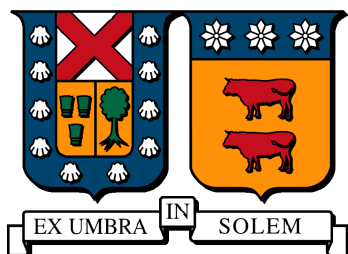


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO-CHILE



DISEÑO DE INSTALACIÓN PARA MEDICIÓN DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAÍDA DE PRESIÓN EN MEZCLAS ZEOTRÓPICAS DURANTE SU CONDENSACIÓN A TEMPERATURAS CRIOGÉNICAS

Ángela Andrea Rojas Ojeda

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA : PhD RODRIGO BARRAZA
PROFESOR CORREFERENTE : PhD OLIVIER SKURTYS

Noviembre 2017

Índice general

Índice de figuras	III
Índice de tablas	VII
Nomenclatura	IX
Agradecimientos	1
Resumen Ejecutivo	2
Abstract	3
1. Introducción	4
2. Estado del Arte	7
3. Marco Teórico	14
3.1 Mezclas Zeotrópicas	14
3.2 Refrigeración Criogénica	16
3.2.1 Efecto Joule - Thomson	16
3.2.2 Ciclo Gifford - McMahon	18
3.3 Toma de Presión	19
4. Diseño de la Instalación Experimental	23
4.1 Descripción de la Instalación	24
5. Sección de Transferencia de calor	28
5.1 Cryocooler	31
5.2 Recuperador	38

5.3	Sección de Medición	42
5.3.1	Cambio de diámetro	42
5.3.2	Toma de presión	46
5.3.3	Región activa de medición	48
6.	Incertidumbre de Medición	52
7.	Equipos	59
8.	Conclusión	61
	Bibliografía	66
A.	Resultados	67
A.1	Intercambiador de calor del Cryocooler	67
A.2	Intercambiador de calor del Recuperador	68
A.3	Sección de medición	69
A.3.1	Cambio de diámetro	69
A.3.2	Toma de presión	71
A.3.3	Región activa de medición	72
A.3.4	Cantidad de calor a remover de la mezcla	74
B.	Anexo	80
B.1	Correlación de Dobson - Chato para coeficientes de transferencia de calor de fluidos en condensación	80
B.2	Correlación de Shah para coeficientes de transferencia de calor de fluidos en evaporación	82

Índice de figuras

1.1	Diagrama de aplicaciones a temperaturas criogénicas (capacidad de refrigeración que necesita la aplicación en función de su temperatura de operación) [2].	4
3.1	Diagrama de cambio de fase de una mezcla zeotrópica binaria (amoníaco y agua) en equilibrio [16].	15
3.2	Gráfico de temperatura versus presión de un gas real. Se muestra la curva de la temperatura de inversión y las zonas donde se produce calentamiento y enfriamiento [20].	17
3.3	Diagrama de funcionamiento del ciclo Gifford – McMahon [22].	18
3.4	Diagrama de perturbación del flujo por el agujero de la toma de presión [23].	19
3.5	Gráfico del error relativo de la medición de la presión (ordenadas) en función del diámetro de la tubería (abscisa) con un diámetro de 0,0635 [in] de referencia. Se muestran resultados para distintas velocidades y un ratio l/d en el rango 1,5 – 6. [23]	20
3.6	Diagrama de la toma de presión. Se muestra el diámetro del agujero (d) y el largo de la cavidad (l).	21
3.7	Diagrama de líneas de corriente de un flujo sobre una toma de presión de bordes redondeados y rectos [26].	22
4.1	Diagrama de la instalación de medición del coeficiente de transferencia de calor de las mezclas en evaporación [27].	25
4.2	(a) Diagrama de la sección de transferencia de calor de la instalación propuesta. (b) Diagrama de la transferencia de calor por conducción en el material.	26
5.1	Esquema de la sección de transferencia de calor. Se muestra el intercambiador de calor del Recuperador, el intercambiador de calor del Cryocooler y la sección de medición.	29
5.2	Gráfico de la eficiencia del intercambiador del Recuperador en función del calor removido desde la mezcla con el Cryocooler.	31

5.3	Gráfico de rendimiento del Cryocooler modelo CH-110 de Shi Cryogenics. Se muestra la capacidad de refrigeración en [W] versus la temperatura de la cabeza fría en [K]. En azul se muestran los datos entregados por el fabricante y en rojo el ajuste a la curva.	32
5.4	(a) Diagrama del intercambiador de calor del Cryocooler. (b) Balance de energía en cada vuelta.	33
5.5	Gráfico de eficiencia del intercambiador del Cryocooler en función del número de vueltas alrededor del cilindro anular de cobre.	36
5.6	Gráfico de eficiencia del intercambiador del Cryocooler en función del número de vueltas alrededor del cilindro anular de cobre con el coeficiente de Dobson-Chato en azul y el coeficiente multiplicado por un factor de 0,5 en rojo. Ver tabla de resultados en Anexo A.1.	37
5.7	Esquema de los intercambiadores de calor del Recuperador y del Cryocooler. Se muestra la temperatura máxima permitida a la salida del Recuperador para obtener la temperatura requerida a la salida del intercambiador del Cryocooler con la capacidad del equipo mostrada en la Figura 5.3.	38
5.8	Diagrama de la división de un intercambiador de calor a contraflujo en N Sub-Intercambiadores.	39
5.9	Diagrama de intercambiador de calor de tuberías paralelas para el Recuperador unidas mediante soldadura de estaño [27].	40
5.10	Diagrama de la sección de prueba.	42
5.11	Esquema del modelo precursor de la simulación. El perfil de velocidad a la salida del modelo precursor en verde (arriba) se guarda y se implementa como condición de entrada al modelo con el cambio de diámetro (abajo).	44
5.12	Gráficos de longitud de desarrollo (relativo al diámetro d la tubería) en función de la calidad de la mezcla.	45
5.13	Campo vectorial de la velocidad del flujo en una tubería de 3 [mm] de diámetro para una calidad 0,25 de la mezcla HC-1, y un diámetro de toma de presión de (a) 0,5 [mm] y (b) 2 [mm].	46
5.14	Campo vectorial de la velocidad del flujo en una tubería de 3 [mm] de diámetro y una toma de presión de 0,5 [mm] para la mezcla HC-1 en calidades (a) 0 y (b) 0,5.	47
5.15	Gráfico del error relativo de la presión en función de la calidad de la mezcla para distintos diámetros relativos d/D	48
5.16	Gráfico de variación del coeficiente de transferencia de calor local (azul) y promedio (negro) a lo largo de la tubería (z) [8].	49

5.17	Gráfico del coeficiente de transferencia de calor en función del largo de la tubería para un diámetro de tubería de 3 [mm]. Se muestra en azul el coeficiente local, en verde el promedio y en amarillo el error porcentual entre ambos.	50
6.1	Esquema de la medición de temperatura en el bloque de cobre para determinar indirectamente la temperatura de la pared de la tubería de acero inoxidable.	53
6.2	(a) Gráfico de la incertidumbre relativa (azul) y la diferencia de temperatura dentro de la tubería (rojo) en función del calor removido de la mezcla para una incertidumbre de los PRT de $\pm 0,14$ [K]. (b) Gráfico de la variación de los números adimensionales (Reynolds en negro, Prandtl en azul y Peclet en rojo) en función del calor removido, para la tubería de 3 [mm] con un flujo másico de 250 [kg/m ² s].	56
A.1	Gráfico de eficiencia del intercambiador del Cryocooler ε_{CHX} en función del número de vueltas de la tubería N	67
A.2	Imagen de los resultados obtenidos para las eficiencias del intercambiador del Cryocooler para un coeficiente de Dobson - Chato $\varepsilon_{CHXhtcx1}$ y para el coeficiente multiplicado por un factor de 0,5 $\varepsilon_{CHXhtcx0,5}$	68
A.3	Gráficos de longitud de desarrollo (relativo al diámetro d la tubería) $L1/D$ en función de la calidad de la mezcla para una tubería de diámetro: (a) 3 [mm], (b) 1,5 [mm] y (c) 0,5 [mm].	69
A.4	Gráfico del error relativo de la presión en función de la calidad de la mezcla para distintos diámetros relativos de la toma de presión d/D	71
A.5	Gráfico del coeficiente local de transferencia (azul), el coeficiente promedio (verde) y el error porcentual entre ambos (amarillo) en función del largo de la tubería de diámetro: (a) 3 [mm] y (b) 1,5 [mm].	72
A.6	Gráfico del coeficiente local de transferencia (azul), el coeficiente promedio (verde) y el error porcentual entre ambos (amarillo) en función del largo de la tubería de diámetro 0,5 [mm].	73
A.7	Gráfico de la incertidumbre relativa ($\delta htc/htc$) en función del calor removido de la mezcla HC-1 para un flujo másico de 250 [kg/m ² s], un diámetro de tubería de 3 [mm] y una incertidumbre de los PRT de (a) $\pm 0,25$ [K], (b) $\pm 0,18$ [K], (c) $\pm 0,14$ [K] y (d) $\pm 0,025$ [K].	74

A.8	Gráfico de la incertidumbre relativa ($\delta htc/htc$) en función del calor removido de la mezcla HC-1 para un flujo másico de 250 $[kg/m^2s]$, un diámetro de tubería de 1,5 [mm] y una incertidumbre de los PRT de (a) $\pm 0,25$ [K], (b) $\pm 0,18$ [K], (c) $\pm 0,14$ [K] y (d) $\pm 0,025$ [K].	75
A.9	Gráfico de la incertidumbre relativa ($\delta htc/htc$) en función del calor removido de la mezcla HC-1 para un flujo másico de 250 $[kg/m^2s]$, un diámetro de tubería de 0,5 [mm] y una incertidumbre de los PRT de (a) $\pm 0,25$ [K], (b) $\pm 0,18$ [K], (c) $\pm 0,14$ [K] y (d) $\pm 0,025$ [K].	76
A.10	Gráfico de la incertidumbre relativa ($\delta htc/htc$) en función del calor removido de la mezcla RS-1 para un flujo másico de 250 $[kg/m^2s]$, un diámetro de tubería de 3 [mm] y una incertidumbre de los PRT de (a) $\pm 0,25$ [K], (b) $\pm 0,18$ [K], (c) $\pm 0,14$ [K] y (d) $\pm 0,025$ [K].	77
A.11	Gráfico de la incertidumbre relativa ($\delta htc/htc$) en función del calor removido de la mezcla RS-1 para un flujo másico de 250 $[kg/m^2s]$, un diámetro de tubería de 1,5 [mm] y una incertidumbre de los PRT de (a) $\pm 0,25$ [K], (b) $\pm 0,18$ [K], (c) $\pm 0,14$ [K] y (d) $\pm 0,025$ [K].	78
A.12	Gráfico de la incertidumbre relativa ($\delta htc/htc$) en función del calor removido de la mezcla RS-1 para un flujo másico de 250 $[kg/m^2s]$, un diámetro de tubería de 0,5 [mm] y una incertidumbre de los PRT de: (a) $\pm 0,25$ [K], (b) $\pm 0,18$ [K], (c) $\pm 0,14$ [K] y (d) $\pm 0,025$ [K].	79

Índice de tablas

2.1	Resumen de investigaciones previas de mezclas zeotrópicas en condensación.	12
2.2	Resumen de investigaciones previas de mezclas zeotrópicas en condensación (cont.).	13
4.1	Diámetros y rangos de operación de la Instalación de Medición.	23
4.2	Composición de las Mezclas zeotrópicas en % de volumen.	24
5.1	Temperaturas de líquido y vapor saturado de las mezclas a distintas presiones. Se muestra también la diferencia de temperatura total de la mezcla durante el cambio de fase (T_{glide}). HC: mezcla de hidrocarburos (metano, etano y propano). RS: mezcla de refrigerantes sintéticos (R-14, R-23, R-32 y R-134a).	30
5.2	Resumen de los resultados para los intercambiadores de calor del Cryocooler y del Recuperador.	41
5.3	Resumen de longitudes para el primer tramo de la sección de prueba con un flujo másico de $250 [kg/m^2s]$	45
5.4	Tabla resumen de los diámetros de la toma de presión recomendados (resultados para diámetro relativo de 0,2 y 0,3), rango recomendado para la longitud de la cavidad (entre 1,5 y 5 veces d) y la longitud estimada entre la toma de presión y la región activa de medición.	48
5.5	Resumen de las longitudes de la sección de medición para los distintos diámetros.	51
6.1	Resumen con los resultados de calor mínimo y máximo a remover de la mezcla HC-1 con una precisión de los PRT de $\pm 0,18 [K]$	57
6.2	Resultados del calor mínimo y máximo a remover de la mezcla HC-1 para distintas precisiones de los PRT. Las celdas sin número — corresponden a que no se puede llegar a una incertidumbre del coeficiente de transferencia de un 10% con la precisión del PRT mostrada.	57

6.3	Calor a remover de la mezcla para tener una incertidumbre de medición del coeficiente mayor o igual a un 10% para la mezcla de hidrocarburos y refrigerantes sintéticos y todos los diámetros de tubería a ensayar con una precisión de los PRT de $\delta T = 0,14$ [K].	58
6.4	58
7.1	Equipos a utilizar en la sección de control de la instalación propuesta.	59
A.1	Resumen de los resultados para los intercambiadores de calor del Cryocooler y del Recuperador.	68

Nomenclatura

$\delta\Delta T_{LMTD}$ Incertidumbre de la diferencia de temperatura media logarítmica [K]

$\delta\dot{Q}$ Incertidumbre del calor transferido desde la mezcla en condensación [kW]

δhtc Incertidumbre del coeficiente de transferencia de calor [kW/m^2K]

ΔP^{**} Segunda forma del error de presión adimensional debido a la toma de presión [$-$]

δT Incertidumbre de la medición de la temperatura [K]

ΔT_{LMTD} Diferencia de temperaturas logarítmica [K]

$\Delta x[i]$ Longitud del i -ésimo sub-intercambiador de calor del Recuperador [m]

\dot{C}_{cold} Conductancia del fluido frío en el intercambiador de calor del Recuperador [kW/K]

