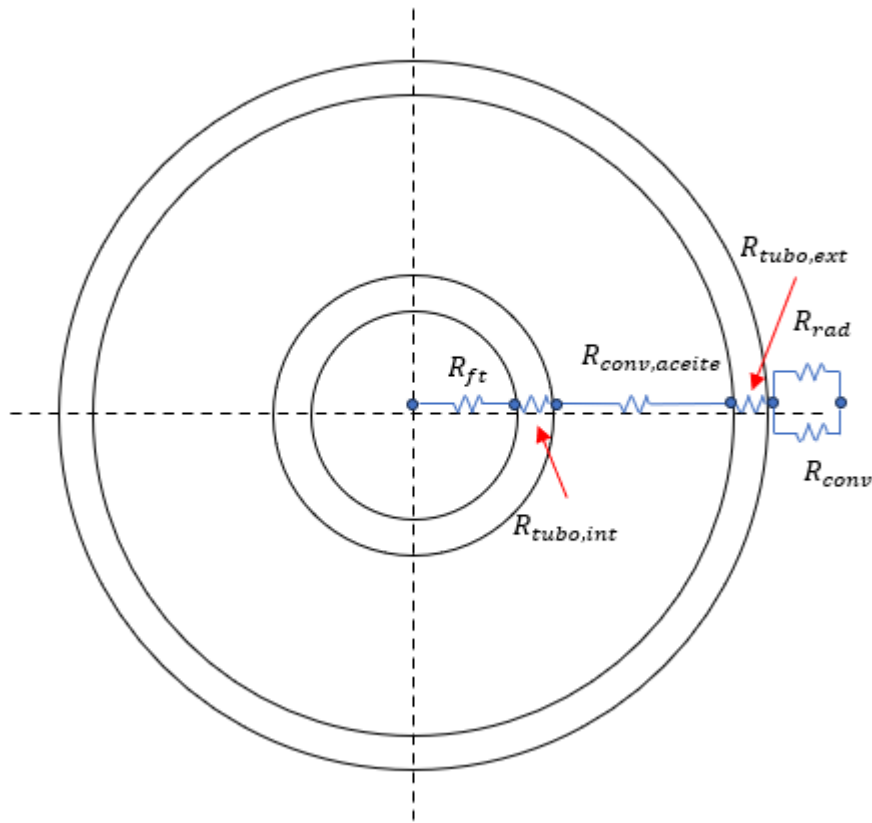


Figura 55. Red de resistencia térmica para la sección de prueba – evaporación.

Finalmente, se debe determinar las pérdidas por radiación, según la ecuación (127)

$$\dot{Q}(i)_{L,rad} = \frac{\sigma(T_{amb}^4 - T(i)_{w,prom}^4)}{R_{tot,rad}} \quad (78)$$

Donde la resistencia para la radiación se determina como:

$$R_{tot,rad} = \frac{1}{h_{aceite}A_{ext}} + \frac{1}{h_{aceite}A_{INT}} + \frac{\ln(D_{EXT}/D_{INT})}{2\pi Lk_{acero}} + \frac{1}{\epsilon_{seccion}A_{EXT}} \quad (79)$$

Finalmente, se obtiene así el calor de evaporación para la subsección correspondiente. Para poder determinar ahora el coeficiente de transferencia de calor se utiliza la siguiente ecuación:

$$\alpha(i)_{ft,spe} = \frac{\dot{Q}(i)_{eva}}{Area\Delta T(i)_{LMTD,spe}} \quad (80)$$

Donde el área corresponde a:

$$Area = \pi L_i D_{int} \quad (81)$$

Y la diferencia media de temperatura logarítmica corresponde a:

$$\begin{aligned} & \Delta T(i)_{LMTD,spe} \\ &= \frac{(T(i)_{w,spe} - T(i)_{ft,entra,spe}) - (T(i)_{w,spe} - T(i)_{ft,sale,spe})}{\ln\left(\frac{T(i)_{w,spe} - T(i)_{ft,entra,spe}}{T(i)_{w,spe} - T(i)_{ft,sale,spe}}\right)} \end{aligned} \quad (82)$$

De las temperaturas presentes en la ecuación, se deben calcular la temperatura a la salida de la subsección y la temperatura de pared. Partiendo por la temperatura de salida, debemos en primer lugar determinar la entalpía a la entrada:

$$h(1)_{entra,spe} = f(T(1)_{ft,entra,spe}, p_{ft,entra,spe}) \quad (83)$$

Con esta entalpía, podemos calcular la entalpía a la salida de la subsección:

$$h(1)_{ft,sale,spe} = h(2)_{ft,entra,spe} = \frac{\dot{Q}(1)_{eva}}{\dot{m}_{ft}} + h(1)_{ft,entra,spe} \quad (84)$$

Entonces, como la diferencia de presión entre la entrada y salida de la subsección es muy baja consideramos la presión constante a lo largo de la sección de prueba. Entonces:

$$T(1)_{ft,sale,spe} = f(h(1)_{ft,sale,spe}, p_{ft,entra,spe}) \quad (85)$$

Recordando que la ecuación (85) se puede escribir en función de las propiedades a la entrada de la subsección dos puesto que son las mismas que las de la salida de la subsección 1. Lo anterior aplica para las relaciones en las siguientes ecuaciones.

Ahora, con la temperatura medida a la salida de la sección de prueba – evaporación se calcula:

$$h(3)_{ft,sale,spe} = f(T(3)_{ft,sale,spe}, p_{ft,entra,spe}) \quad (86)$$

Con esto, se puede determinar a través de un balance de energía en la subsección 3 la entalpía a la entrada de esta:

$$h(3)_{ft,entra,spe} = h(2)_{ft,sale,spe} = h(3)_{ft,sale,spc} - \frac{\dot{Q}(3)_{eva}}{\dot{m}_{ft}} \quad (87)$$

Así, con la entalpía determinada en la ecuación (127) se puede determinar la temperatura a la entrada de la subsección 3.

$$T(3)_{ft,entra,spe} = f(h(3)_{ft,entra,spe}, P_{ft,entra,spe}) \quad (88)$$

Como se ve en la Figura 56, las temperaturas determinadas están relacionadas con otras en la entrada y salida de la subsección 2.

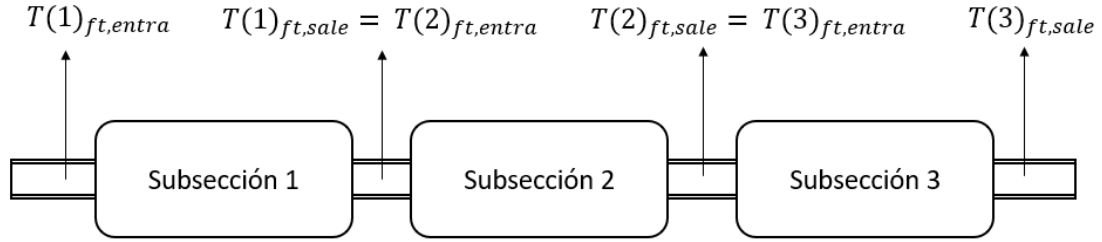


Figura 56. Temperaturas importantes en las secciones de prueba de evaporación y condensación.

Es importante notar que la temperatura a la entrada de la subsección 1 y la temperatura a la salida de la subsección 3 son medidas interfiriendo en el flujo del fluido de trabajo, por lo que se encuentran a una distancia calculada para permitir que el flujo se desarrolle al entrar en la sección de prueba, estas temperaturas se determinan con la corrección por el efecto Joule- Thomson.

Ahora, con la temperatura de pared se debe tener en cuenta que la ubicación de las termocuplas es la pared externa del tubo por el que pasa el fluido de trabajo y la ecuación (82) considera la temperatura de pared interna de dicho tubo. El ajuste se realiza utilizando la relación de conducción correspondiente:

$$T(i)_{w,int,spe} = T(i)_{w,ext,spe} - \frac{\dot{Q}(i)_{eva} \ln(D_{ext}/D_{int})}{2\pi L_i k_{Al}} \quad (89)$$

Con $T(i)_{w,ext}$ la temperatura representativa entre las temperaturas medidas con las termocuplas de la subsección correspondiente. EL ANEXO 1 MUESTRA COMO SE DETERMINA

Ya con este último ajuste la ecuación para determinar el coeficiente de transferencia de calor en una subsección para el caso de la evaporación es:

$$\alpha(i)_{ft,spe} = \frac{\dot{Q}(i)_{eva}}{\pi L_i D_{int} \left(\frac{(T(i)_{w,int,spe} - T(i)_{ft,entra,spe}) - (T(i)_{w,int,spe} - T(i)_{ft,sale,spe})}{\ln \left(\frac{T(i)_{w,int,spe} - T(i)_{ft,entra,spe}}{T(i)_{w,int,spe} - T(i)_{ft,sale,spe}} \right)} \right)} \quad (90)$$

2.5.1.2 Coeficiente de transferencia de calor para la sección de prueba – condensación.

De forma análoga a la sección de prueba – evaporación, en la sección de prueba condensación se debe determina el calor que extrae el fluido de intercambio de calor, es decir, el agua. Para esto primero se define un calor de condensación que tiene en cuenta las pérdidas:

$$\dot{Q}(i)_{cond} = \dot{Q}(i)_{agua} + \dot{Q}(i)_{L,rad} + \dot{Q}(i)_{L,amb} \quad (91)$$

A diferencia de la evaporación las pérdidas se suman al calor del agua. Para las pérdidas de calor con el ambiente por convección y por radiación se utilizan las mismas redes de resistencias térmicas de la ecuación (76) y la ecuación (79), como se puede ver en la Figura 57, pero utilizando α_{agua} donde corresponda, y para calcular el calor perdido en cada caso se usa la ecuación (77) y la ecuación (78). Para el calor del agua se utilizan las temperaturas a la entrada y salida de la sección de prueba – condensación.