\dot{C}_{hot} Conductancia del fluido caliente en el intercambiador de calor del Recuperador [kW/K]

\dot{m} Flujo másico [kg/s]

\dot{Q} Tasa de calor transferido [kW]

$\dot{Q}[i]$ Tasa de calor transferido por conducción a lo largo del cilindro en el intercambiador del Cryocooler [kW]

$\dot{Q}_f[i]$ Tasa de calor absorbido desde el fluido en el i -ésimo nodo [kW]

\dot{q}_s'' Tasa de transferencia de calor por unidad de área [kW/m^2]

\dot{Q}_{cc} Calor absorbido por el Cryocooler [kW]

$\dot{Q}_{CHX,max}$ Tasa de calor máxima de transferencia de calor en el intercambiador del Cryocooler [kW]

- $\dot{Q}_{CHX,real}$ Tasa de calor real de transferencia de calor en el intercambiador del Cryocooler [kW]
- \dot{Q}_{cond} Tasa de calor transferido por conducción [kW]
- $\dot{Q}_{HX,max}$ Tasa de calor máximo a transferir en cada sub división del intercambiador de calor del Recuperador [kW]
- \dot{Q}_{HX} Tasa de calor transferido en cada sub división del intercambiador de calor del Recuperador [kW]
- $\dot{Q}_{RHX,max}$ Tasa de calor máxima de transferencia de calor en el intercambiador del Recuperador [kW]
- $\dot{Q}_{RHX,real}$ Tasa de calor real de transferencia de calor en el intercambiador del Recuperador [kW]
- \dot{Q}_{total} Tasa total de calor transferido entre el fluido frío y caliente del intercambiador del Recuperador [kW]
- μ_{JT} Coeficiente de Joule - Thomson [K/Pa]
- μ Viscosidad del fluido [$Pa \cdot s$]
- Π Primera forma del error de presión adimensional debido a la toma de presión $[-]$
- ρ Densidad del fluido [kg/m^3]
- τ_w Esfuerzo de corte en la pared [Pa]
- ε_{CHX} Eficiencia del intercambiador de calor del Cryocooler
- ε_{RHX} Eficiencia del intercambiador de calor del Recuperador
- A Área superficial de transferencia de calor [m^2]
- C_p Calor específico del fluido [kJ/kgK]
- CHX Cryocooler Heat Exchanger
- D Diámetro de la tubería en la sección de prueba [m]
- d Diámetro de la toma de presión [m]
- d^+ Número de Reynolds del agujero de la toma de presión $[-]$
- DE_{cil} Diámetro exterior del cilindro de cobre del intercambiador de calor del Cryocooler [m]

DE_{tub} Diámetro exterior de la tubería [m]

DI_{cil} Diámetro interior del cilindro de cobre del intercambiador de calor del Cryocooler [m]

DI_{tub} Diámetro interior de la tubería [m]

e_{placa} Espesor de la placa de cobre [m]

$e_{tuberia}$ Espesor de la pared de la tubería [m]

$error_{Nu}$ Error porcentual entre el Nusselt local y el Nusselt promedio [%]

h_{in} Entalpía de entrada del fluido [kJ/kg]

h_{out} Entalpía de salida del fluido [kJ/kg]

$HC - 1$ Mezcla de hidrocarburos sin diluir

$HC - 2$ Mezcla de hidrocarburos diluida en 20% de N_2

$HC - 3$ Mezcla de hidrocarburos diluida en 40% de N_2

htc Coeficiente de transferencia de calor [kW/m^2K]

htc_{cold} Coeficiente de transferencia de calor en evaporación del lado frío del intercambiador del Recuperador [kW/m^2K]

$htc_{DittusBoelter}$ o htc_{D-B} Coeficiente de transferencia de calor estimado con la correlación de Dittus - Boelter [kW/m^2K]

$htc_{Dobson-Chato}$ o htc_{D-C} Coeficiente de transferencia de calor estimado con la correlación de Dobson - Chato [kW/m^2K]

htc_{hot} Coeficiente de transferencia de calor en condensación del lado caliente del intercambiador del Recuperador [kW/m^2K]

k Conductividad térmica del fluido [kW/mK]

k_{cu} Conductividad térmica del cobre [$kW/m \cdot K$]

k_{Sn} Conductividad térmica de la soldadura de estaño en el intercambiador de calor del Recuperador [kW/mK]

k_{ss}	Conductividad térmica del acero inoxidable ANSI 340 [kW/mK]
L	Longitud total del intercambiador de calor del Recuperador [m]
$L1$	Longitud del primer tramo de la sección de medición [m]
$L2$	Longitud del segundo tramo de la sección de medición [m]
$L3$	Longitud del tercer tramo de la sección de medición [m]
NTU	Unidades de Transferencia de Calor
Nu	Número de Nusselt $[-]$
Q_{min}	Calor mínimo a absorber desde la mezcla en condensación [kW]
Re	Número de Reynolds del flujo $[-]$
RHX	Recuperator Heat Exchanger
$RS - 1$	Mezcla de refrigerantes sintéticos sin diluir
$RS - 2$	Mezcla de refrigerantes sintéticos diluida en 20% de Ar
$RS - 2$	Mezcla de refrigerantes sintéticos diluida en 40% de Ar
$T_f[i]$	Temperatura del fluido en el i -ésimo nodo [K]
T_m	Temperatura promedio en la sección transversal de la tubería [K]
T_{bloque}	Temperatura medida en el bloque de cobre que recubre la tubería en la sección de medición [K]
T_{cc}	Temperatura del extremo frío del Cryocooler [K]
T_{centro}	Temperatura en el centro de la tubería en dirección axial [K]
$T_{cil}[i]$	Temperatura del cilindro anular en la i -ésima vuelta de la tubería del intercambiador de calor del Cryocooler [K]
T_{cold}	Temperatura del fluido frío en el intercambiador de calor del Recuperador [K]
T_{glide}	Diferencia de temperatura entre el vapor saturado y líquido saturado de la mezcla zeotrópica [K]
T_{hot}	Temperatura del fluido caliente en el intercambiador de calor del Recuperador [K]

- $T_{in,CHX}$ Temperatura de fluido a la entrada del intercambiador del Cryocooler [K]
- $T_{in,cold,RHX}$ Temperatura del fluido a la entrada del lado frío del intercambiador de calor del Recuperador [K]
- $T_{in,hot,RHX}$ Temperatura del fluido a la entrada del lado caliente del intercambiador de calor del Recuperador [K]
- T_{in} Temperatura de entrada del fluido [K]
- $T_{out,CHX}$ Temperatura de fluido a la salida del intercambiador del Cryocooler [K]
- $T_{out,cold,RHX}$ Temperatura del fluido a la salida del lado frío del intercambiador de calor del Recuperador [K]
- $T_{out,hot,RHX}$ Temperatura del fluido a la salida del lado caliente del intercambiador de calor del Recuperador [K]
- T_{out} Temperatura de salida del fluido [K]
- T_{wall} Temperatura de la pared de la tubería [K]
- u_{τ} Velocidad de corte [m/s]
- UA Resistencia global a la transferencia de calor [kW/K]
- $x_{h,tur}$ Longitud de desarrollo hidrodinámico de un flujo turbulento [m]

Agradecimientos

Me gustaría agradecer primero al profesor Rodrigo Barraza por confiarme este trabajo, y por su paciencia y buena disposición al momento de guiarme durante este proceso. También al profesor Olivier Skurtys, el cual siempre estuvo dispuesto a ayudar y resolver dudas.

Agradezco también a mi familia, en especial a mis padres, por su infinita paciencia, comprensión y apoyo, lo cual fue el pilar principal en esta etapa. A mis amigos por todas las risas y buenos momentos, y por hacer estos años de estudio mucho mejores. Y, por último, a todos los profesores del departamento de mecánica por compartir su conocimiento y experiencia, y entregarme las herramientas necesarias para enfrentar los desafíos futuros.

Resumen Ejecutivo

En el siguiente documento se presentan los criterios utilizados y los resultados obtenidos para el diseño de una instalación para la medición de coeficientes locales de transferencia de calor y caída de presión de mezclas zeotrópicas durante su condensación en micro tuberías horizontales a temperaturas criogénicas.

Se considera a utilizar en la instalación mezclas zeotrópicas de hidrocarburos (metano, etano y propano) y de refrigerantes sintéticos (R-14, R-23, R-32 y R-134a) además de sus versiones con contenidos de nitrógeno y argón respectivamente. El rango de presión de operación es de 200 a 1100 $[kPa]$ y el del flujo másico por unidad de área de 150 a 250 $[kg/m^2s]$. Las propiedades de los fluidos se obtienen con REFPROP.

Primero, se calcula la longitud de los intercambiadores de calor del Cryocooler y del Recuperador para lograr enfriar las mezclas a la temperatura requerida, y luego se estima la longitud de la tubería de la sección de medición, para asegurar que el flujo se encuentre en condiciones desarrolladas al momento de medir. La longitud de la sección activa de medición se determina en base al error porcentual entre el coeficiente promedio y el coeficiente local de transferencia de calor, el cual no debe superar el 10%. Por último, se realiza un análisis de propagación de incertidumbre de la medición del coeficiente, mediante el cual se calcula el calor mínimo a retirar desde la mezcla para que la incertidumbre no supere un 10% y el calor máximo en base a un análisis de las propiedades del fluido, las cuales se requiere mantener sin variaciones importantes a lo largo de la sección de medición.

Abstract

In the following document the guidelines and results for the design of an experimental installation for measuring the local heat transfer coefficient and pressure drop of zeotropic mixtures during their condensation in horizontal microchannels at cryogenic temperatures are presented.

Zeotropic mixtures of hydrocarbons (methane, ethane and propane) and synthetic refrigerants (R-14, R-23, R-32 and R-134a) will be tested in the installation, including their versions with nitrogen and argon content respectively. The operating pressure range goes from 200 to 1100 [kPa] and the mass flux from 150 to 250 [kg/m²s]. The fluid properties are obtained from the software REFPROP.

First of all, the length of the Cryocooler and Recuperator heat exchangers are calculated based on the required refrigeration temperature, and then the length of the measuring section is estimated in order to maintain a hydrodynamically developed flow in this region. The length of the active measuring section is determined based on the percentage error between the local and average heat transfer coefficients, which must not be greater than 10%. Finally, an uncertainty propagation analysis is carried out in order to determine the minimum and maximum heat that can be extracted from the mixture, so the uncertainty of the measure is lower than 10%, and the variation of the fluid properties isn't important along the measuring section respectively.

Capítulo 1

Introducción

Existen varias aplicaciones que requieren refrigeración de componentes a bajas temperaturas (del orden de 100 [K]), por lo que es necesario el estudio de fluidos que puedan trabajar en esas condiciones sin solidificarse.

La criogenia es la rama de la física que estudia la refrigeración a temperaturas menores a -150 [°C] (123 [K]) y su efecto en la materia [1]. Su aplicación más conocida es la licuefacción de gases, como nitrógeno, oxígeno y argón obtenidos del aire. Otras aplicaciones incluyen la criocirugía, la refrigeración de sensores electrónicos y de materiales superconductores.

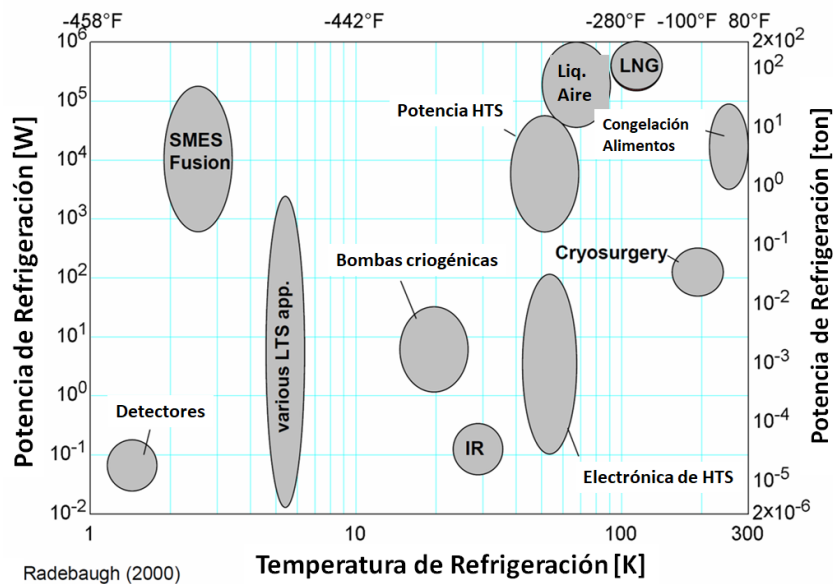


Figura 1.1: Diagrama de aplicaciones a temperaturas criogénicas (capacidad de refrigeración que necesita la aplicación en función de su temperatura de operación) [2].

Existen varios tipos de refrigerantes que pueden trabajar a temperaturas criogénicas, como el helio, amoníaco, dióxido de carbono y mezclas de compuestos. De todas las mezclas de refrigerantes disponibles en el mercado, no existe una mezcla superior al resto, sino que para cada proceso que trabaje en ciertas condiciones de operación, habrá refrigerantes que se desempeñarán mejor que otros. Por esto, es importante reconocer las propiedades, ventajas y restricciones de los refrigerantes de interés al momento de diseñar un sistema.

Se han demostrado algunas ventajas de los refrigerantes zeotrópicos sobre los azeotrópicos en distintos procesos. Boiarski et al. [3] demostraron que el uso de mezclas zeotrópicas pueden aumentar la capacidad de refrigeración de un ciclo Joule – Thomson entre un 15 y un 30% en un rango de temperaturas específico. Hinze et al. [4] coinciden en que el uso de ciertas mezclas zeotrópicas pueden mejorar el desempeño de un intercambiador de calor recuperador, como el del ciclo Joule – Thomson, al operar en cambio de fase, lo que permitiría reducir el tamaño del equipo. Marques y Domanski [5] observan que utilizando el refrigerante R-407C se puede aumentar el COP en aplicaciones de acondicionamiento de aire en un 7,1% y para condiciones de calefacción en un 3,6%. Mulroy et al. [6] comprueban que se pueden generar mejoras en el COP de un ciclo de refrigeración en un 28% al igualar la variación de temperatura del fluido a enfriar con la diferencia de temperatura del refrigerante zeotrópico que se genera durante el cambio de fase. Así, se pueden encontrar ventajas al uso de mezclas zeotrópicas para distintos ciclos de refrigeración en ciertas condiciones de operación.

El coeficiente de transferencia de calor proporciona una ecuación adicional al balance de energía, la cual relaciona la cantidad de calor transferido con las dimensiones del intercambiador de calor, por lo que el coeficiente es muy útil para el diseño de estos equipos.

Ecuación de balance de energía:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) = \dot{m} \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad (1.1)$$

Ecuación de transferencia de calor:

$$\dot{Q} = A \cdot htc \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (1.2)$$

Los coeficientes de transferencia de calor se miden experimentalmente en sistemas en condiciones controladas de operación, y la mayoría de los coeficientes de los fluidos más utilizados en la industria ya han sido ensayados, tabulados y graficados para diferentes rangos de temperatura y presión. Con estos datos se han desarrollado diferentes correlaciones con el fin de predecir el coeficiente de transferencia de calor a partir de los datos del problema, y evitar recurrir a tablas de datos. Para fluidos monofásicos en

régimen turbulento totalmente desarrollado, la correlación más utilizada en la industria es la de Dittus – Boelter [7], debido a su simplicidad y buenos resultados. Para fluidos homogéneos en condensación, se implementa en este trabajo la correlación de Dobson – Chato [8] para la aproximación del coeficiente de transferencia de calor de flujos en condensación.

Para mezclas zeotrópicas en condensación a temperaturas criogénicas no existen datos extensivos para generar correlaciones que permitan la predicción confiable del coeficiente de transferencia de calor. El trabajo propuesto apunta a dar un paso en la generación de estos datos para facilitar el diseño de equipos que utilicen este tipo de mezclas. Se incluye en el diseño la obtención de mediciones de presión estática del flujo para determinar la caída de presión en el sistema para flujos bifásicos, al ser un parámetro relevante para el diseño de los sistemas de impulsión.

Objetivos

El objetivo principal es diseñar un sistema de medición de coeficientes de transferencia de calor para mezclas zeotrópicas en condensación a temperaturas criogénicas y su pérdida de carga en microcanales.

Para esto, se fijan los siguientes objetivos específicos:

- Revisar bibliografía sobre estudios experimentales de medición del coeficiente de transferencia de calor para mezclas zeotrópicas en condensación.
- Estudiar fenómenos físicos involucrados en el experimento.
- Seleccionar la configuración de la estación experimental.
- Diseñar la instalación (tamaño de intercambiadores de calor y rango de operación) para minimizar la incertidumbre de medición del coeficiente de transferencia de calor.
- Identificar los equipos e instrumentos a utilizar.

Capítulo 2

Estado del Arte

A continuación, se mencionan algunos experimentos realizados en medición de coeficientes de transferencia de calor de mezclas zeotrópicas en condensación, con el fin de tener un contexto de los avances que se han logrado en este tema.

Los autores J. P. Van Es y P. M. Heertjes [9] (1956) realizaron experimentos con mezclas de benceno y tolueno en un condensador de tubos concéntricos verticales con un diámetro interno de 88 [mm], un espesor de pared de 8 [mm] y un largo de 1080 [mm]. La instalación se compone de una caldera, una sección de condensación de prueba (donde se realizan las mediciones) y un condensador total (que condensa la fracción sin condensar en el primer tramo). La mezcla de vapor saliente de la caldera ingresa por la parte inferior del condensador de prueba, se condensa parcialmente mediante un líquido refrigerante y luego se mide la cantidad condensada y su composición al salir de esta sección. Los coeficientes de transferencia de calor no son reportados, sin embargo, sí se indica la diferencia de temperatura entre el vapor y la pared del condensador en [°C] ($\overline{\Delta T}$) en función del flujo molar de condensado a la salida de la tubería en [mol/seg]. Los resultados experimentales se comparan con el modelo teórico (dependencia lineal de la temperatura $\overline{\Delta T}$ con el flujo molar de condensado), no encontrándose una concordancia exacta. Se estima que esto se debe a un error de medición por mal posicionamiento de termocuplas. A pesar de esto, los datos obtenidos reproducen la tendencia esperada, con lo cual se valida en este aspecto el experimento realizado. Aunque los resultados son limitados, fueron unos de los primeros reportados para mezclas binarias zeotrópicas en condensación en tuberías verticales.

K. Onda et al. [10] (1970) condujeron experimentos de condensación de mezclas binarias zeotrópicas en intercambiadores de calor de tubos concéntricos verticales. La instalación es muy similar a la presentada por Van Es y Heertjes (caldera, sección de condensación de prueba y condensador total), con la diferencia que la mezcla de vapor a condensar entra por la parte superior del intercambiador de calor.

La pared de la sección de ensayo del condensador se enfría con agua de refrigeración a una temperatura constante, con lo que se asegura que la pared del condensador se mantenga a una temperatura fija, y así obtener una condensación uniforme a lo largo de la sección. El agua de refrigeración circula por el tubo exterior de diámetro interno de 21 [mm] y se usaron secciones de ensayo de largos de 330, 830, 1330 y 1830 [mm]. La mezcla de metanol y agua previamente vaporizada en la caldera se introduce por la parte superior de la sección de ensayo y se condensa a medida que cae a lo largo de la tubería. El vapor que no alcanza a condensar en ese tramo se condensa posteriormente en el condensador total. El líquido saliente de este segundo condensador se reinyecta a la sección de ensayo como líquido de reflujo desde la parte superior (en contraflujo al vapor), formando una capa delgada de líquido entre la pared de la tubería y el vapor de la mezcla. Se calcula el coeficiente de transferencia de calor de la película líquida, y con este resultado se calcula el número de condensación, el cual se grafica en función del número de Reynolds del líquido. Los resultados obtenidos muestran buena coincidencia entre los datos de condensación de la mezcla comparados con la condensación de un gas de un solo componente, por lo cual los autores concluyen que la mezcla gaseosa puede tratarse como mono-componente en el caso de condensación de película en una columna vertical.

C. B. Panchal y W. C. Kuru [11] (1997) realizaron experimentos con mezclas de amoníaco y agua en tubos verticales y formularon un algoritmo y un set de ecuaciones para predecir el flujo local de transferencia de calor y masa. Para esto, utilizaron un intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo paralelo como condensador, con 25,4 [mm] de diámetro interior, un espesor de pared de 0,165 [mm] y un largo de 1,22 [m]. El fluido de trabajo se vaporiza en una caldera y pasa luego hacia el condensador. El vapor entra por la parte superior de éste y se recolecta por el fondo, devolviéndolo después a la caldera. El sistema es previamente evacuado para remover gases no condensables (aire) mediante una bomba de vacío. El experimento es validado con amoníaco puro, comparando los resultados con datos experimentales disponibles. Luego, se realizan una serie de mediciones manteniendo una composición de un 10% de masa de agua en la mezcla. El refrigerante que absorbe calor durante la condensación se mantiene a unos 22,9 [°C] y se mide el flujo condensado de amoníaco. Con las mediciones realizadas, se calcula el coeficiente global de transferencia de calor ($U_o = Q/(A_o \Delta T_{LMTD})$) y la diferencia de temperatura entre el vapor saturado y el líquido mediante el método de temperatura media logarítmica. El coeficiente global se compara con el coeficiente obtenido para la condensación de amoníaco puro, para determinar el efecto causado por la transferencia de masa. El coeficiente determinado para la fase líquida de amoníaco se utiliza para calcular un coeficiente de transferencia de calor efectivo para la mezcla amoníaco - agua a partir del coeficiente global. Se grafica el coeficiente efectivo de la mezcla y el coeficiente para el amoníaco puro en función del flujo de calor a través de la pared. Los resultados muestran que el coeficiente efectivo es significativamente menor para la mezcla que para el amoníaco. El coeficiente de la mezcla

tiende a crecer con el aumento del flujo de calor, mientras que el del amoniaco tiende a disminuir, lo cual, concluyen los autores, muestra el efecto del vapor en la resistencia a la transferencia de calor en condensación.

En cuanto a la condensación de mezclas de orden superior en tubos verticales, D. R. Webb y R. G. Sardesai [12] (1980) publicaron un experimento en donde se estudia tanto la transferencia de masa como de calor en el proceso de condensación de mezclas. Para esto, utilizaron un tubo vertical de 23 [mm] de diámetro interior y 1 [m] de largo como condensador rodeado de una camisa de agua, en donde la mezcla de vapor entra por la parte superior del tubo en flujo paralelo. Se realiza el experimento con dos tipos de mezcla: agua, alcohol isopropílico y nitrógeno, y agua, alcohol isopropílico y R-12. Es decir, en cada caso se tiene en estado de vapor dos componentes condensables (agua y alcohol isopropílico) y un gas no condensable a la temperatura del experimento (nitrógeno y R-12 respectivamente). Al igual que en experimentos anteriores, una parte de la mezcla se condensa en el condensador de ensayo y el resto (que usualmente es más de la mitad) se termina de condensar en otro equipo instalado aguas abajo de la sección de prueba. Los autores no reportan un cálculo del coeficiente de transferencia de calor, sino más bien el calor medido y el cambio de la composición de la mezcla vapor-líquido para validar modelos de condensación de transferencia de calor y masa.

D. W. Shao y E. Granryd [13] (1997) publicaron un documento sobre experimentos de fluidos en condensación con R-32, R-134a y la mezcla de ambos. Se realizaron las mediciones en tubos concéntricos horizontales de 10 [m] de largo, 6 [mm] de diámetro interior y 8[mm] de diámetro exterior para la tubería interna y 12,6 [mm] de diámetro interior para la tubería externa. El flujo másico varía entre 131 - 139 [kg/m^2s] con una temperatura promedio de condensación entre 23 y 40 [°C]. El refrigerante fluye por el tubo interior y el agua de enfriamiento por el exterior a contraflujo. Se grafica el coeficiente de transferencia de calor local calculado a partir de los datos medidos, y se observa que el coeficiente es mayor a mayor calidad del vapor, y va disminuyendo gradualmente con ésta durante la condensación. Además, se determina que el refrigerante R-32 presenta un mayor coeficiente local de transferencia de calor comparado con los demás fluidos ensayados, lo cual se produce por su mayor conductividad térmica de su fase líquida y una menor viscosidad. También se observa que los coeficientes locales aumentan con el flujo másico de la mezcla. Por otro lado, se grafica el coeficiente global de transferencia de calor en función del flujo de calor, y se observa que el mejor coeficiente de transferencia está dado por el refrigerante R-32 seguido por el R-134a. Adicionalmente, se expresa la pérdida de carga en la tubería en función del flujo másico, resultando que el refrigerante R-134a presenta una mayor pérdida de carga debido a su menor densidad de vapor. Para las mezclas de R-32/R-134a, la diferencia de pérdida de carga entre ellas es muy pequeña. Los resultados para el refrigerante R-32 no son comparables, debido a que se mide a temperaturas de condensación menores que los otros fluidos.

A. Cavallini et al. [14] (2002) publicaron los resultados de sus experimentos con mezclas de R-125 y R236ea para distintas composiciones (0,30/0,70, 0,46/0,54 y 0,64/0,36 en porcentaje de masa). Utilizaron un intercambiador de calor de tubos concéntricos horizontal de 2 [m] de largo y un diámetro interior de 8 [mm], variando el flujo másico de 400 - 750 [kg/m^2s] a una presión de saturación de 1000 [kPa]. El objetivo principal de este trabajo está enfocado en el diseño de condensadores para mezclas zeotrópicas basado en datos experimentales y en este caso se trabaja con temperaturas de saturación entre 40 - 60 [°C]. El experimento considera tres fluidos: el refrigerante (mezcla de R-125 y R236ea a diferentes concentraciones), agua de enfriamiento y agua caliente. La mezcla de refrigerante se vaporiza mediante el agua caliente hasta obtener vapor sobrecalentado y luego pasa a la sección de condensación, en donde rechaza calor al enfriarlo con agua fría. Las calidades obtenidas después de este condensador varían entre 0,25 y 0,99, condensándose el resto en un condensador ubicado aguas abajo. Los datos de transferencia de calor se comparan con el modelo predictivo desarrollado por los autores en el mismo documento, y se obtuvo que la desviación promedio entre ambos datos fue menor al 10 %.

Hasan M. M. Afroz et al. [15] (2008) publicaron sus experimentos de medición del coeficiente local de transferencia de calor y pérdida de carga en la condensación de éter dimetílico (DME) y mezclas de CO_2 /DME (composición de 39/61 y 21/79 porcentaje de masa) en tubos horizontales, variando el flujo másico de 200 a 500 [kg/m^2s]. El condensador lo constituye un intercambiador de calor de tubos concéntricos horizontal de 6,25 [m] de largo, 4,35 [mm] de diámetro interno del tubo interior y 6,35 [mm] de diámetro interno del tubo exterior. El condensador está dividido en 12 sub-secciones en donde se mide la temperatura de entrada y salida de cada uno. El flujo de refrigerante en el tubo interior varía entre 200 - 500 [kg/m^2s] y se hace fluir agua por el tubo exterior a contraflujo. De los resultados obtenidos por las mediciones, se observa que para cualquier flujo másico, las mezclas presentan menores coeficientes de transferencia de calor que el DME puro, es decir, el aumento de la fracción másica de CO_2 produce una disminución del coeficiente de transferencia de calor. Los autores concluyen que este fenómeno se debe a un aumento de la resistencia a la transferencia de calor producido por la transferencia de masa en la fase líquida condensada, y también a la menor conductividad térmica del fluido condensado con respecto al DME puro. Con respecto a la pérdida de carga, el DME presenta mayores valores de pérdida debido a su menor densidad en estado de vapor comparado con las mezclas de CO_2 /DME. Además, la tendencia es que a mayores calidades de vapor, las variaciones de presión son mayores, debido a la transformación del flujo de condensado de anular a intermitente.