$$\dot{Q}(i)_{agua} = \dot{m}_{agua} c_{p,agua} (T(i)_{agua,sale} - T(i)_{agua,entra}) \quad (92)$$

Ya con el calor de condensación es posible establecer una relación para el coeficiente de transferencia de calor:

$$\alpha(i)_{ft,spc} = \frac{\dot{Q}(i)_{cond}}{Area \Delta T(i)_{LMTD,spc}} \quad (93)$$

El área es igual a la de la ecuación (81). Para la diferencia de temperatura media logarítmica se utiliza una ecuación homologa a la ecuación (82):

$$\Delta T(i)_{LMTD,spc} = \frac{(T(i)_{ft,sale,spc} - T(i)_{w,spc}) - (T(i)_{ft,entra,spc} - T(i)_{w,spc})}{\ln \left(\frac{T(i)_{ft,sale,spc} - T(i)_{w,spc}}{T(i)_{ft,entra,spc} - T(i)_{w,spc}} \right)} \quad (94)$$

De igual forma que para la sección de prueba – evaporación, se deben determinar las temperaturas a las salidas y entradas de las subsecciones en las que no se mide la temperatura. Utilizando la temperatura medida a la entrada de la primera subsección, se tiene la entalpía:

$$h(1)_{entra,spc} = f(T(1)_{ft,entra,spc}, P_{ft,entra,spc}) \quad (95)$$

Se calcula la entalpía de salida de la subsección 1:

$$h(1)_{ft,sale,spc} = h(2)_{ft,entra,spc} = h(1)_{ft,entra,spc} - \frac{\dot{Q}(1)_{cond}}{\dot{m}_{ft}} \quad (96)$$

De igual forma que en el sector de condensación se considera la presión constante, tal que:

$$T(2)_{ft,sale,spc} = T(1)_{sale,spc} = f(h(1)_{ft,sale,spc}, P_{ft,entra,spc}) \quad (97)$$

Ahora, viendo la Figura 56 se puede notar que falta la temperatura a la salida de la subsección dos o entrada de la subsección 3, que se determina utilizando la entalpía de la salida de la sección de prueba – condensación:

$$h(3)_{ft,sale,spc} = f(T(3)_{ft,sale,spc}, P_{ft,entra,spc}) \quad (98)$$

Con esta entalpía se puede determinar la entalpía entre la subsección 2 y 3:

$$h(3)_{ft,entra,spc} = h(2)_{ft,sale,spc} = \frac{\dot{Q}(3)_{eva}}{\dot{m}_{ft}} + h(3)_{ft,sale,spc} \quad (99)$$

Así, se puede calcular la temperatura a la entrada de la subsección 3:

$$T(3)_{ft,entra,spc} = f(h(3)_{ft,entra,spc}, P_{ft,entra,spc}) \quad (100)$$

Ahora, es necesario calcular la temperatura de pared interna del tubo interno con el ajuste necesario por la conducción, tal que:

$$T(i)_{w,int,spc} = T(i)_{w,ext,spc} + \frac{\dot{Q}(i)_{cond} \ln(D_{ext}/D_{int})}{2\pi L_i k_{Al}} \quad (101)$$

Así, el coeficiente de transferencia de calor se determina como:

$$\alpha(i)_{ft,spc} = \frac{\dot{Q}(i)_{cond}}{\pi L_i D_{int} \left(\frac{(T(i)_{ft,sale,spc} - T(i)_{w,int,spc}) - (T(i)_{ft,entra,spc} - T(i)_{w,int,spc})}{\ln\left(\frac{T(i)_{ft,sale,spc} - T(i)_{w,int,spc}}{T(i)_{ft,entra,spc} - T(i)_{w,int,spc}}\right)} \right)} \quad (102)$$

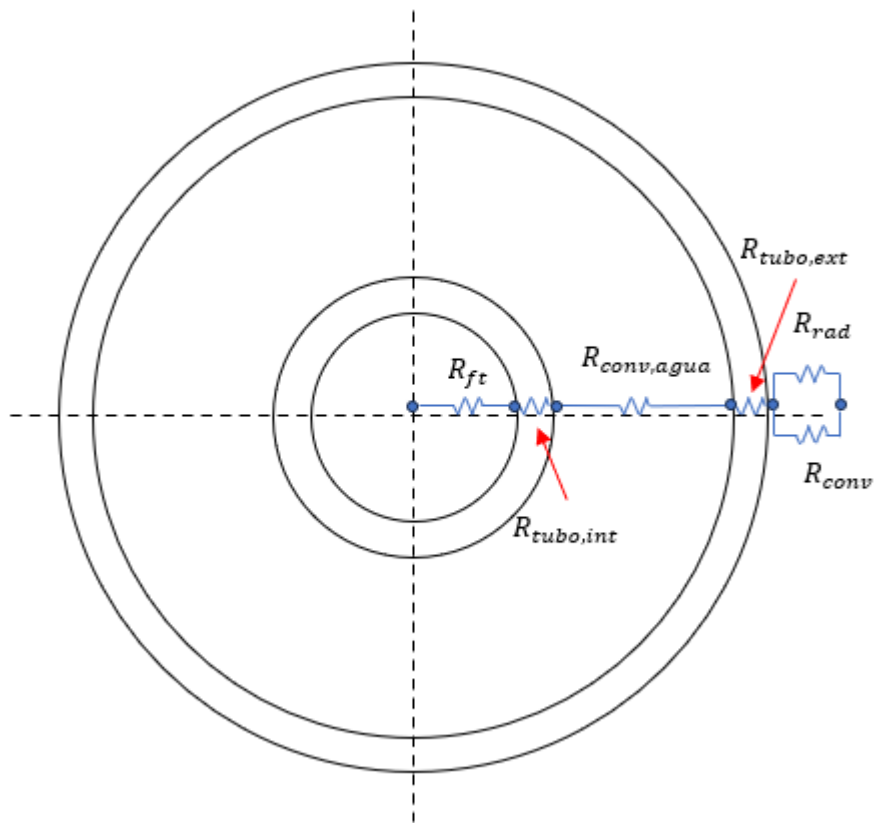


Figura 57. Red de resistencia térmica para la sección de prueba – condensación.

2.5.1.3 Corrección por efecto Joule- Thomson

Como se ha mencionado en secciones anteriores, la temperatura medida a la entrada y a la salida de las secciones de prueba tiene una distancia considerable (más de 10 diámetros). Las distancias se indican en rojo en la

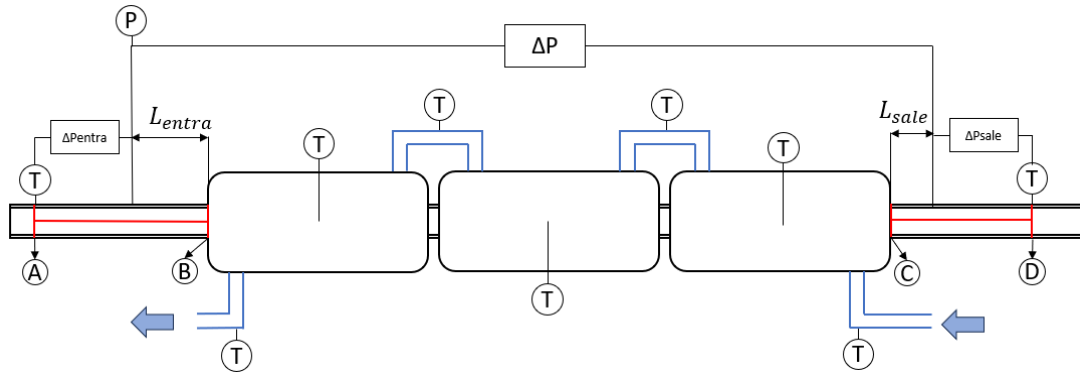


Figura 58. Esquema de las ubicaciones de los sensores en las secciones de prueba.

En algunas condiciones experimentales, el flujo experimenta el efecto Joule – Thomson, es decir, $\left(\frac{\delta T}{\delta P}\right)_h$. Así, las temperaturas se calculan como:

$$T_B = T_A - \left(\frac{\delta T}{\delta P}\right)_h \left(\Delta P_{entra} + \Delta p \frac{L_{entra}}{L_{\Delta p}} \right) \quad (103)$$

$$T_C = T_D - \left(\frac{\delta T}{\delta P}\right)_h \left(\Delta P_{sale} + \Delta p \frac{L_{sale}}{L_{\Delta p}} \right) \quad (104)$$

Así, las nuevas temperaturas medias logarítmicas cambian para el caso de la subsección 1:

$$\Delta T(1)_{LMTD,spe,JT} = \frac{(T(1)_{w,int,spe} - T_{B,spe}) - (T(1)_{w,int,spe} - T(1)_{ft,sale,spe})}{\ln\left(\frac{T(1)_{w,int,spe} - T_{B,spe}}{T(1)_{w,int,spe} - T(1)_{ft,sale,spe}}\right)} \quad (105)$$

$$\Delta T(1)_{LMTD,spc,JT} = \frac{(T(1)_{ft,sale,spc} - T(1)_{w,int,spc}) - (T_{B,spc} - T(1)_{w,int,spc})}{\ln\left(\frac{T(1)_{ft,sale,spc} - T(1)_{w,int,spc}}{T_{B,spc} - T(1)_{w,int,spc}}\right)} \quad (106)$$

Y para la subsección 3:

$$\begin{aligned} & \Delta T(3)_{LMTD,spe,JT} \\ &= \frac{(T(3)_{w,int,spe} - T(3)_{ft,entra,spe}) - (T(i)_{w,int,spe} - T_{c,spe})}{\ln\left(\frac{T(3)_{w,int,spe} - T(3)_{ft,entra,spe}}{T(3)_{w,int,spe} - T_{c,spe}}\right)} \end{aligned} \quad (107)$$

$$\begin{aligned} & \Delta T(3)_{LMTD,spc,JT} \\ &= \frac{(T_{c,spc} - T(i)_{w,int,spc}) - (T(i)_{ft,entra,spc} - T(i)_{w,int,spc})}{\ln\left(\frac{T_{c,spc} - T(i)_{w,int,spc}}{T(i)_{ft,entra,spc} - T(i)_{w,int,spc}}\right)} \end{aligned} \quad (108)$$