Si bien estos son algunos de los trabajos realizados para condensación de mezclas zeotrópicas, se puede observar que ninguno de los mencionados entrega resultados en un rango de temperaturas criogénicas. La dificultad principal de condensar mezclas a tan baja temperatura, es remover calor desde la mezcla de forma controlada y cuantificable en estas condiciones. En muchos de los estudios mencionados, el

principal medio de refrigeración de las mezclas es agua fría, la cual no puede alcanzar temperaturas tan bajas (≈ 100 [K]) sin solidificarse en las tuberías.

Se pueden revisar más experimentos de mezclas zeotrópicas en condensación en el documento de B. Fronk y S. Garimella [16] y en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1: Resumen de investigaciones previas de mezclas zeotrópicas en condensación.

Autores	Geometría	Mezcla (% masa)	Fluido Refrigerante	Presión [kPa]	$T_{bubble} - T_{dev}$ [K]	T_{glide} [K]
J. P. van Es y P. M. Heertjes (1956)	Vertical DI = 88 [mm] L = 1080 [mm]	Benceno y Tolueno 43/57 72/28	Aceite de baja viscosidad	120 - 160	544,79 - 547,55 533,1 - 535,36	2,76 2,26
K. Onda, E. Sada y K. Takahashi (1970)	Vertical DI = 21 [mm] L = 330, 830, 1330 y 1830 [m]	Metanol - Agua 0/100 → 100/0	Agua	~ 100	557,24 - 563,53 (composición 50/50)	6,29
C. B. Panchal y W. C. Kuru (1997)	Vertical DN = 25,4 [mm] L = 1,22 [m]	Amoniaco - Agua 89/11 y 95/5	Agua	900	410,39 - 460,1 404,36 - 434,64	49,71 30,28
D. R. Weeb y R. G. Sardesai (1981)	Vertical DI = 23 [mm] L = 1 [m]	Agua-C ₃ H ₈ O-N ₂ Agua-C ₃ H ₈ O-R12	Agua	100	-	-
D. W. Shao y E. Granryd (1998)	Horizontal DI = 6 [mm] L = 10 [m]	R-23 y R134a 26,5/73,5 → 74,5/25,5	Agua	77 - 1800	339,91 - 351,19 303,41 - 313,69	11,28 10,28
Cavallini et al. (2002)	Horizontal DI = 8 [mm] L = 2 [m]	R-125 y R236ea 0,3/0,7 - 0,46/0,54 - 0,64/0,36	Agua	780 - 1420	348,33 - 364,94 336,8 - 354,17 327,14 - 341,31	16,61 17,37 14,17
H. Afroz et al. (2008)	Horizontal DI = 4,35 [mm] L = 6,25 [m]	CO ₂ /DME 0/100 → 39/61	Agua	885 - 2.130	354,98 - 373,46 (composición 39/61)	18,48

Tabla 2.2: Resumen de investigaciones previas de mezclas zeotrópicas en condensación (cont.).

Autores	Geometría	Mezcla (% masa)	Fluido Refrigerante	Presión [kPa]	$T_{bubble} - T_{dew}$ [K]	T_{glide} [K]
Smit et al. (2002)	Horizontal DI = 8,1 [mm]	R-22/R-142b 50/50 → 100/0	Agua	2430	354,73 - 361,34 (composición 50/50)	6,61
Wen et al. (2006)	Horizontal DI = 2,46 [mm]	Propano/Butano 50/50	Agua	718	306,71 - 319,62	12,91
Koyama et al. (1990)	Horizontal DI = 8,32 [mm]	R-22/R-114 0/100 → 100/0	—	290 - 1500	332,92 - 348,59 (composición 50/50)	15,67
Smit and Meyer (2002)	Horizontal DI = 8,92 [mm]	R-22/R-142b 50/50 → 100/0	—	2430	354,73 - 361,34 (composición 50/50)	6,61
Stoecker y McCarthy (1984)	Horizontal DI = 25,4 [mm]	R-22/R114 30/70 → 90/10	Agua	380 - 705	289,77 - 308,59 (composición 30/70)	18,82
Tandon et al. (1986)	Horizontal DI = 10 [mm]	R-12/R-22	Agua	700 - 1400	299,85 - 301,21	1,36
DeGrush y Stoecker (1987)	Horizontal DI = 12,7 [mm]	R-12/R-114 0/100 → 100/0	—	280 - 890	300,63 - 309,03 (composición 50/50)	2,4
Doerr et al. (1994)	Horizontal DE = 3/8"	R-125/R-32 (40/60) R-134a/R-32 (90/10, 72/25) R-32/R-125/R-134a (30/10/60)	Agua	—	269,72 - 276,15 (comp. 30/10/60)	6,43
Wang et al. (2012)	Horizontal DI = 4 [mm]	R1234yf/R-32 52/48 y 77/23	—	1838	312,35 - 317,44	5,09

Capítulo 3

Marco Teórico

3.1. Mezclas Zeotrópicas

Los primeros refrigerantes utilizados en la industria eran inflamables o tóxicos, lo cual suponía un constante riesgo de incendios o intoxicaciones ante una eventual fuga. En los años 30, se desarrolló una nueva clase de refrigerantes, los CFC (clorofluorocarbonos), como una alternativa más segura al uso de amoníaco, clorometano y dióxido de azufre. Sin embargo, alrededor de los años 70, se demostró que los CFC producen daños en la capa de ozono, por lo que se comenzaron a utilizar refrigerantes HCFC (hidroclorofluorocarburos) y HFC (hidrofluorocarburos), los cuales presentan casi todas las ventajas de los CFC sin su efecto adverso en el ozono. Unos años más tarde, se reconoció el impacto de los HCFC y HFC en el medio ambiente y su contribución al calentamiento global, por lo cual se espera que estos refrigerantes puedan reemplazarse y desaparezcan del mercado para el año 2030 [17].

En cuanto a la composición de los refrigerantes, existen refrigerantes puros (formados por un solo compuesto químico y se comportan de forma completamente estable y homogénea) o como mezclas de compuestos (que presentan comportamientos diferentes). Los refrigerantes puros todavía no han logrado reemplazar por completo a los CFC y HCFC, por lo que se ha propuesto como alternativa el uso de mezclas azeotrópicas y zeotrópicas [18], siendo estas últimas de importancia para este trabajo.

Las mezclas zeotrópicas son mezclas de dos o más componentes, y presentan variaciones en su composición molar de las fases líquida y de vapor durante el cambio de fase a presión constante: durante la evaporación, el componente más volátil de la mezcla se evapora más rápidamente que el menos volátil, produciéndose un cambio en la composición molar de la fase líquida y gaseosa. Al cambiar la composición de la fase líquida y quedar con una concentración mayor de los componentes menos volátiles, su punto de ebullición aumenta, por lo que es necesario aumentar la temperatura del fluido para poder continuar

el proceso de evaporación. Este efecto produce una diferencia de temperatura entre el líquido saturado y el vapor saturado [19].

En la Figura 3.1 se muestra el proceso de condensación de una mezcla binaria zeotrópica de amoníaco y agua en equilibrio a presión constante en un gráfico de temperatura versus fracción molar del componente más volátil (amoníaco).

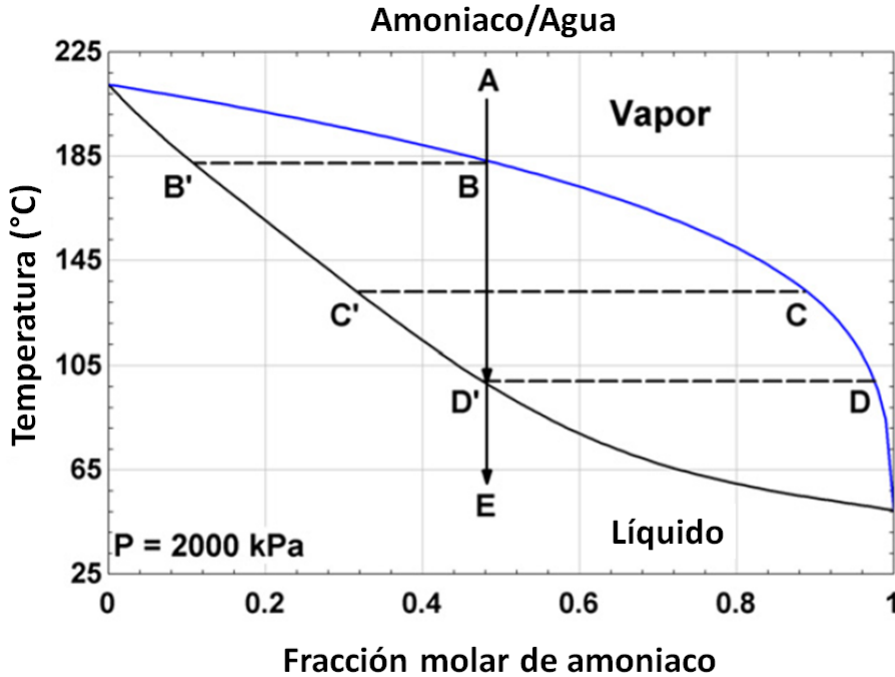


Figura 3.1: Diagrama de cambio de fase de una mezcla zeotrópica binaria (amoníaco y agua) en equilibrio [16].

Se tienen dos líneas que marcan el proceso de cambio de fase de la mezcla. La línea superior (en azul) se denomina curva de punto de rocío (*"Dew point curve"*) y muestra la temperatura a la cual se comienza a condensar el vapor saturado. La línea inferior (en negro) se denomina curva de punto de burbuja (*"Bubble point curve"*) y muestra la temperatura a la cual comienza a evaporarse el líquido saturado.

La mezcla zeotrópica se encuentra en estado de vapor sobrecalentado con una fracción molar de amoníaco cercana a 0,5 en el punto A. Al remover calor de la mezcla (siempre a presión constante), se traslada el punto de referencia desde A en línea recta hacia abajo hasta llegar al punto B. Estando en el punto B se produce la primera gota de condensado que tendrá una fracción molar de amoníaco

igual a la representada por el punto B' . Al continuar removiendo calor hasta un punto intermedio entre las curvas de saturación, se tendrá una composición de amoníaco en la fase líquida representada por el punto C' y una composición de amoníaco en la fase gaseosa en el punto C . Se puede ver que se tiene una mayor proporción de amoníaco en la fase gaseosa que en la líquida, lo cual se debe a que el amoníaco se condensa más lentamente que el agua.

Al continuar retirando calor de la mezcla, se llega a la curva de burbuja (líquido saturado) donde se tiene una composición de amoníaco en la fase líquida de D' y la composición de la última burbuja de vapor es igual a la del punto D . Al seguir enfriando, se llega a la zona de líquido sub-enfriado en donde toda la mezcla terminó de condensar y por lo tanto se obtiene la misma fracción molar de amoníaco que al comienzo del proceso en el punto E . En el punto B (donde empieza la condensación), se tiene una temperatura cercana a los 185 [°C] mientras que al terminar el proceso la temperatura es de aproximadamente 130 [°C] en el punto D . Esta diferencia de temperatura es una característica principal de las mezclas zeotrópicas, consecuencia del cambio de la composición de las fases líquida y de vapor durante la evaporación y condensación. Este cambio de temperatura se conoce como "*Temperature glide*" [16].

En general, los refrigerantes se denominan con la letra R seguido de un número identificador, siendo para los refrigerantes zeotrópicos un número de la serie 400. Para este trabajo se planea utilizar tanto mezclas de hidrocarburos (metano, etano y propano) como mezclas de refrigerantes sintéticos (R-14, R-23, R-32, R-134a) para formar los zeótropos a ensayar.

3.2. Refrigeración Criogénica

Para enfriar cualquier material (sólido o fluido), es necesario contar con una fuente de menor temperatura que absorba el calor en exceso del material de interés. A temperatura ambiente es fácil enfriar una tasa de líquido caliente al estar en contacto con el ambiente más frío, o agregándole agua a menor temperatura. Sin embargo, enfriar un objeto a una temperatura de 100 [K] es una tarea difícil al no disponer una fuente de menor temperatura en los alrededores.

3.2.1. Efecto Joule - Thomson

El efecto Joule – Thomson se refiere al cambio de temperatura que sufre un gas real al expandirse rápidamente de forma isentálpica (adiabática), la cual puede aumentar o disminuir dependiendo de valor que tome el coeficiente de Joule – Thomson:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_p \quad (3.1)$$

Resultados experimentales han demostrado que el coeficiente μ_{JT} puede tomar valores positivos o negativos dependiendo del proceso y del gas. Para un valor 0 del coeficiente, se tiene la llamada *temperatura de inversión*, la cual se determina de forma experimental y es dependiente de la presión del gas.

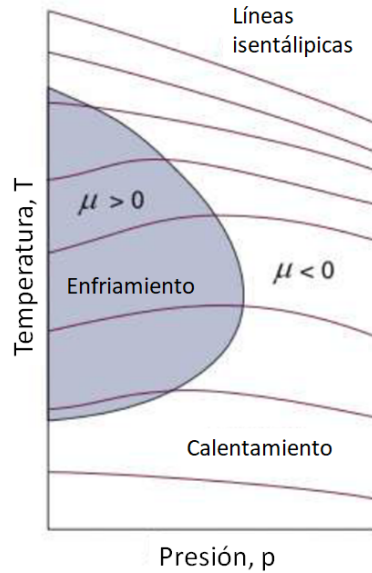


Figura 3.2: Gráfico de temperatura versus presión de un gas real. Se muestra la curva de la temperatura de inversión y las zonas donde se produce calentamiento y enfriamiento [20].

Como se muestra en la Figura 3.2, si el coeficiente μ_{JT} es menor a cero, entonces el gas real se calentará con el cambio de presión correspondiente, mientras que si es mayor, el gas sufrirá un enfriamiento. Este coeficiente tiene sentido sólo en gases reales, ya que depende estrictamente de la relación molecular entre las partículas del gas (atracción y repulsión). En general a muy bajas temperaturas, las fuerzas intermoleculares de atracción son las que predominan en el gas, y al expandirse, la distancia promedio entre las partículas tiende a aumentar, lo cual requiere energía para poder vencer esta fuerza de atracción. Ya que el proceso es adiabático, la energía necesaria para apartar las moléculas proviene de la energía interna del gas, por lo cual se genera una disminución de su temperatura en este proceso. En cambio, para gases a altas temperaturas, las fuerzas que predominan entre las partículas son las de repulsión, es decir, las moléculas de gas tienden a separarse, y ante una eventual expansión, el gas obtiene energía de las moléculas, aumentando su energía interna, y por lo tanto su temperatura [21].