Así, los coeficientes de transferencia de calor para las subsecciones 1 y 3 son:

$$\alpha(1)_{ft,spc} = \frac{\dot{Q}(1)_{eva}}{Area\Delta T(1)_{LMTD,spc,JT}} \quad (109)$$

$$\alpha(1)_{ft,spe} = \frac{\dot{Q}(1)_{cond}}{Area\Delta T(1)_{LMTD,spe,JT}} \quad (110)$$

$$\alpha(3)_{ft,spc} = \frac{\dot{Q}(3)_{eva}}{Area\Delta T(3)_{LMTD,spc,JT}} \quad (111)$$

$$\alpha(3)_{ft,spe} = \frac{\dot{Q}(3)_{cond}}{Area\Delta T(3)_{LMTD,spe,JT}} \quad (112)$$

Para la subsección 2 también se debe tener en cuenta la distancia entre donde termina la subsección 1 (donde se obtiene la temperatura a la salida) y donde comienza la subsección 2, y también la distancia donde termina entre donde termina la subsección 2 y donde empieza la subsección 3. Pero, como se puede notar en la ecuación (103) y la ecuación (104), se necesitan datos de presión para considerar este fenómeno y entre cada subsección no se puede medir puesto que esto interfiere con el flujo y se necesitaría dejar un espacio para que se vuelva a desarrollar. Por esto es fundamental reducir la distancia entre cada subsección. Para lo anterior las condiciones de diseño lo dejan como un tercio (20 mm) de la distancia entre la termocupla y la entrada, o la salida, de la sección de prueba, tanto de condensación como de evaporación.

2.5.2 Caída de presión

La caída de presión se mide directamente como se muestra en la Figura 49, considerando el largo de la sección de prueba correspondiente en la misma figura, se puede determinar la caída de presión como:

$$PD = \frac{\Delta p}{L_{\Delta p}} \quad (113)$$

Ahora, es fundamental definir los componentes de la diferencia de presión. Como se vio en secciones previas esta se define como:

$$\Delta p_{medida} = \Delta p_{fricción} + \Delta p_{estática} + \Delta p_{momentum} + \Delta p_{forma} \quad (114)$$

El factor de diferencia de presión estática no se considera pues la estación experimental es horizontal y se sabe que:

$$\Delta p_{estática} = gh\rho \quad (115)$$

Quedando la ecuación como:

$$\Delta p_{medida} = \Delta p_{fricción} + \Delta p_{momentum} + \Delta p_{forma} \quad (116)$$

Como h se corresponde con el largo L de la sección de prueba, pero en vertical, entonces este componente es cero. Para el caso de la diferencia de presión por momentum se utiliza la expresión:

$$\Delta p_{momentum} = G^2 \left[\left(\frac{1-x^2}{\rho_l(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_v\varepsilon} \right)_{sale} - \left(\frac{1-x^2}{\rho_l(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_v\varepsilon} \right)_{entra} \right] \quad (117)$$

Donde ε es:

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_v} \left[(1 + 0,21(1-x)) \left(\frac{x}{p_v} + \frac{1-x}{p_l} \right) + \frac{1,18(1-x)(g\gamma(\rho_l - \rho_v))^{0,25}}{G\rho_l^{0,5}} \right]^{-1} \quad (118)$$

La calidad x se determina a través de las propiedades termodinámicas correspondientes para cada subsección a la entrada y salida, según corresponde en la ecuación (117). Tal que:

$$x(i)_{entra} = f(T(i)_{ft,entra}, P_{ft,entra}) \quad (119)$$

Y para la salida:

$$x(i)_{sale} = f(T(1)_{ft,sale}, P_{ft,sale}) \quad (120)$$

Finalmente, tanto para $\Delta p_{fricción}$ y para Δp_{forma} existen dos relaciones que permiten determinar su valor. Para el primero tenemos:

$$\Delta p_{fricción} = f \frac{L_{\Delta p} G^2}{D_{int} 2\rho} \quad (121)$$

Donde f es:

$$f = \left(-2 \log \left(\frac{R_{RMS}}{3,7} - \frac{5,02}{Re} \log \left(\frac{R_{RMS}}{3,7} + \frac{13}{Re} \right) \right) \right)^{-2} \quad (122)$$

Por otra parte, el término de la diferencia de presión por forma se determina como:

$$\Delta p_{forma} = K_{cal} \frac{G^2}{2\rho} \quad (123)$$

Como el factor de forma (K_{cal}) no es conocido porque la sección de prueba debe ser construida. Entonces, para determinarlo se debe hacer una prueba en la estación experimental sin aplicar calor para que no exista diferencia en la calidad. Así, la ecuación es:

$$\Delta p_{medida} = \Delta p_{fricción} + \Delta p_{forma} \quad (124)$$

En la ecuación (124), el término para la diferencia de presión medida y para la diferencia de presión por fricción son conocidos, entonces usando la ecuación (123) se puede obtener el factor de forma.

3. Incertidumbre de medición

El análisis de incertidumbre se hace considerando dos mezclas como ejemplos. Estas mezclas son R1234ze(E) y R32, con una composición másica de 0,55 y 0,45, respectivamente, y CO₂ con R32, con una composición másica de 0,225 y 0,775, respectivamente. La estación experimental considera el coeficiente de transferencia

de calor como local. Se considera la calidad como propiedad termodinámica principal para caracterizar a dicho coeficiente como local. Para esto se prueban distintas variaciones de calidad y sus efectos en la temperatura a presiones fijas. Estas propiedades se verifican utilizando REFPROP (Lemmon et al., 2019). También, para caracterizar correctamente a un fluido zeotrópico es necesario indicar el glide, el cual se determina a través del mismo software. La Tabla 16 muestra las propiedades termodinámicas antes comentadas, donde las temperaturas corresponden a las calidades suficientes para establecer un coeficiente de transferencia de calor local.

Tabla 16. Propiedades termodinámicas de mezclas zeotrópicas utilizadas para determinar la propagación de error

Mezclas zeotrópicas	Composición másica	Presión MPa	Temperatura a distintas calidades K			Glide K
			0,25	0,50	0,75	
			R1234ze(E)/R32	0,55/0,45	0,843	
CO ₂ /R32	0,225/0,775	3,88	316,02	318,06	319,72	7,52

Con estos datos se simulo el calculado de los coeficientes de transferencia de calor para cada subsección de las secciones de prueba de condensación y evaporación, para esto se utiliza el software EES: Engineering Equation Solver (Klein, 2015). Lo anterior corresponde al cálculo de la propagación de error. A modo de ejemplo, para el coeficiente de transferencia de calor en la subsección i de la sección de evaporación:

$$\alpha(i)_{ft,spe} = \frac{\dot{Q}(i)_{eva}}{Area\Delta T(i)_{LMTD,spe}} \quad (125)$$

Se ven involucradas las variables $(\dot{Q}(i)_{eva}, \Delta T(i)_{LMTD,spe})$ por lo tanto la propagación de error se determina como:

$$\delta\alpha(i)_{ft,spe} = \sqrt{\left(\frac{\delta\alpha(i)_{ft,spe}}{\delta\dot{Q}(i)_{eva}}\delta\dot{Q}(i)_{eva}\right)^2 + \left(\frac{\delta\alpha(i)_{ft,spe}}{\delta\Delta T(i)_{LMTD,spe}}\delta\Delta T(i)_{LMTD,spe}\right)^2} \quad (126)$$

Teniendo en consideración que, a la vez, por ejemplo, $\Delta T(i)_{LMTD,spe}$ también es una variable dependiente de $(T(i)_{w,int,spe}, T(i)_{ft,entra,spe}, T(i)_{ft,sale,spe})$, y así según cada caso. Las subsecciones 1 y 3 consideran el efecto Joule-Thomson, etc.

Una acotación importante para el cálculo realizado es que los calores de evaporación y condensación son de ordenes de magnitud similares a los presentados en la Tabla 1, Tabla 2 y Tabla 3. Así también los rangos de flujos másicos utilizados también coinciden. En la Tabla 17 se puede ver las cantidades utilizadas.

Tabla 17. Datos de flujos másicos utilizados en la simulación

	$G \text{ kg/m}^2\text{s}$	$\dot{m}_{ft} \text{ kg/s}$	$\dot{m}_{idc} \text{ kg/s}$
Simulación EES	690	0,00155	0,0347

Para una seguir con la caracterización de las mezclas zeotrópicas utilizadas primero se puntualiza para $\text{CO}_2/\text{R32}$. En la Figura 59 y la Figura 60 se muestra una gráfica de composición y temperatura.

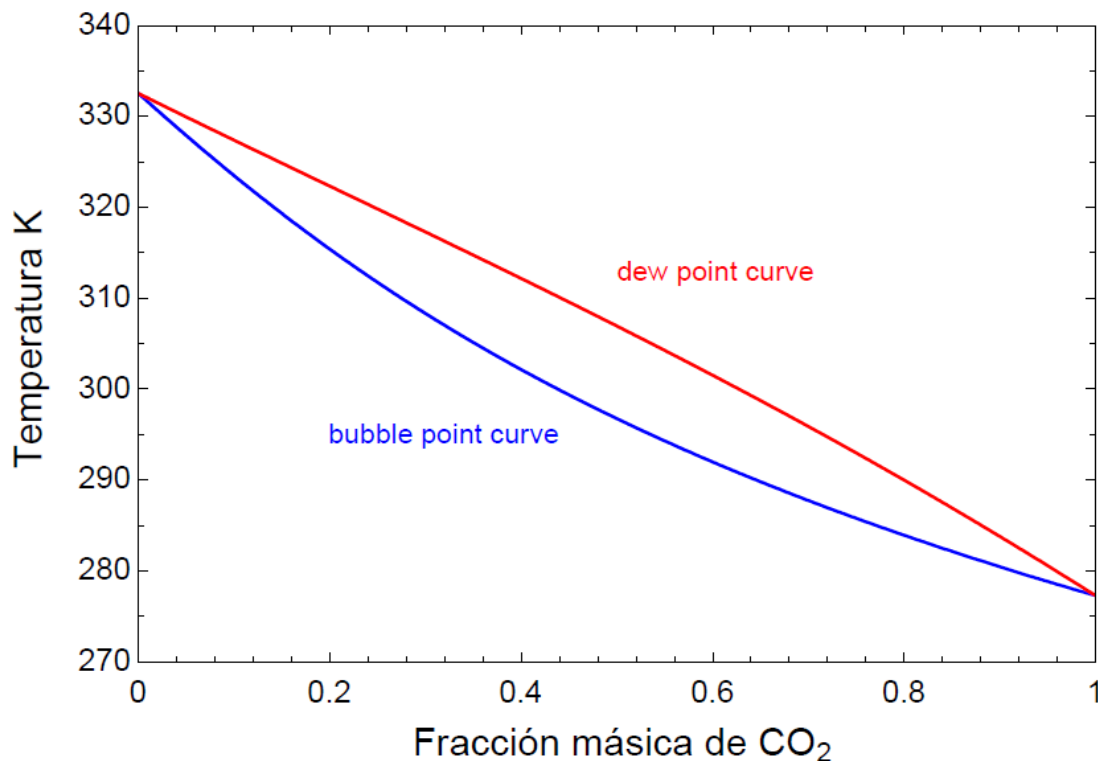


Figura 59. Gráfico Temperatura-Composición de la mezcla zeotrópica $\text{CO}_2/\text{R32}$, composición másica 22,5/77,5 % para la fracción másica de CO_2 . Presión = 3,38 MPa

Y como se puede notar ambas figuras poseen inclinaciones diferentes, para el caso de la Figura 59 es negativa, es decir a mayor fracción másica de CO_2 menor la temperatura para ambas curvas y para el R32 en la Figura 60, justo lo contrario. Esto se debe al punto de ebullición de cada mezcla, es decir, para la fracción cero de CO_2 , el punto donde se cruza el eje y es la temperatura de ebullición del R32 a la presión

dada, mientras que a fracción 1 de CO₂ se encuentra el punto de ebullición del CO₂. Para el caso del gráfico que indica la composición de R32 es justo lo contrario, por eso tienen distintas inclinaciones. Es importante notar que la temperatura glide que se indica en la Tabla 16, corresponde a la diferencia entre el valor de temperatura de la *bubble point curve* y de la *dew point curve* a una composición dada. Para esta mezcla las temperaturas son 313, 53 K y 321,05 K, punto de burbuja y de rocío respectivamente.

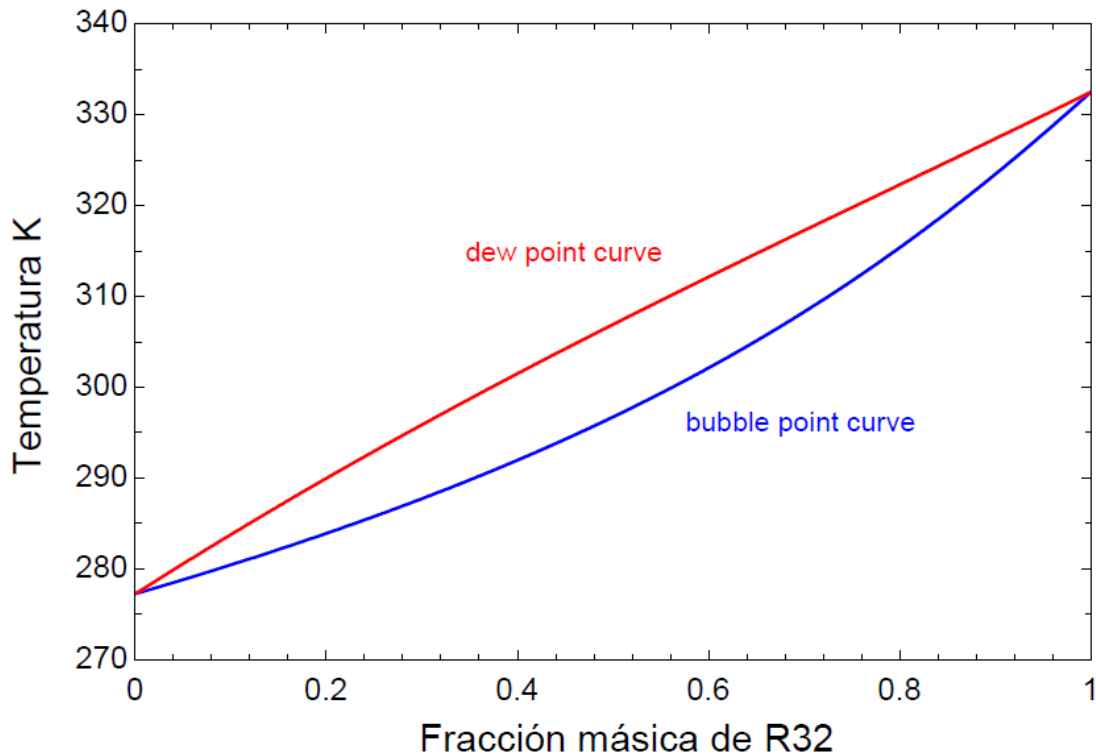


Figura 60. Gráfico Temperatura-Composición de la mezcla zeotrópica CO₂/R32, composición másica 22,5/77,5 % para la fracción másica de R32. Presión = 3,38 MPa

Así para esta mezcla la propagación de error se dio de la siguiente manera para el caso de la sección de prueba – condensación, acorde a la Tabla 18. Se nota, en dicha tabla, que el mayor impacto está dado por las temperaturas medidas del agua a la entrada y la salida de cada subsección. Por otra parte, el largo de cada subsección es la variable constructiva con mayor impacto en el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor en cada subsección. También, con los resultados obtenidos en el software EES (Klein, 2015) se puede notar que los valores de incertidumbre mantienen valores similares para las distintas subsecciones. Las otras temperaturas que generan un gran impacto son las del fluido de trabajo a la entrada y salida de cada

subsección, recordando que la salida de la subsección 1 y 2 son determinadas por medio de propiedades físicas. También genera un impacto, aunque más bien menor la temperatura de pared externa.

Tabla 18. Impacto en la propagación de la incertidumbre de las variables medidas sobre las variables calculadas en la sección de prueba – condensación. CO₂/R32 (22,5/77,5 %), p=3,88 MPa.

Variabes calculadas	Variabes medidas	Unidades	% de incertidumbre
$\alpha(1)_{ft,spc}$ kW/m ² K	$T(1)_{agua,entra}$	K	45,51
	$T(1)_{agua,sale}$	K	45,46
	$T(1)_{ft,entra,spc}$	K	0,28
	$T(1)_{ft,sale,spc}$	K	0,29
	$T(1)_{w,ext,spc}$	K	1,12
	L_1	m	7,29
	D_{int}	m	0,03
$\alpha(2)_{ft,spc}$ kW/m ² K	$T(2)_{agua,entra}$	K	45,62
	$T(2)_{agua,sale}$	K	45,62
	$T(2)_{ft,entra,spc}$	K	0,23
	$T(2)_{ft,sale,spc}$	K	0,24
	$T(2)_{w,ext,spc}$	K	0,92
	L_2	m	7,33
	D_{int}	m	0,03
$\alpha(3)_{ft,spc}$ kW/m ² K	$T(3)_{agua,entra}$	K	45,73
	$T(3)_{agua,sale}$	K	45,69
	$T(3)_{ft,entra,spc}$	K	0,19
	$T(3)_{ft,sale,spc}$	K	0,20
	$T(3)_{w,ext,spc}$	K	0,78
	L_3	m	7,37
	D_{int}	m	0,03

En la Tabla 19 se presentan los datos para la sección de prueba – evaporación. Se puede notar que el impacto del largo de la subsección respectiva es mayor que en la sección de prueba – condensación. También en el caso de las temperaturas se puede notar que el impacto de la temperatura de pared externa es mayor y también el de las de entrada y salida del fluido de trabajo. En general para cada subsección la

incertidumbre de las variables medidas impactan de forma similar a cada coeficiente de transferencia de calor, igual que para la sección anterior.

Tabla 19. Impacto en la propagación de la incertidumbre de las variables medidas sobre las variables calculadas en la sección de prueba – evaporación. $CO_2/R32$ (22,5/77,5 %), $p=3,88$ MPa.

Variabes calculadas	Variabes medidas	Unidades	% de incertidumbre
$\alpha(1)_{ft,spe}$ kW/m ² K	$T(1)_{aceite,entra}$	K	30,46
	$T(1)_{aceite,sale}$	K	30,46
	$T(1)_{ft,entra,spe}$	K	2,72
	$T(1)_{ft,sale,spe}$	K	2,83
	$T(1)_{w,ext,spe}$	K	11,12
	L_1	m	19,36
	D_{int}	m	1,57
$\alpha(2)_{ft,spe}$ kW/m ² K	$T(2)_{aceite,entra}$	K	34,16
	$T(2)_{aceite,sale}$	K	34,16
	$T(2)_{ft,entra,spe}$	K	1,38
	$T(2)_{ft,sale,spe}$	K	1,42
	$T(2)_{w,ext,spe}$	K	5,62
	L_2	m	21,67
	D_{int}	m	0,85
$\alpha(3)_{ft,spe}$ kW/m ² K	$T(3)_{aceite,entra}$	K	35,75
	$T(3)_{aceite,sale}$	K	35,75
	$T(3)_{ft,entra,spe}$	K	0,80
	$T(3)_{ft,sale,spe}$	K	0,82
	$T(3)_{w,ext,spe}$	K	3,26
	L_3	m	22,65
	D_{int}	m	0,52

Se determina también la incertidumbre para otros valores. La Tabla 20 presentan un resumen de algunos de ellos para ambas secciones de prueba. Se puede notar, como resulta evidente, que tanto el calor de condensación como de evaporación tienen solo un impacto de las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos de intercambio de calor respectivos. Por otra parte, la temperatura de pared interna posee un gran impacto del largo de la subsección, la dos en este caso. El impacto del largo varía en cada una, puesto que, para la sección de prueba – condensación, el largo posee un impacto 3 veces mayor. Así, también vemos que la temperatura de pared externa afecta en menor medida que las temperaturas de los fluidos de intercambio de calor.