3.2.2. Ciclo Gifford - McMahon

El ciclo Gifford – McMahon (G-M) es uno de los ciclos que utilizan el efecto Joule – Thomson para obtener bajas temperaturas mediante la expansión de un gas.

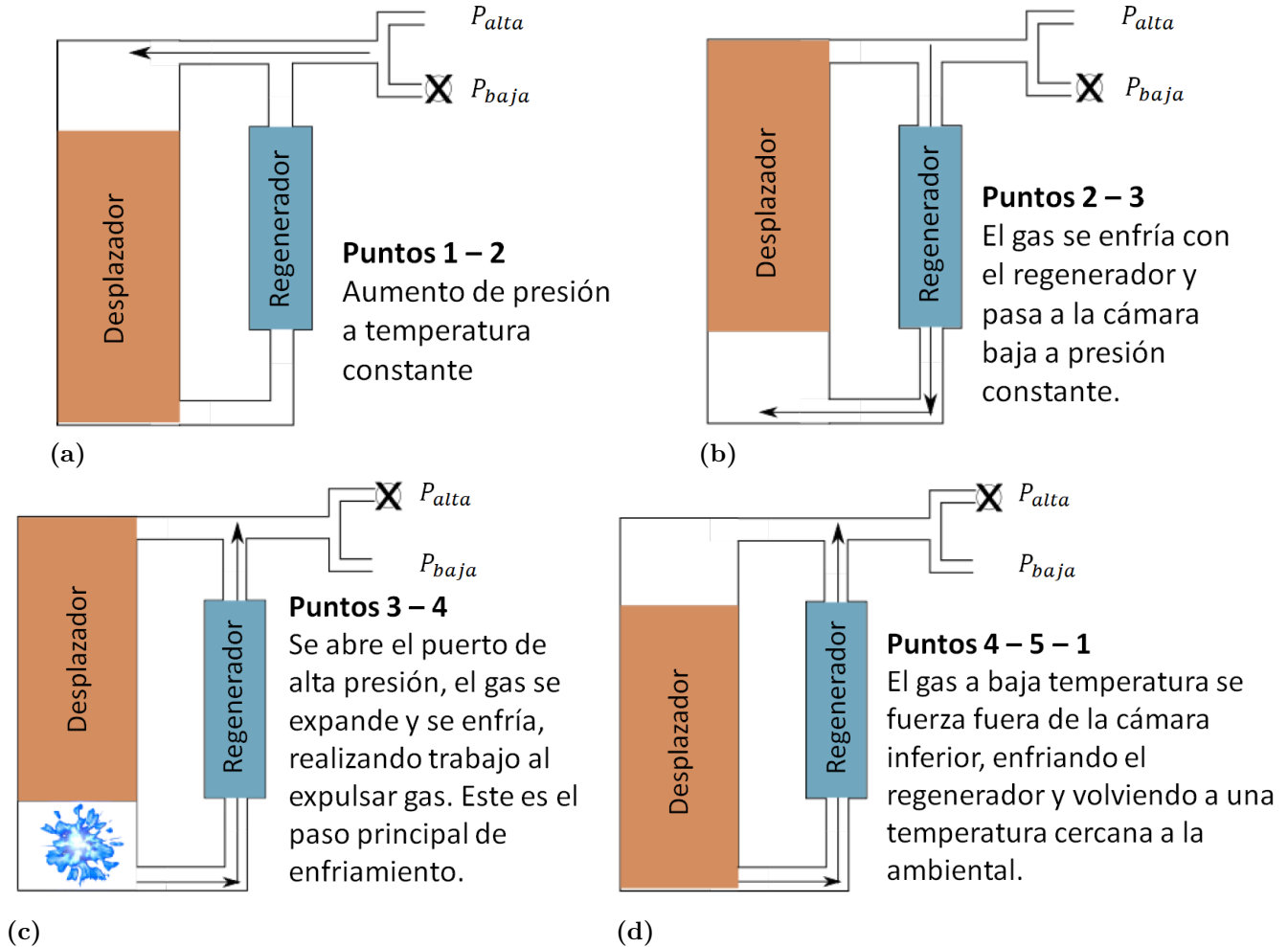


Figura 3.3: Diagrama de funcionamiento del ciclo Gifford – McMahon [22].

En la Figura 3.3 se muestra una representación simplificada del ciclo Gifford – McMahon, donde se pueden ver tres elementos de importancia: el desplazador (el cual sube y baja mediante la acción de un motor), el regenerador y la válvula de presión (que abre la conexión a la alta y baja presión; la cruz representa el cierre de la conexión correspondiente).

El ciclo comienza con el desplazador en la parte inferior, se abre la conexión a la alta presión y la cámara superior se presuriza a temperatura constante (1 - 2). Con la cámara superior presurizada, el desplazador sube a su posición más alta, obligando al gas a pasar a través del regenerador hacia la

cámara inferior. El regenerador se encuentra a baja temperatura desde el ciclo anterior, por lo que el gas experimenta un pre-enfriamiento (2 - 3). Con el desplazador todavía en la parte superior, se abre la conexión a la baja presión, lo que permite que el gas en la cámara inferior se expanda y enfríe (efecto Joule – Thomson), el cual es el paso principal de enfriamiento del ciclo G-M. Gracias a la disminución de la temperatura, el gas puede absorber calor desde el ambiente y enfriar el entorno con el que se encuentra en contacto (3 - 4). El gas a muy baja temperatura es empujado fuera de la cámara baja al moverse el desplazador, forzándolo a pasar a través del regenerador (con lo cual éste se enfría), y saliendo a temperatura cercana a la ambiental (4 - 5 - 1). Este proceso es el que hace posible el pre-enfriamiento del gas en el paso 2 - 3 [22].

Este ciclo es uno de los que se utilizan en los Cryocoolers o Criorefrigeradores, equipos que pueden alcanzar temperaturas muy bajas en su extremo frío, gracias a la expansión rápida del gas de trabajo, y logran enfriar el sistema con el que estén en contacto.

3.3. Toma de Presión

La forma más común de medir la presión estática de un flujo es perforando un pequeño agujero en la pared de la tubería para conectar un manómetro. Sin embargo, este agujero produce perturbaciones en el flujo que inciden en las mediciones de presión, obteniéndose valores generalmente mayores a los reales [23]. Al entrar en contacto el flujo de la tubería principal con el fluido dentro de la cavidad de la toma de presión, éste último se pone en movimiento debido al arrastre de las fuerzas viscosas producido entre las capas de flujo, formándose pequeños vórtices dentro de la cavidad y un desvío de las líneas de corriente del flujo (Figura 3.4).

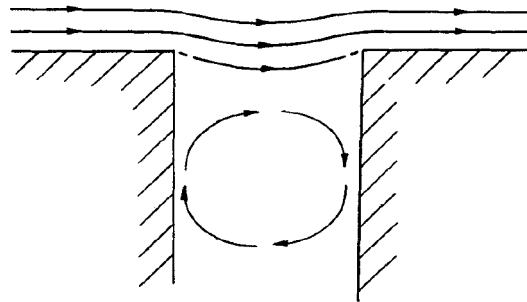


Figura 3.4: Diagrama de perturbación del flujo por el agujero de la toma de presión [23].

El error de la medición de la presión generado por el agujero de la toma ha sido estudiado en numerosas ocasiones, observándose su variación en función al diámetro del agujero, su geometría y el número de Reynolds del flujo principal. La conclusión general en cuanto al tamaño de la toma de presión

es que, a menores diámetros del agujero, se tendrán menores errores en la medición de la presión, siendo la medición exacta la obtenida con un diámetro de 0 [mm] (y cero perturbaciones). Por lo tanto, es deseable construir tomas de presión pequeñas, siempre teniendo en cuenta las dificultades que estos pequeños diámetros conllevan, como su facilidad de obstrucción con partículas de suciedad (lo cual produciría importantes errores de medición) y el mayor tiempo de respuesta que necesitan frente a cambios de presión en el flujo principal.

Como en la práctica no es posible obtener mediciones de presión estática con un orificio de diámetro cero, se escoge un diámetro de la toma como referencia y se calcula un error relativo a este diámetro. Luego, los datos obtenidos se extrapolan a un diámetro de 0 [mm] para estimar el error absoluto de las mediciones (Figura 3.5).

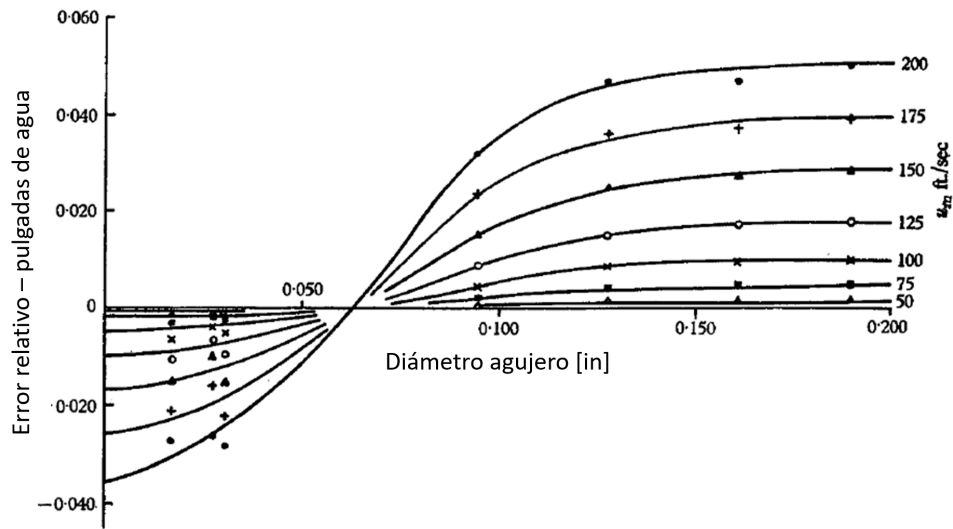


Figura 3.5: Gráfico del error relativo de la medición de la presión (ordenadas) en función del diámetro de la tubería (abscisa) con un diámetro de 0,0635 [in] de referencia. Se muestran resultados para distintas velocidades y un ratio l/d en el rango 1,5 – 6. [23]

En general, el error de las mediciones de presión se presentan en forma adimensional (Π) y se grafican en función del número de Reynolds del agujero (d^+), los que se definen de la forma [23] [24]:

$$\Pi = \frac{\Delta p}{\tau_w} \quad (3.2)$$

$$d^+ = \frac{u_\tau \cdot d \cdot \rho}{\mu} \quad (3.3)$$

Donde u_τ es la velocidad de corte ($u_\tau = \sqrt{\tau_w/\rho}$) y d el diámetro del agujero. Se ha demostrado que

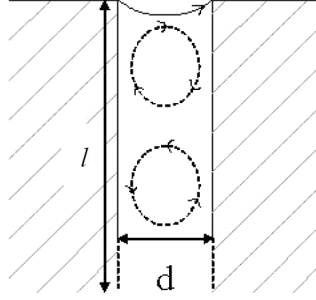


Figura 3.6: Diagrama de la toma de presión. Se muestra el diámetro del agujero (d) y el largo de la cavidad (l).

el aumento de d^+ produce un aumento en el error de medición, y d^+ puede incrementar con el diámetro de la toma d o con el aumento del número de Reynolds del flujo.

Otros autores proponen reescribir la presión adimensional como se muestra en la ecuación (3.4) [25], con lo cual logran disminuir la dispersión de sus datos experimentales:

$$\Delta P^{**} = (P - P_{ref}) \frac{d^2}{\rho v^2} \quad (3.4)$$

Por otra parte, la longitud de la cavidad de la toma de presión también influye sobre los errores de medición. Para cavidades cortas (razón de l/d pequeñas – con l el largo de la cavidad y d su diámetro, Figura 3.6) se tienen errores de medición de menor magnitud comparado con cavidades más largas. Sin embargo, se observa que para una razón l/d igual o mayor a 1,5, el error de la presión se vuelve independiente de este parámetro. Es por esto que en general se recomienda mantener una razón de l/d entre 1,5 y 5 en los diseños de las tomas de presión, para evitar la dependencia del error del largo de la cavidad.

Un último parámetro que influye en la medición de la presión es la geometría de los bordes de la toma de presión. Para un agujero de bordes redondeados, se produce una mayor desviación de las líneas de corriente hacia el interior de la cavidad, generando mayores errores de medición en comparación con un borde recto, en el cual el flujo se despega rápidamente de la pared, e impide que entre mayor cantidad de fluido al orificio (Figura 3.7) [26].

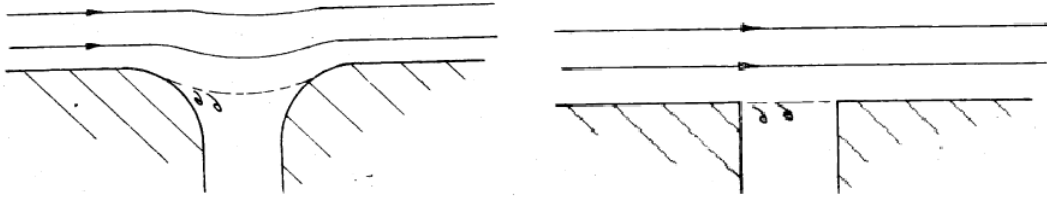


Figura 3.7: Diagrama de líneas de corriente de un flujo sobre una toma de presión de bordes redondeados y rectos [26].

Capítulo 4

Diseño de la Instalación Experimental

La instalación experimental propuesta se basa en la implementada por Barraza [27] para la medición de coeficientes de transferencia de calor de mezclas zeotrópicas en evaporación, y debe modificarse para medir el coeficiente ahora en condensación. Las condiciones de medición como diámetros de tubería y rangos de flujo másico y presión se mantienen, con el objetivo de obtener estos datos en condiciones similares. Las condiciones de operación se presentan en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1: *Diámetros y rangos de operación de la Instalación de Medición.*

Parámetro	Valor
Diámetro interior (DI)	0,5 – 1,5 – 3 [mm]
Presión (P)	200 – 1100 [kPa]
Flujo Másico (G)	150 – 250 [$\frac{kg}{m^2 \cdot s}$]

En la instalación se ensayarán dos tipos de mezclas zeotrópicas: mezclas de hidrocarburos (metano, etano y propano) y de refrigerantes sintéticos (R-14, R-23, R-32 y R-134a) con cierto contenido de nitrógeno y argón respectivamente. Las composiciones de las mezclas son las siguientes:

Tabla 4.2: Composición de las Mezclas zeotrópicas en % de volumen.