Tabla 20. Impacto de la propagación de la incertidumbre de las variables medidas en algunas variables calculadas seleccionadas. CO₂/R32 (22,5/77,5 %), p=3,88 MPa.

VARIABLES CALCULADAS	VARIABLES MEDIDAS	UNIDADES	% DE INCERTIDUMBRE
$\dot{Q}(2)_{cond}$ kW	$T(2)_{agua,entra}$	K	50,02
	$T(2)_{agua,sale}$	K	49,98
$\dot{Q}(2)_{eva}$ kW	$T(2)_{aceite,entra}$	K	50,00
	$T(2)_{aceite,sale}$	K	50,00
$T(2)_{w,int,spc}$ K	$T(2)_{agua,entra}$	K	44,71
	$T(2)_{agua,sale}$	K	44,67
	$T(2)_{w,ext,spc}$	K	3,35
	L_2	m	7,19
$T(2)_{w,int,spe}$ K	$T(2)_{aceite,entra}$	K	37,33
	$T(2)_{aceite,sale}$	K	37,33
	$T(2)_{w,ext,spe}$	K	1,34
	L_2	m	23,72

Para el caso de la mezcla R1234ze(E)/R32 también se realizan las gráficas composición-temperatura. Estas también tienen una inclinación, como se ve en la Figura 61 y Figura 62, que se explica de igual forma que en la mezcla anterior, es decir, por el punto de ebullición de cada una. Para el caso de R32, que es usado en ambas mezclas, estas temperaturas no son iguales porque la presión es diferente. De igual forma el glide se determina ubicando las temperaturas que se intersectan a la presión deseada, tanto para la *bubble point curve* como para la *dew point curve* (curva de punto de burbuja y curva de punto de rocío, respectivamente). A diferencia de la primera mezcla, en este caso es el R32 el que tiene una gráfica con una curva “negativa”, esto se debe a que a la presión dada (0,843 MPa) el R1234ze(E) posee un punto de ebullición mayor. Las temperaturas del punto de burbuja y punto de rocío son 282,46 K y 291,78 K, respectivamente.

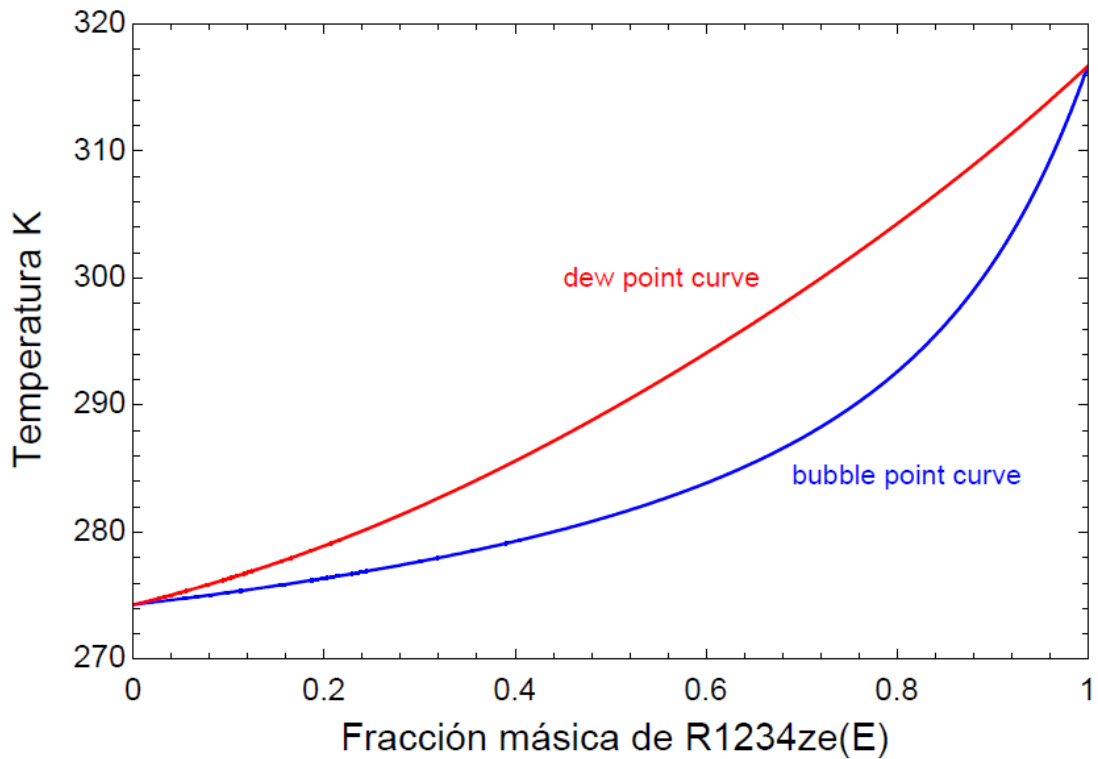


Figura 61. Gráfico Temperatura-Composición de la mezcla zeotrópica R1234ze(E)/R32, composición másica 55/45 % para la fracción másica de R1234ze(E). Presión=0,843 MPa

Para esta mezcla se obtuvo el impacto de la propagación de error para el caso de la sección de prueba – condensación. Estos datos se pueden ver en la Tabla 21. Se puede apreciar que para esta mezcla el impacto de las temperaturas es más equilibrado, esto se traduce en un impacto mayor en esta mezcla de la temperatura de pared externa. Considerando las variables es la menor temperatura de la mezcla de R1234ze(E)/R32 a la composición dada con una diferencia en proporción mayor respecto al fluido de intercambio de calor lo que puede generar dichas diferencias. También esto se traduce en un menor impacto del largo de la subsección respectivo.

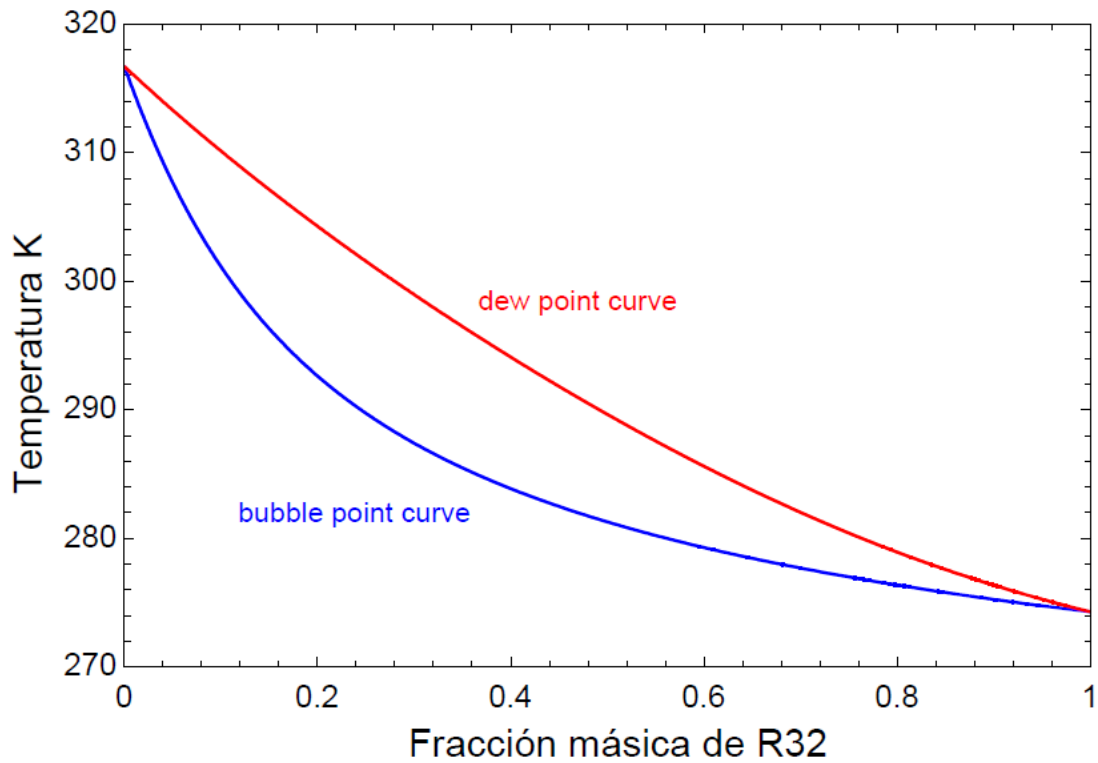


Figura 62. Gráfico Temperatura-Composición de la mezcla zeotrópica R1234ze(E)/R32, composición másica 55/45 % para la fracción de R32. Presión = 0,843 MPa

Es importante notar también, que a medida que disminuye la calidad, es decir, pasando de la subsección 1 a 2 y a 3, el efecto de la temperatura del agua a la entrada y salida aumenta mientras que el de la temperatura de pared externa disminuye. Esto ocurre de igual forma con el impacto de las temperaturas del fluido de trabajo. Finalmente, para esta sección de prueba el impacto del diámetro interno del tubo interno se mantiene constante.

Tabla 21. Impacto en la propagación de la incertidumbre de las variables medidas sobre las variables calculadas en la sección de prueba – condensación. R1234ze(E)/R32 (55/45 5), $p = 0,843 \text{ MPa}$

VARIABLES CALCULADAS	VARIABLES MEDIDAS	UNIDADES	% DE INCERTIDUMBRE
$\alpha(1)_{ft,spc} \text{ kW/m}^2\text{K}$	$T(1)_{agua,entra}$	K	19,80
	$T(1)_{agua,sale}$	K	19,79
	$T(1)_{ft,entra,spc}$	K	8,38
	$T(1)_{ft,sale,spc}$	K	11,62
	$T(1)_{w,ext,spc}$	K	39,70
	L_1	m	0,50
	D_{int}	m	0,11
$\alpha(2)_{ft,spc} \text{ kW/m}^2\text{K}$	$T(2)_{agua,entra}$	K	33,26
	$T(2)_{agua,sale}$	K	33,26
	$T(2)_{ft,entra,spc}$	K	4,53
	$T(2)_{ft,sale,spc}$	K	5,95
	$T(2)_{w,ext,spc}$	K	20,83
	L_2	m	1,92
	D_{int}	m	0,13
$\alpha(3)_{ft,spc} \text{ kW/m}^2\text{K}$	$T(3)_{agua,entra}$	K	41,64
	$T(3)_{agua,sale}$	K	41,61
	$T(3)_{ft,entra,spc}$	K	2,19
	$T(3)_{ft,sale,spc}$	K	2,57
	$T(3)_{w,ext,spc}$	K	9,46
	L_3	m	2,41
	D_{int}	m	0,07

Para la sección de prueba – evaporación (Tabla 22), la contribución de cada variable medida se puede considerar constante para cada subsección y, a diferencia de la condensación, el impacto de la temperatura del aceite es completamente superior al de los otros factores. Revisando distintas temperaturas para el aceite y para el agua, el aporte de cada variable medida se mantiene constante, por lo que, comparando con la primera mezcla, es el rango de temperatura y la presión los factores a tener en cuenta en este impacto. Al revisar evaporación y condensación, vemos que el comportamiento es diferente por lo que es el impacto del fluido de transferencia de calor el que se debe considerar para evaluar estas diferencias.

Tabla 22. Impacto en la propagación de la incertidumbre de las variables medidas sobre las variables calculadas en la sección de prueba – evaporación. R1234ze(E)/R32 (55/45 %), $p=0,843$ MPa

VARIABLES CALCULADAS	VARIABLES MEDIDAS	UNIDADES	% DE INCERTIDUMBRE
$\alpha(1)_{ft,spe}$ kW/m ² K	$T(1)_{aceite,entra}$	K	45,98
	$T(1)_{aceite,sale}$	K	45,98
	$T(1)_{ft,entra,spe}$	K	0,12
	$T(1)_{ft,sale,spe}$	K	0,12
	$T(1)_{w,ext,spe}$	K	0,50
	L_1	m	7,26
	D_{int}	m	0,03
$\alpha(2)_{ft,spe}$ kW/m ² K	$T(2)_{aceite,entra}$	K	46,08
	$T(2)_{aceite,sale}$	K	46,08
	$T(2)_{ft,entra,spe}$	K	0,09
	$T(2)_{ft,sale,spe}$	K	0,09
	$T(2)_{w,ext,spe}$	K	0,37
	L_2	m	7,25
	D_{int}	m	0,02
$\alpha(3)_{ft,spe}$ kW/m ² K	$T(3)_{aceite,entra}$	K	46,15
	$T(3)_{aceite,sale}$	K	46,15
	$T(3)_{ft,entra,spe}$	K	0,07
	$T(3)_{ft,sale,spe}$	K	0,07
	$T(3)_{w,ext,spe}$	K	0,29
	L_3	m	7,24
	D_{int}	m	0,02

Comparando con la primera mezcla en la Tabla 23 se puede notar que para el calor de condensación y para el calor de evaporación el impacto es idéntico. Por otra parte, para las temperaturas de pared externa en condensación y evaporación para el caso de la mezcla de CO₂/R32 el largo correspondiente de la subsección tiene un impacto muchísimo mayor. Lo anterior puede deberse a una menor temperatura del fluido de intercambio de calor comparando con la mezcla anterior, por lo que el impacto del largo aumenta.

Tabla 23. Impacto de la propagación de la incertidumbre de las variables medidas en algunas variables calculadas seleccionadas. R1234ze(E)/R32 (55/45 %), $p=0,843$ MPa

VARIABLES CALCULADAS	VARIABLES MEDIDAS	UNIDADES	% DE INCERTIDUMBRE
$\dot{Q}(2)_{cond}$ kW	$T(2)_{agua,entra}$	K	50,02
	$T(2)_{agua,sale}$	K	49,98
$\dot{Q}(2)_{eva}$ kW	$T(2)_{aceite,entra}$	K	50
	$T(2)_{aceite,sale}$	K	50
$T(2)_{w,int,spc}$ K	$T(2)_{agua,entra}$	K	46,88
	$T(2)_{agua,sale}$	K	46,85
	$T(2)_{w,ext,spc}$	K	3,51
	L_2	m	2,72
$T(2)_{w,int,spe}$ K	$T(2)_{aceite,entra}$	K	47,79
	$T(2)_{aceite,sale}$	K	47,79
	$T(2)_{w,ext,spe}$	K	1,71
	L_2	m	2,68

Los resultados encontrados en la simulación para los coeficientes de transferencia de calor se ven en la Tabla 24 para la mezcla de CO₂ con R32 a la presión antes dada.

Tabla 24. Coeficientes de transferencia de calor encontrados en la simulación. CO₂/R32 (22,5/77,5 %), $p=3,38$ MPa,

VARIABLE	VALOR	(±) INCERTIDUMBRE	%
$\alpha(1)_{ft,spe}$ kW/m ² K	34,6	2,9	8,4
$\alpha(2)_{ft,spe}$ kW/m ² K	23,7	2,0	8,4
$\alpha(3)_{ft,spe}$ kW/m ² K	17,7	1,5	8,5
$\alpha(1)_{ft,spc}$ kW/m ² K	7,3	1,0	14,3
$\alpha(2)_{ft,spc}$ kW/m ² K	6,7	0,9	14,0
$\alpha(3)_{ft,spc}$ kW/m ² K	6,3	0,9	13,9

Igual que para la mezcla anterior la Tabla 25 muestra los valores de coeficiente de transferencia de calor para la mezcla de R1234ze(E)/R32 a la presión indicada e indicando la incertidumbre correspondiente.

Tabla 25. Coeficientes de transferencia de calor encontrados en la simulación. R1234ze(E)/R32 (55/45 %), $p=0,843 \text{ MPa}$

Variable	Valor	(±) Incertidumbre	%
$\alpha(1)_{ft,spe} \text{ kW/m}^2\text{K}$	3,8	1,0	26
$\alpha(2)_{ft,spe} \text{ kW/m}^2\text{K}$	3,2	0,8	26
$\alpha(3)_{ft,spe} \text{ kW/m}^2\text{K}$	3,8	0,7	20
$\alpha(1)_{ft,spc} \text{ kW/m}^2\text{K}$	63,0	37,7	60
$\alpha(2)_{ft,spc} \text{ kW/m}^2\text{K}$	34,8	9,1	26
$\alpha(3)_{ft,spc} \text{ kW/m}^2\text{K}$	21,6	5,1	24

Podemos notar un comportamiento atípico nuevamente en el coeficiente de transferencia de calor durante la condensación para la mezcla R1234ze(E)/R32. La diferencia en cuanto a error puede estar asociada al delta de temperatura entre el fluido de trabajo y el fluido de intercambio de calor.

Considerando estos errores tan grandes y llevarlos a aproximadamente un 10% existen dos formas de solucionar este problema. En primer lugar, utilizar dos termocuplas para medir en el mismo punto. Con lo anterior, la incertidumbre se determina de la siguiente forma:

$$i_f = \frac{1}{2} \sqrt{(i_1)^2 + (i_2)^2} \quad (127)$$

Donde la i_f es la nueva incertidumbre y tanto i_1 como i_2 son las incertidumbres originales de los instrumentos que realizan dicha medición doble. Así, para el caso de las termocuplas nos queda una incertidumbre de $\pm 0,35 \text{ K}$.

Por otra parte, para el caso de las incertidumbres más altas, como en la Tabla 25, para el coeficiente de transferencia de calor de la sección de condensación en la subsección 1, se reemplaza por un sensor de menor incertidumbre, específicamente de $\pm 0,05 \text{ K}$. Así, las nuevas tablas quedan como:

Tabla 26. Coeficientes de transferencia de calor encontrados en la simulación con las incertidumbres reducidas ($\pm 0,35$ y $\pm 0,05$). R1234ze(E)/R32 (55/45 %), $p=0,843$ MPa

Variable	Valor	(\pm) Incertidumbre	%
$\alpha(1)_{ft,spe}$ kW/m ² K	3,76	0,69	18,3
$\alpha(2)_{ft,spe}$ kW/m ² K	3,18	0,60	18,9
$\alpha(3)_{ft,spe}$ kW/m ² K	3,78	0,54	14,3
$\alpha(1)_{ft,spc}$ kW/m ² K	62,98	4,10	6,5
$\alpha(2)_{ft,spc}$ kW/m ² K	34,80	6,44	18,5
$\alpha(3)_{ft,spc}$ kW/m ² K	21,61	3,60	16,7

Como podemos ver para el caso de la condensación utilizando una incertidumbre diez veces menor se logró reducir considerablemente el porcentaje de error, pero no se logró llegar al 10% deseado en los otros. Así, finalmente se recomienda utilizar incertidumbres de $\pm 0,05$ para todas las mediciones. Así queda:

Tabla 27. Coeficientes de transferencia de calor encontrados en la simulación con incertidumbres de termocuplas $\pm 0,05$. R1234ze(E)/R32 (55/45 %), $p=0,843$ MPa.