Mezcla	Composición (% vol)		
	HC-1	HC-2	HC-3
Mezcla de Hidrocarburos			
Metano	45%	36%	27%
Etano	35%	28%	21%
Propano	20%	16%	12%
Nitrógeno	0%	20%	40%
Mezcla de Refrigerantes sintéticos	RS-1	RS-2	RS-3
R-14	35%	28%	21%
R-23	15%	12%	9%
R-32	15%	12%	9%
R-134a	35%	28%	21%
Argón	0%	20%	40%

4.1. Descripción de la Instalación

En la Figura 4.1 se muestra el diagrama de la instalación de medición del coeficiente de transferencia de calor para mezclas zeotrópicas en evaporación implementado por Barraza [27]. Se puede ver que el sistema se divide en dos partes: la sección de control (a la derecha) y la sección de transferencia de calor (a la izquierda). En la sección de control, se ajustan las condiciones de operación (flujo másico y presión) para lograr que la mezcla llegue a la región de medición con las características de flujo requeridas.

El funcionamiento general de la sección de control es el siguiente: la mezcla en estado gaseoso pasa desde el estanque de succión hacia los compresores, en los cuales la mezcla adquiere la presión necesaria para circular a lo largo de todo el circuito. Saliendo del compresor, el gas a alta presión y temperatura pasa por un sistema de separadores de aceite (donde se limpia de cualquier residuo que pudiera captar de los compresores), por un secador (para desprenderse de la humedad indeseada) y por último, el gas limpio y seco pasa por un enfriador (aftercooler), donde la mezcla se enfría a temperatura ambiente. El gas llega al tanque de descarga, y desde ahí pasa por un regulador de presión antes de entrar a la sección de transferencia de calor.

El sistema de control cuenta con un arreglo de válvulas y reguladores de presión para ajustar el flujo y la presión con la que la mezcla entra a la sección de transferencia de calor. Además, cuenta con equipos

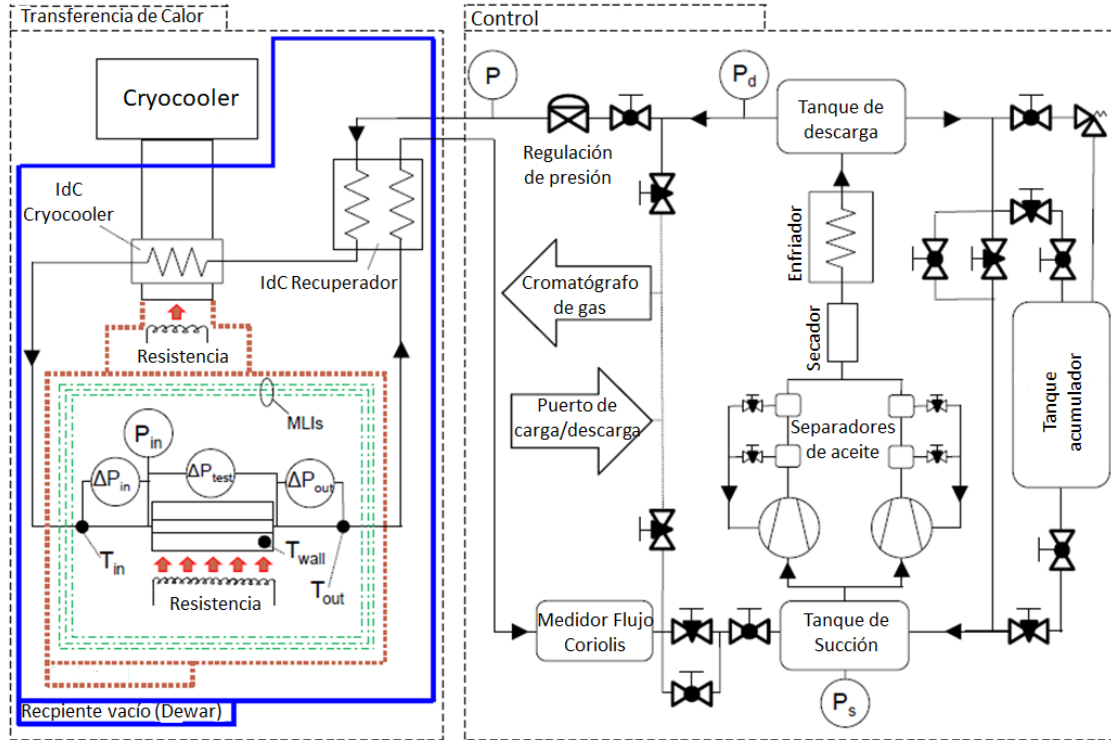


Figura 4.1: Diagrama de la instalación de medición del coeficiente de transferencia de calor de las mezclas en evaporación [27].

de medición de presión, de la composición del gas (cromatógrafo de gases) y del flujo másico (medidor de Coriolis) para mantener el sistema bajo las condiciones de operación.

La sección de transferencia de calor propuesta (Figura 4.2) se compone de tres partes: el intercambiador de calor del Recuperador, el intercambiador de calor del Cryocooler y la sección de medición. La mezcla gaseosa proveniente de la zona de control ingresa al sistema a temperatura ambiente, por lo cual debe enfriarse hasta alcanzar una temperatura en la zona de saturación de la mezcla (calidad entre 0 y 1) para realizar las mediciones. Este enfriamiento se logra a través de un Cryocooler, el cual mediante un intercambiador de calor puede enfriar la mezcla a bajas temperaturas, absorbiendo calor desde su extremo frío.

El rango de enfriamiento de la mezcla desde 300 hasta aproximadamente 100 [K] implica un esfuerzo de refrigeración muy alto para el Cryocooler, por lo que se implementa un intercambiador de calor Recuperador aguas arriba de éste. El Recuperador aprovecha las bajas temperaturas de la mezcla que sale de la sección de medición para pre-enfriar el gas entrante desde la zona de control, antes de que pase por el intercambiador del Cryocooler, y con esto, se logra disminuir en gran medida la capacidad que necesita el equipo para enfriar la mezcla a la temperatura requerida a la entrada de la sección de

prueba.

Por último, se tiene la sección de medición del coeficiente de transferencia de calor, donde se realizan las mediciones correspondientes para calcular el valor del coeficiente. Esta sección cuenta con sensores de temperatura y presión a la entrada y salida de la región activa de medición donde ocurre la condensación de la mezcla, y en esta sección se recubre la tubería con un manto de cobre para añadirle inercia térmica y lograr mantener una temperatura de pared constante.

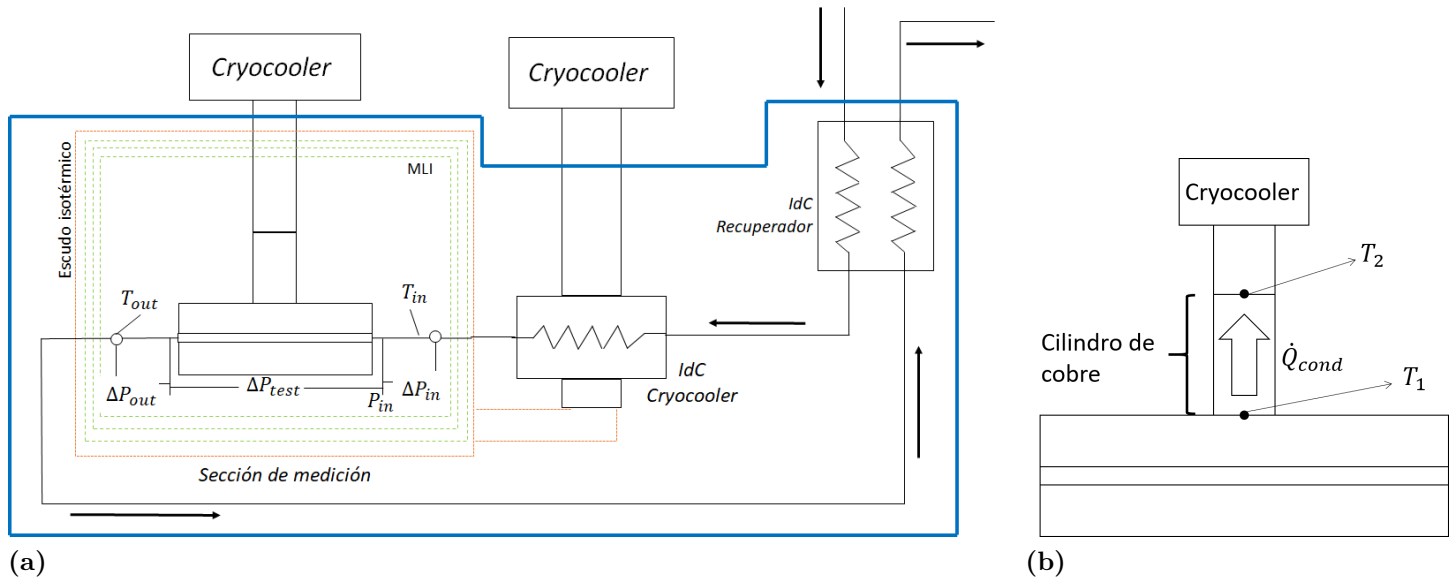


Figura 4.2: (a) Diagrama de la sección de transferencia de calor de la instalación propuesta. (b) Diagrama de la transferencia de calor por conducción en el material.

El desafío principal del diseño de la sección de medición es lograr remover calor desde la mezcla de forma controlada y cuantificable para hacer que ésta condense. Para lograr esto, se propone absorber calor desde la región activa de medición con un segundo Cryocooler, el cual se pone en contacto con la tubería mediante un cilindro de cobre (Figura 4.2b), y se determina la cantidad de calor absorbido desde la mezcla por conducción a través de este cilindro al medir la diferencia de temperatura generada en éste:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cond,cil}} \quad (4.1)$$

Para que la cantidad de calor cedido por la mezcla sea la misma absorbida por el Cryocooler y no existan fugas de calor hacia los alrededores, se toman algunas medidas de minimización de fugas

de calor. Primero, los equipos de la sección de transferencia de calor se instalan dentro de un frasco de vacío Dewar, el cual proporciona aislamiento térmico para evitar pérdidas de calor por convección (al generar un ambiente vacío dentro del recipiente) y por radiación (con superficies reflectivas en sus paredes). Además, para minimizar al máximo las pérdidas de calor por radiación desde la región activa de medición, se rodea esta zona con un escudo isotérmico de cobre, el cual se refrigera con el primer Cryocooler para disminuir la diferencia de temperatura entre las superficies, y adicionalmente, se utilizan capas de aislación de radiación (o MLI por sus siglas en inglés - "*Multi-Layer Insulation*") que son láminas de un material altamente reflectante. En el sistema existen también pérdidas de calor por conducción a través de los equipos de medición y de soporte mecánico, por lo que se recomienda que los soportes del sistema sean de un material poco conductor como el acero inoxidable AISI 304, que presenta una conductividad térmica de $9,88 [W/(m \cdot K)]$ a $120[K]$.

Capítulo 5

Sección de Transferencia de calor

En la Figura 5.1 se muestra un esquema de la sección de transferencia de calor, donde la mezcla entra en estado gaseoso a temperatura ambiente ($T_{in,hot,RHX} = 300[K]$) y se debe enfriar a la temperatura requerida ($T_{out,CHX}$) a la salida del intercambiador del Cryocooler. Durante el experimento, el coeficiente de transferencia de calor se medirá a distintas calidades, por lo que la temperatura mínima de entrada a la sección de medición será la temperatura de líquido saturado de cada mezcla (Tabla 5.1). Para el diseño del sistema se determina primero el fluido crítico, es decir, el fluido que mayor cantidad de remoción de calor necesitará para lograr su temperatura requerida.