Variable	Valor	(\pm) Incertidumbre	%
$\alpha(1)_{ft,spe}$ kW/m ² K	3,76	0,19	5,1
$\alpha(2)_{ft,spe}$ kW/m ² K	3,18	0,16	5,0
$\alpha(3)_{ft,spe}$ kW/m ² K	3,78	0,18	4,8
$\alpha(1)_{ft,spc}$ kW/m ² K	62,98	4,10	6,5
$\alpha(2)_{ft,spc}$ kW/m ² K	34,80	1,52	4,4
$\alpha(3)_{ft,spc}$ kW/m ² K	21,61	0,93	4,3

4. Recomendaciones y perspectivas futuras

Recomendaciones

Hay numerosas consideraciones que se deben tener a la hora de operar la estación experimental diseñada y presentada a lo largo de este trabajo:

Se debe validar el funcionamiento de la estación experimental utilizando fluidos puros con propiedades termodinámicas y de transferencia de calor conocidas. Esta propiedad puede ser el coeficiente de transferencia de calor, este debe ser calculado y comparado con datos por tabla.

El protocolo de funcionamiento de la estación experimental requiere hacer funcionar a esta y revisar las mediciones hasta que alcance una estabilidad, es decir, que el fluido de trabajo en punto estratégicos, como la entrada y salida del precalentador, tenga la presión y temperatura esperada. Estas propiedades esperadas se determinan a través del uso de softwares utilizados en este trabajo, como EES (Klein, 2015) y REFPROP (Lemmon et al., 2019).

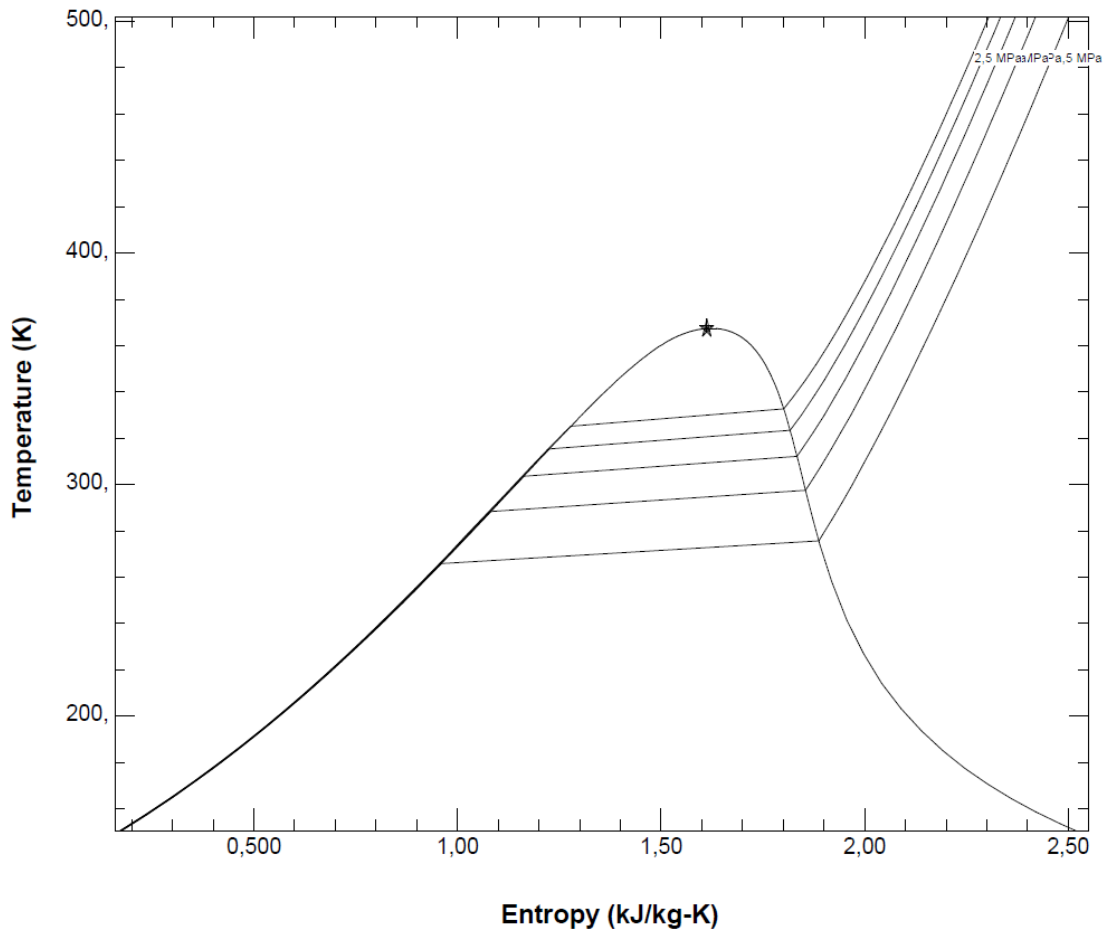


Figura 63. Diagrama T-s para R1234ze(E)/R32, $p = 0,5 - 2,5 \text{ MPa}$

La utilización de mezclas con propiedades termodinámicas variadas y que operen en distintas presiones y temperaturas. Para el caso de las mezclas analizadas se puede ver en la Figura 63 y la Figura 64 como referencia, y como estas pueden operar en distintas presiones y mantenerse bajo la campana del gráfico T-s.

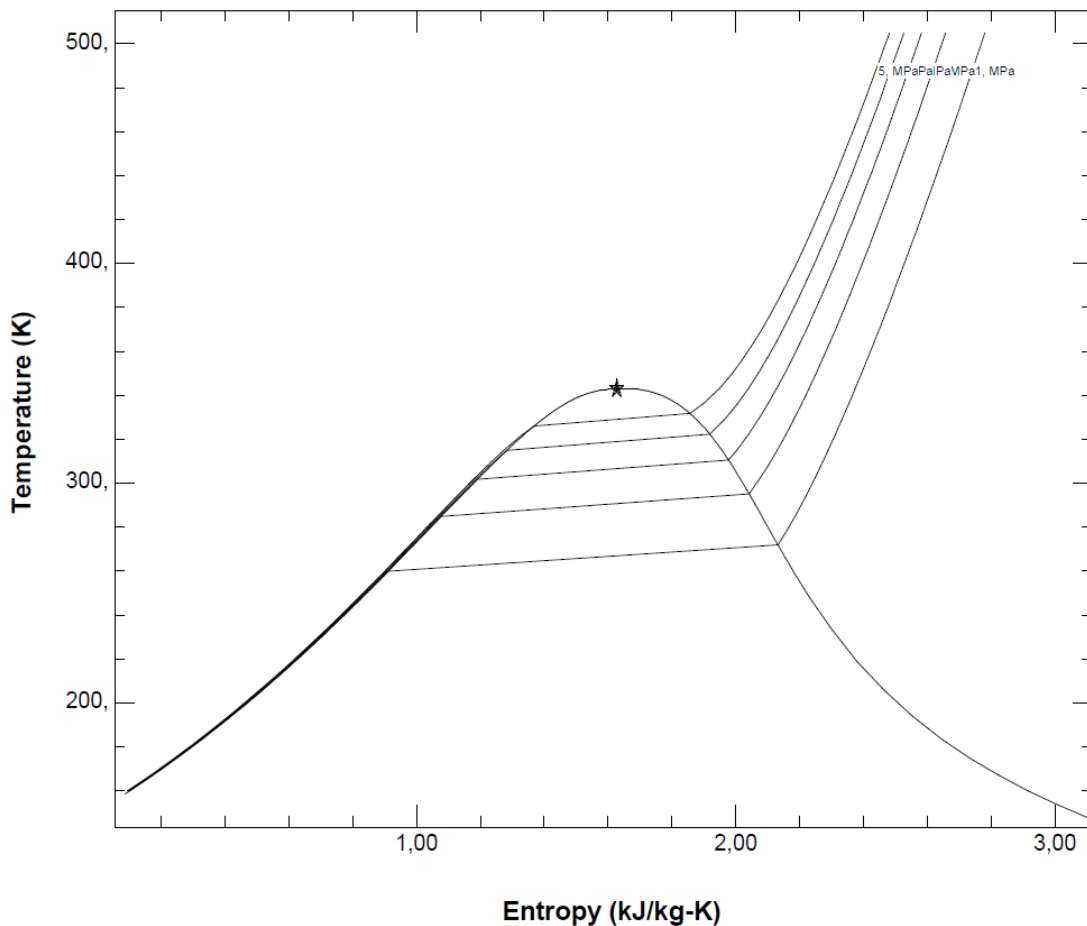


Figura 64. Diagrama T-s para CO₂/R32 (22,5/77,5 %), p = 1-5 MPa

Variar el rango operacional de flujo másico para establecer el impacto de este en el cálculo de la transferencia de calor, caída de presión, calor de condensación y evaporación.

Para determinar el factor de forma de las secciones de prueba de condensación y evaporación se debe utilizar la estación experimental sin intercambio de calor, y así dejar la variación de presión dependiente sólo de la fricción y de la forma.

Para la determinación de la propagación de error se utilizaron sólo mezclas binarias, es recomendable para la operación de esta estación experimental la utilización de mezclas del tipo ternaria.

Tanto el precalentador como el preenfriador pueden ser completamente desconectados por lo que a ambas secciones de prueba el fluido puede entrar y salir

en la calidad uno y cero, es decir, el fluido de trabajo con calidad cero puede entrar directamente en la zona de evaporación y llevarlo hasta calidad uno, con toda la evaporación ocurriendo en la sección de prueba. Esto aplica también para la sección de prueba – condensación, pero entrando con calidad uno y saliendo con calidad cero.

Considerando lo anterior es fundamental el postcondensador y mantenerlo controlado constantemente puesto que se debe garantizar que el fluido de trabajo al reingresar en el circuito tenga calidad cero para no dañar la bomba.

Trabajo a futuro

Ya habiendo operado la estación experimental es recomendable analizar el impacto de las cualidades mecánicas, es decir, diámetros, rugosidad (materiales), largo y cantidad de subsecciones. Para esto la modificación de dichos aspectos constructivos es fundamental, modificar diámetros, usar rugosidades mayores, largos menores o mayores.

La estación experimental diseñada es completamente horizontal, el impacto en el coeficiente de transferencia de calor y en la caída de presión de una inclinación en las secciones de pruebas puede medirse cambiando gradualmente el ángulo de inclinación entre 0° y 90° .

Se utiliza un intercambiador de calor a contraflujo de tubos concéntricos, utilizar otro tipo de intercambiadores de calor siendo estos de utilidad en el análisis comparativo y así determinar el impacto de los intercambiadores de calor en las mezclas zeotrópicas.

Será de gran utilidad de poder definir los fenómenos de transporte y el régimen de fluido. Como se organiza la mezcla de acuerdo con la composición y parte líquida y parte vapor y como esto impacta en la transferencia de calor. Para esto se pueden usar elementos básicos como ventanillas a lo largo de los canales o de las secciones de prueba.

Dada la poca información y datos sería de gran utilidad generar correlaciones para las mezclas zeotrópicas considerando todas las posibles variaciones mencionadas en este capítulo.

CONCLUSIONES

Se estudia y revisa bibliografía sobre estudios experimentales. En este marco acotado de estudios revisados no se encuentra ningún circuito que en línea realice mediciones durante la evaporación y la condensación de las mezclas zeotrópicas o azeotrópicas. Solamente se encuentra el caso de (Li, 2016). Al comparar las estaciones experimentales de mezclas zeotrópicas y azeotrópicas se nota que la diferencia que existe entre ellas no está dada por la mezcla utilizada, es decir, pueden existir tantas diferencias entre una estación experimental para mezclas zeotrópicas con una para mezclas azeotrópicas como diferencias puedan existir entre dos estaciones de autores diferentes para mezclas zeotrópicas. Donde sí existen diferencias es en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, ya que para las mezclas azeotrópicas se considera temperatura constante en el cambio de fase.

Considerando la bibliografía también se realiza un cambio en el fluido de intercambio de calor al usar un aceite térmico puesto que el fluido de intercambio de calor usado en las estaciones experimentales es el agua tanto para la condensación como para la evaporación, de hecho, para esta última es también utilizado una resistencia eléctrica.

Se logran dimensionar y seleccionar los equipos para poder implementar la estación experimental, así como también los precios, a través de cotizaciones, de los equipos más relevantes obtenidos a través de cotizaciones con diversos proveedores. Otros equipos deben ser construidos como es el caso de los cinco intercambiadores de calor, es decir, precalentador, preenfriador, postcondensador, sección de prueba – condensación y sección de prueba – evaporación, por esta razón se logra detallar el dimensionamiento de cada uno de estos equipos. Los instrumentos de medición deben ser instalados en las secciones de prueba a distancias indicadas. Se estima un rango de temperatura para alrededor de la temperatura ambiente para el funcionamiento de la estación experimental, siendo este entre 0 y 100 K. Para el caso del flujo másico G se determina un rango entre 0 y 600 kg/m²s. El rango de presiones deseable para la estación experimental es de 0,5 a 6 bar.

Para determinar los coeficientes de transferencia de calor se utiliza la ecuación de temperatura media logarítmica. En la bibliografía revisada se maneja esta y la ecuación de enfriamiento de Newton en su versión simple (teniendo en cuenta que la ecuación de temperatura media logarítmica es un derivado de esta). Se toma dicha decisión puesto que es una ecuación que considera la diferencia entre distintos puntos del intercambiador de calor, teniendo en cuenta como esta temperatura cambia mientras los fluidos avanzan a través de los tubos.

Las secciones de prueba se dividen en subsecciones para poder caracterizar el coeficiente de transferencia de calor como local, se debe notar que la bibliografía es

más bien arbitraria en caracterizar como local un coeficiente de transferencia de calor por lo que se recomienda generar criterios de caracterización a través de esta. Para el caso del largo de las subsecciones se eligen 250 mm puesto que esta distancia permite que la capa límite de temperatura se pueda desarrollar luego de entrar en contacto con la fuente de intercambio de calor.

Se identifican dos mezclas zeotrópicas en el rango de operaciones deseados, a través de estos se logra identificar los impactos en la incertidumbre y definir como minimizarlos. La minimización viene dada por dos métodos. En primer lugar, utilizar dos termocuplas para medir en el mismo punto y así utilizando la ecuación respectiva se puede obtener un dato con menor incertidumbre. Por otro lado, para los casos más críticos se recomienda la utilización de un instrumento más preciso. Las mezclas antes nombradas tienen distinto comportamiento en cuanto a la propagación de la incertidumbre, todo esto asociado a las distintas condiciones de operación de ambas mezclas.

Finalmente, se definen y entregan directrices para el funcionamiento y operatividad de la estación experimental. También, se definen variaciones o modificaciones de la estación experimental para poder continuar con la caracterización de mezclas zeotrópicas en otros contextos y/o dimensiones termodinámicas y/o térmicas.

BIBLIOGRAFÍA

- Barraza, R. (2015). *Thermal-Fluid Behavior of Mixed Refrigerants for Cryogenic Applications*. University of Wisconsin-Madison.
- Bosch Rexroth. Systematic Success. (2003). *Hidráulica, Bases y Componentes. Training Hidráulico, Tomo 1* (3ra Edición).
- Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A., & Rossetto, L. (2001a). Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube. En *International Journal of Refrigeration* (Vol. 24). www.elsevier.com/locate/ijrefrig
- Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A., & Rossetto, L. (2001b). Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube. *International Journal of Refrigeration*, 24(1). [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(00\)00070-0](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(00)00070-0)
- Fronk, B. M. (2014). *COUPLED HEAT AND MASS TRANSFER DURING CONDENSATION OF HIGH-TEMPERATURE-GLIDE ZEOTROPIC MIXTURES IN SMALL DIAMETER CHANNELS*.
- Gas Servei. (s. f.). *Ficha técnica R-1234ze-Gas Servei*. Biblioteca Refrigerantes. Recuperado 16 de octubre de 2023, de <https://gas-servei.com/shop/docs/ficha-tecnica-r-1234ze-gas-servei.pdf>
- Hossain, A., Onaka, Y., Afroz, H. M. M., & Miyara, A. (2012). *Heat transfer during evaporation of R1234ze(E), R32, R410A and a mixture of R1234ze(E) and R32 inside a horizontal smooth tube*. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.009>
- Hossain, M. A., Onaka, Y., Afroz, H. M. M., & Miyara, A. (2012). *Heat transfer during evaporation of R1234ze(E), R32, R410A and a mixture of R1234ze(E) and R32 inside a horizontal smooth tube*. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.009>
- Incropera, F. P. D. D. P. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer* (L. Ratts, Ed.; 7ma Edición). Don Fowley.

- Kandlikar, S. G., & Grande, W. J. (2003). Evolution of microchannel flow passages-thermohydraulic performance and fabrication technology. *Heat Transfer Engineering*, 24(1), 3–17. <https://doi.org/10.1080/01457630304040>
- Klein, S. A. (2015). *EES: Engineering Equation Solver* (V9.944).
- Lemmon, E. W., Bell, I. H., Huber, M.L., & McLinden, M. O. (2019). *REFPROP* (10).
- Li, H. (2016). *AN EXPERIMENTAL FACILITY FOR MICROCHANNEL RESEARCH AND EVAPORATING R134A IN MICROCHANNEL TUBE*.
- Li, H., & Hrnjak, P. (2017). *Measurement of heat transfer coefficient and pressure drop during evaporation of R134a in new type facility with one pass flow through microchannel tube*. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.07.066>
- Makhnatch, P., An Mota-Babiloni, A., Lopez-Belchí, A., & Khodabandeh, R. (2018). *R450A and R513A as lower GWP mixtures for high ambient temperature countries: Experimental comparison with R134a*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.09.001>
- Marat, K. (2009). *Condensation Heat Transfer and Pressure Drop for Methane and Binary Methane Fluids in Small Channels*.
- Matkovic, M., Cavallini, A., Col, D. Del, & Rossetto, L. (2009). Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 2311–2323. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.11.013>
- Mattiuzzo, N. O., Azzolin, M., Berto, A., Bortolin, S., & Col, D. Del. (2023). Condensation heat transfer and pressure drop of R1234yf/HFC mixtures inside small diameter channels. *International Journal of Thermal Sciences*, 189, 1290–0729. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108258>
- Mortada, S., Zoughaib, A., Arzano-Daurelle, C., & Clodic, D. (2012a). *Boiling heat transfer and pressure drop of R-134a and R-1234yf in minichannels for low mass fluxes*. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.03.004>
- Mortada, S., Zoughaib, A., Arzano-Daurelle, C., & Clodic, D. (2012b). *Boiling heat transfer and pressure drop of R-134a and R-1234yf in minichannels for low mass fluxes*. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.03.004>

- Park, J. E., Vakili-Farahani, F., Consolini, L., & Thome, J. R. (2010). *Experimental study on condensation heat transfer in vertical minichannels for new refrigerant R1234ze(E) versus R134a and R236fa*. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.11.006>
- Rojas Ojeda, Á. A. (2017). *Diseño de instalación para medición de coeficientes de transferencia de calor y caída de presión en mezclas zeotrópicas durante su condensación a temperaturas criogénicas*. Universidad Técnica Federico Santa María.
- Wang, P., Li, M., Wang, Q., Dai, B., Ma, Y., & Tian, H. (2023). Heat transfer and pressure drop of CO₂/R32 mixture in mini-channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 200, 123406. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123406>
- Wang, X. D., & Zhao, L. (2009). Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation. *Solar Energy*, 83(5), 605–613. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2008.10.006>
- Yang, Y., Xue, T., Rao, Z., & Liao, S. (2022). Potential of transcritical recompression Rankine cycle operating with CO₂-based binary mixtures. *Energy Conversion and Management*, 252. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.115040>
- Zhao, L., & Bao, J. (2014). Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures. *Applied Energy*, 130, 748–756. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.03.067>