La cantidad de calor a remover en el intercambiador del Recuperador depende del calor que pueda absorber el Cryocooler desde su extremo frío a través de su intercambiador de calor. Mientras mayor cantidad de calor absorba el Cryocooler, menor eficiencia necesitará el Recuperador para alcanzar la temperatura $T_{out,CHX}$ objetivo. Se tienen las temperaturas de entrada y salida de los intercambiadores de calor del Recuperador y del Cryocooler respectivamente:

$$T_{in,hot,RHX} = 300[K] \quad (5.1)$$

$$T_{out,CHX} = T. \text{ líquido saturado} \quad (5.2)$$

El calor que remueve el Cryocooler desde la mezcla se determina con:

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m} \cdot (h_{out,hot,RHX} - h_{out,CHX}) \quad (5.3)$$

Lo que corrobora que la temperatura a la salida del Recuperador depende de la magnitud de \dot{Q}_{cc} . La eficiencia de este intercambiador se calcula:

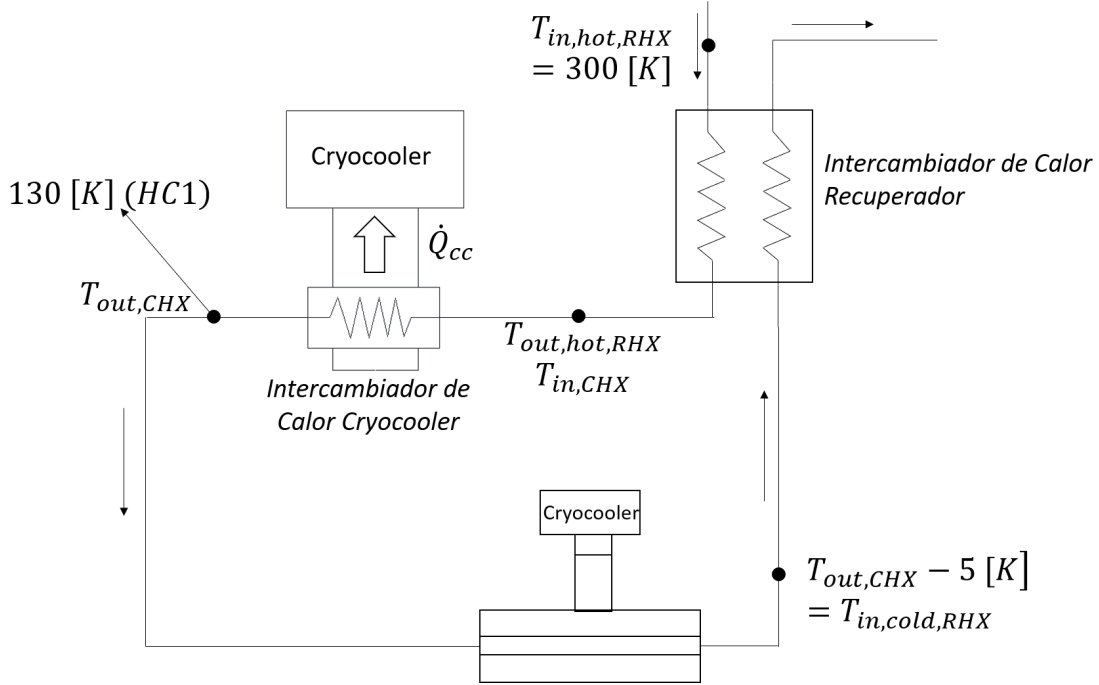


Figura 5.1: Esquema de la sección de transferencia de calor. Se muestra el intercambiador de calor del Recuperador, el intercambiador de calor del Cryocooler y la sección de medición.

$$\varepsilon_{RHX} = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{m}(h_{in,hot,RHX} - h_{out,hot,RHX})}{\dot{m}(h_{in,hot,RHX} - h_{in,cold,RHX})} \quad (5.4)$$

Donde la temperatura de entrada al lado frío del Recuperador $T_{in,cold,RHX}$, estimando una disminución de temperatura de 5 [K] dentro de la sección de medición, es:

$$T_{in,cold,RHX} = T_{out,CHX} - 5[K] \quad (5.5)$$

Se comparan las mezclas de hidrocarburos y las de refrigerantes sintéticos por separado, siendo las mezclas HC-1 y RS-2 las que mayor cantidad de calor necesitan para refrigerarse. En la Figura 5.2 se muestra un gráfico de la efectividad del intercambiador de calor del Recuperador en función del calor que absorbe el Cryocooler para las mezclas HC-1 y RS-2 en presiones baja y alta (200 y 1100 [kPa]). Del gráfico se observa que, para una misma efectividad del Recuperador, la mezcla de hidrocarburos a baja presión necesita una mayor cantidad de calor removido por el Cryocooler para lograr su temperatura objetivo. Por lo tanto, se determina que la mezcla crítica del sistema será la mezcla de hidrocarburos sin contenido de nitrógeno a baja presión (HC-1) y la temperatura objetivo para esta mezcla será de aproximadamente 130 [K] (temperatura de líquido saturado). Si bien esta mezcla no es la que tiene la

Tabla 5.1: Temperaturas de líquido y vapor saturado de las mezclas a distintas presiones. Se muestra también la diferencia de temperatura total de la mezcla durante el cambio de fase (T_{glide}). HC: mezcla de hidrocarburos (metano, etano y propano). RS: mezcla de refrigerantes sintéticos (R-14, R-23, R-32 y R-134a).

Mezcla	Presión [kPa]	T. líquido sat. [K]	T. vapor sat.	T_{glide}
HC-1 (0% N_2)	200	129,9	214,9	85,0
	1.100	169,6	254,6	85,0
HC-2 (20% N_2)	200	84,4	210,5	126,0
	1.100	112,6	248,0	135,3
HC-3 (40% N_2)	200	84,2	205,1	120,9
	1.100	108,6	239,9	131,3
RS-1 (0% Ar)	200	153,1	241,7	88,6
	1.100	196,5	284,1	87,6
RS-2 (20% Ar)	200	120,7	237,1	116,4
	1.100	162,6	277,1	114,4
RS-3 (40% Ar)	200	102,7	231,4	128,7
	1.100	136,6	268,8	132,2

menor temperatura de líquido saturado entre las mezclas a ensayar, es la que representa el mayor desafío de refrigeración para el sistema.

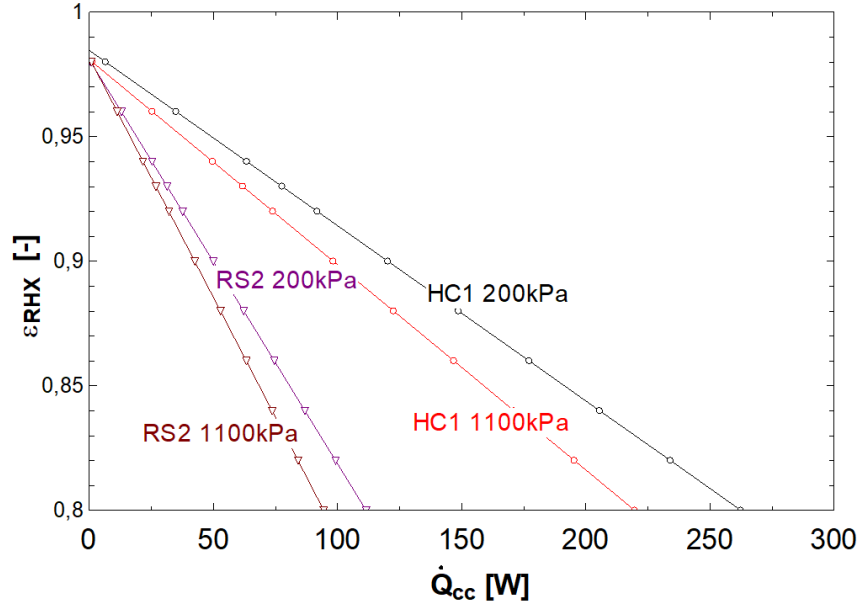


Figura 5.2: Gráfico de la eficiencia del intercambiador del Recuperador en función del calor removido desde la mezcla con el Cryocooler.

5.1. Cryocooler

Se diseña el intercambiador del Cryocooler para la mezcla HC-1 a 200 [kPa], y se determina la longitud del intercambiador y la temperatura máxima de entrada a éste para que el Cryocooler tenga la capacidad de refrigeración necesaria.

El fabricante del Cryocooler adjunta con el equipo una curva de rendimiento nominal que muestra la capacidad del equipo de absorber calor desde su extremo frío mientras éste se mantiene a una temperatura fija. La curva de rendimiento para el Cryocooler CH-110 de Shi Cryogenics se muestra en la Figura 5.3.

A partir de este gráfico, se obtiene la correlación entre la temperatura en [K] del extremo frío del Cryocooler con la cantidad de calor que logra retirar del sistema en [kW]:

$$\dot{Q}_{cc} = 4 \cdot 10^{-7} \cdot T_{cc}^3 - 0,0001 \cdot T_{cc}^2 + 0,0104 \cdot T_{cc} - 0,1768 \quad (5.6)$$

El intercambiador de calor del Cryocooler se compone de una tubería de cobre (por donde circula la mezcla) enrollada alrededor de un cilindro anular también de cobre, el cual se adjunta al extremo frío del equipo mediante una placa de cobre y una junta de indio (para reducir la resistencia de contacto entre la placa y el Cryocooler; Figura 5.4). El diámetro nominal de la tubería de cobre es de 1/4 de pulgada (9,53 [mm] de diámetro exterior DE_{tub} y 8 [mm] de diámetro interior DI_{tub}), el cilindro anular

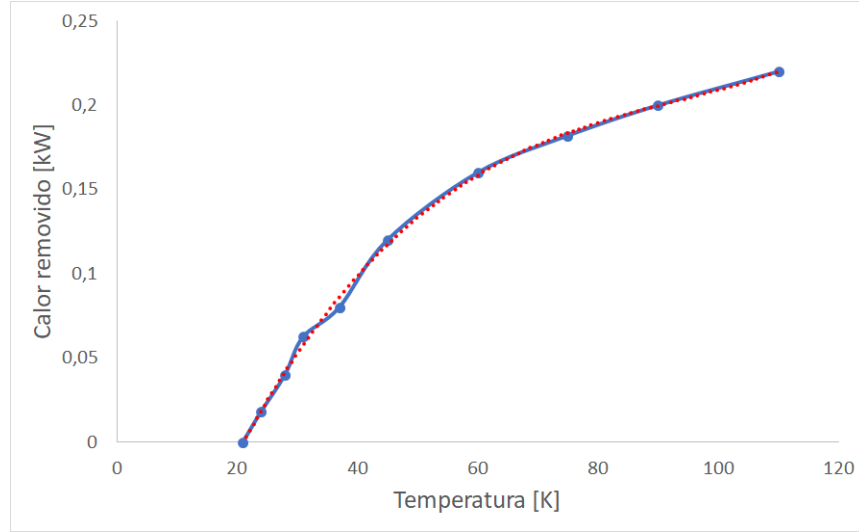


Figura 5.3: Gráfico de rendimiento del Cryocooler modelo CH-110 de Shi Cryogenics. Se muestra la capacidad de refrigeración en [W] versus la temperatura de la cabeza fría en [K]. En azul se muestran los datos entregados por el fabricante y en rojo el ajuste a la curva.

de cobre tiene un diámetro exterior de 79,4 [mm] (DE_{cil}) y un diámetro interior de 74,8 [mm] (DI_{cil}), la placa de cobre tiene un diámetro de 79,4 [mm] y un espesor de 5 [cm]. La junta de indio tiene el mismo diámetro de la placa y una resistencia de contacto de 0,0001421 [K/W] a una presión de 100 [kN/m²] [27].

A continuación, se muestra el procedimiento de cálculo de la longitud del intercambiador de calor del Cryocooler para lograr la temperatura necesaria a la salida. En la Figura 5.4 se muestra un diagrama del intercambiador del Cryocooler en (a) y un balance de energía entre cada vuelta de la tubería alrededor del cilindro de cobre anular en (b).

Primero, se realiza un análisis de transferencia de calor por conducción desde el extremo frío del Cryocooler (a temperatura T_{cc}) hasta la primera vuelta de la tubería (a temperatura $T_{cil}[1]$):

$$\dot{Q}_{cc} = \frac{T_{cil}[1] - T_{cc}}{R_{cond,term}} \quad (5.7)$$

Donde $R_{cond,term}$ es la resistencia a la conducción de los materiales desde la punta fría del Cryocooler hasta el primer nodo del cilindro (resistencia de la placa de indio, de la placa de cobre y del cilindro de cobre).

$$R_{cond} = R_{In} + R_{placa} + R_{cil} \quad (5.8)$$

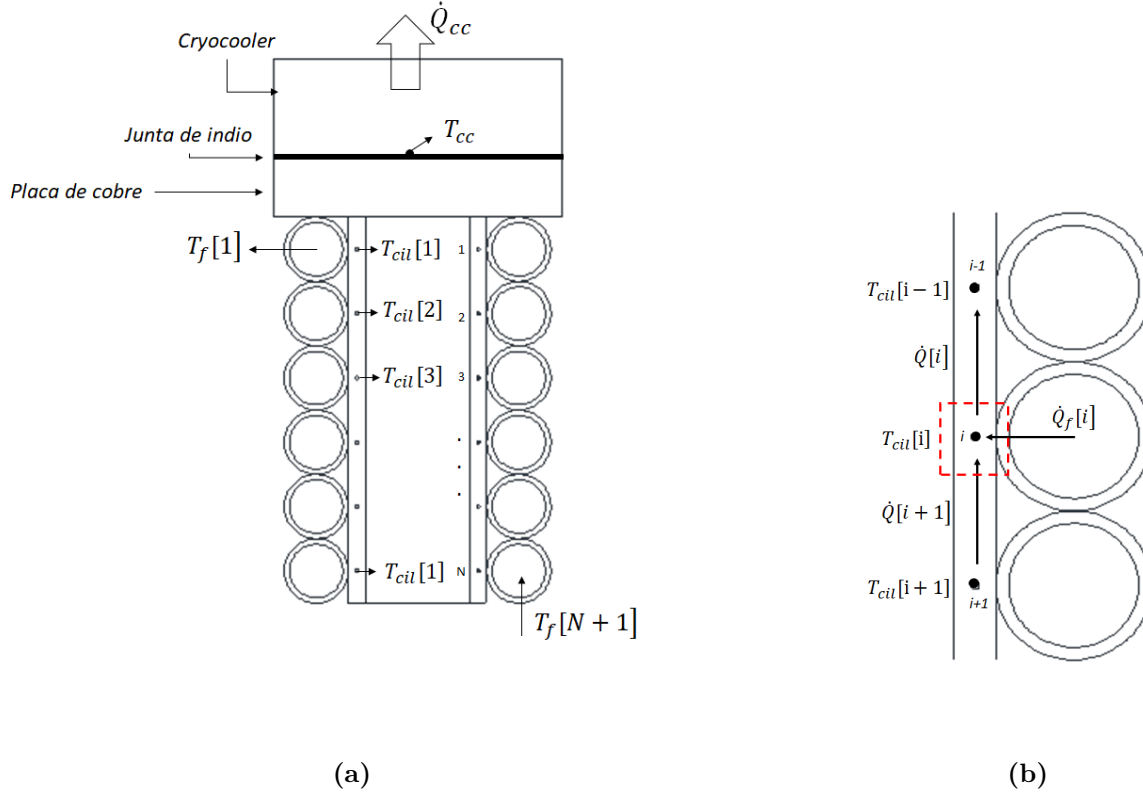


Figura 5.4: (a) Diagrama del intercambiador de calor del Cryocooler. (b) Balance de energía en cada vuelta.

$$R_{cond} = 0,0001421 \left[\frac{K}{W} \right] + \frac{e_{placa}}{k_{cu} \frac{\pi}{4} [DE_{cil} + 2 \cdot DE_{tub}]^2} + \frac{0,5 \cdot DE_{tub}}{k_{cu} \frac{\pi}{4} [(DE_{cil} + 4e_{tub})^2 - DI_{cil}^2]} \quad (5.9)$$

Además, el calor total absorbido por el Cryocooler \dot{Q}_{cc} es igual al calor total cedido por la mezcla desde la entrada hasta la salida del intercambiador, e igual al calor por conducción en el cilindro desde el primer nodo (vuelta) hacia el Cryocooler $\dot{Q}[1]$:

$$\dot{Q}_{cc} = \sum_{i=1}^N \dot{Q}_f[i] = \dot{Q}[1] \quad (5.10)$$

De la Figura 5.4b se observa que la transferencia de calor por conducción a través del cilindro en la i -ésima vuelta de la tubería es igual al calor que llega por conducción desde la vuelta anterior, más el calor cedido por el fluido en esa vuelta:

$$\dot{Q}[i] = \dot{Q}[i+1] + \dot{Q}_f[i] \quad (5.11)$$

El calor por conducción en el cilindro en la i -ésima vuelta también se puede escribir de la forma:

$$\dot{Q}[i+1] = \frac{T_{cil}[i+1] - T_{cil}[i]}{R_{cond,cil}} \quad (5.12)$$

Con $R_{cond,cil}$ la resistencia a la conducción del cilindro anular de cobre entre dos nodos.

$$R_{cond,cil} = \frac{DE_t}{k_{cu} \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot \left((DE_{cil} + 4e_{tuberia})^2 - DI_{cil}^2\right)} \quad (5.13)$$

Para conocer la cantidad de calor que el fluido cede en cada vuelta ($\dot{Q}_f[i]$), se realiza un balance de energía en el fluido:

$$\dot{Q}_f[i] = \dot{m}(h_{out} - h_{in}) = \dot{m}(h[i+1] - h[i]) \quad (5.14)$$

Por otro lado, también se tiene la ecuación de transferencia de calor entre la mezcla y la pared fría de la tubería:

$$\dot{Q}_f[i] = \dot{m} \cdot UA \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (5.15)$$

Siendo UA la resistencia global a la transferencia de calor:

$$UA = \frac{1}{\frac{\ln(DE_{tub}/DI_{tub})}{2\pi^2 \cdot DE_{cil} \cdot k_{cu}} + \frac{1}{h_{tc2f} \cdot \pi^2 \cdot DI_{tub} \cdot DE_{cil}}} \quad (5.16)$$

El primer término del denominador de la ecuación anterior representa la conducción a través de la pared de la tubería (en dirección radial) y el segundo la resistencia a la transferencia de calor por convección entre el fluido y la superficie de transferencia. El término ΔT_{LMTD} de la ecuación (5.15) es la diferencia media de temperaturas logarítmica para un intercambiador de calor a contraflujo, la cual se define:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,out} - T_{c,in}) - (T_{h,in} - T_{c,out})}{\ln\left(\frac{T_{h,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,out}}\right)} \quad (5.17)$$

Los subíndices h , c , in y out denotan el fluido caliente, el frío, de entrada y de salida respectivamente. Si se considera la temperatura del cilindro constante en cada vuelta de la tubería, variando solo en dirección axial ($T_{c,in} = T_{c,out} = T_{wall} = T_{cil}$), la ecuación anterior (5.17) se puede reescribir de la forma:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{T_{h,out} - T_{h,in}}{\ln\left(\frac{T_{h,out} - T_{wall}}{T_{h,in} - T_{wall}}\right)} = \frac{T_f[i-1] - T_f[i]}{\ln\left(\frac{T_f[i-1] - T_{cil}[i-1]}{T_f[i] - T_{cil}[i-1]}\right)} \quad (5.18)$$

Para utilizar la ecuación (5.16), se necesita disponer de un valor del coeficiente de transferencia de calor de un flujo bifásico (htc_{2f}), el cual se estima con la correlación propuesta por Dobson – Chato [8] para coeficientes de transferencia de calor en condensación como primera aproximación. El procedimiento de cálculo de este coeficiente se detalla en el Anexo B.

La eficiencia del intercambiador del Cryocooler se determina a partir del calor real que logra absorber desde la mezcla sobre el calor máximo que éste podría absorber con un intercambiador de calor infinitamente largo. Es decir:

$$\varepsilon_{CHX} = \frac{\dot{Q}_{CHX,real}}{\dot{Q}_{CHX,max}} \quad (5.19)$$

El calor máximo y el real se escriben:

$$\dot{Q}_{CHX,max} = \dot{m}(h_{@T_{cil}[1]} - h_{@T_f[N+1]}) \quad (5.20)$$

$$\dot{Q}_{CHX,real} = \dot{m}(h_{@T_f[1]} - h_{@T_f[N+1]}) \quad (5.21)$$

Siendo $T_f[N+1]$ la temperatura de entrada del fluido al intercambiador, $T_{cil}[1]$ la temperatura del cilindro anular de cobre en la primera vuelta (la más cercana al Cryocooler) y $T_f[1]$ la temperatura real de salida del fluido del intercambiador. Conociendo la cantidad de calor que puede absorber el Cryocooler (Figura 5.3) y la temperatura de salida del intercambiador (130 [K]), se puede determinar la temperatura máxima de entrada a éste ($T_{out,hot,RHX}$) para que el equipo pueda refrigerar la mezcla a la temperatura requerida. Conociendo el valor de la temperatura de entrada, se puede calcular la eficiencia mínima que debe tener el intercambiador del Recuperador, siendo el calor que necesita transferir entre su lado frío y caliente:

$$\dot{Q}_{RHX,real} = \dot{m}(h_{@T_f[N+1]} - h_{@300[K]}) \quad (5.22)$$

Mientras que el calor máximo en un intercambiador Recuperador infinitamente largo es:

$$\dot{Q}_{RHX,max} = \dot{m}(h_{@(T_f[1]-5[K])} - h_{@300[K]}) \quad (5.23)$$

Donde $T_f[1] - 5[K]$ es la temperatura a la entrada del lado frío del Recuperador ($T_{in,cold,RHX}$), equivalente a la temperatura de salida de la sección activa de medición. Entonces, la eficiencia del intercambiador de calor del Recuperador se escribe:

$$\varepsilon_{RHX} = \frac{\dot{Q}_{RHX,real}}{\dot{Q}_{RHX,max}} = \frac{h_{@T_f[N+1]} - h_{@300[K]}}{h_{@(T_f[1]-5[K])} - h_{@300[K]}} \quad (5.24)$$

Con todo lo anterior, se tienen N ecuaciones para N vueltas del intercambiador de calor alrededor del cilindro de cobre, y resolviendo, se obtienen las temperaturas del fluido y del cilindro para cada vuelta. Las ecuaciones se resuelven utilizando EES (*"Engineering Equation Solver"*) y las propiedades aproximadas de las mezclas se obtienen con REFPROP (*"Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties"*). Para una temperatura de salida de 130 [K] para la mezcla (HC-1), se calcula una efectividad del intercambiador del Cryocooler en función del número de vueltas de la tubería al rededor del cilindro:

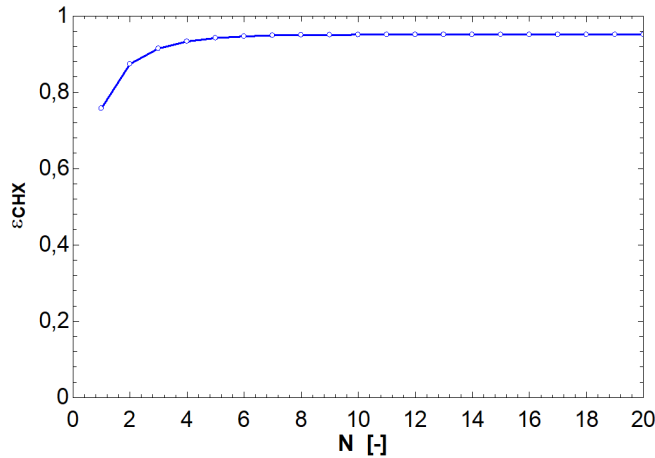


Figura 5.5: Gráfico de eficiencia del intercambiador del Cryocooler en función del número de vueltas alrededor del cilindro anular de cobre.

De la Figura 5.5 se observa que a partir de la vuelta número 11 (equivalente a 2,7 [m] de tubería) la eficiencia del intercambiador se mantiene constante en un 95,09%, lo cual implica una temperatura de entrada al intercambiador de 158,3 [K] y una eficiencia mínima del intercambiador del Recuperador de 75,13%.

El resultado anterior se obtiene en base a la estimación del coeficiente de transferencia con la correlación de Dobson – Chato, y depende de la buena predicción de su valor. Mientras mayor sea el coeficiente de transferencia de calor, mejor será la transferencia entre la mezcla y el Cryocooler, necesitando me-

nor longitud de tubería para alcanzar la refrigeración requerida. Durante el cambio de fase, los fluidos presentan mayores coeficientes de transferencia de calor en comparación con fluidos en una sola fase. Sin embargo, las mezclas zeotrópicas han demostrado presentar coeficientes de transferencia de calor en cambio de fase menores que el de los fluidos puros, por lo que se advierte que el coeficiente calculado con la correlación de Dobson – Chato (correlación ideada para fluidos puros) puede sobreestimar el valor del coeficiente para mezclas zeotrópicas. Por eso se considera multiplicar este coeficiente por un factor de 0,5 para obtener resultados más precisos en el diseño del sistema con este tipo de mezclas.

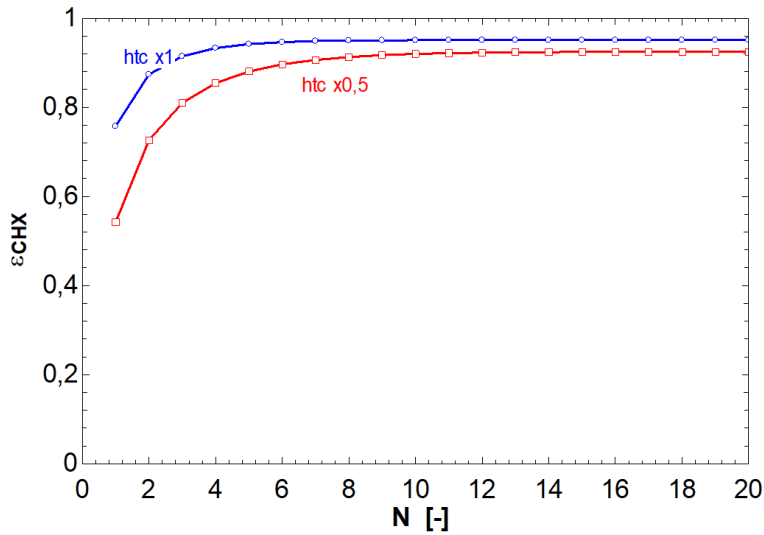


Figura 5.6: Gráfico de eficiencia del intercambiador del Cryocooler en función del número de vueltas alrededor del cilindro anular de cobre con el coeficiente de Dobson-Chatto en azul y el coeficiente multiplicado por un factor de 0,5 en rojo. Ver tabla de resultados en Anexo A.1.

En la Figura 5.6 se muestran los resultados obtenidos para la eficiencia del intercambiador de calor en función del número de vueltas de la tubería con un coeficiente de transferencia de calor calculado mediante la correlación de Dobson – Chato en azul, y los mismos resultados para este coeficiente multiplicado por un factor de 0,5 en rojo. Se puede ver que la eficiencia que alcanza el intercambiador de calor con un menor coeficiente de transferencia de calor es menor, y también se necesita una mayor longitud de tubería para lograr la meta de refrigeración. Para 15 vueltas de la tubería (3,7 [m] de tubería) se mantiene la eficiencia del intercambiador en 92,4%, y una temperatura de entrada máxima de 157,3 [K] (Ver tabla de resultados en Anexo A.1).

5.2. Recuperador

Con los resultados del diseño del intercambiador del Cryocooler, se tiene la temperatura a la salida del intercambiador del Recuperador y por lo tanto su eficiencia mínima (ecuación (5.24)), que debe ser de 75,66%.

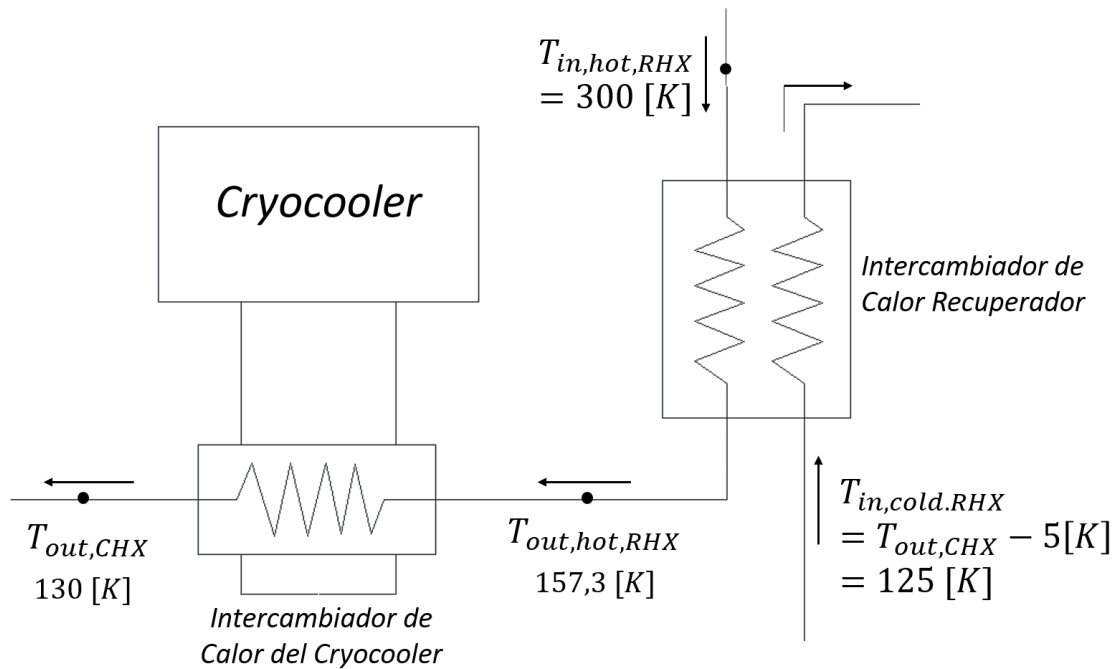


Figura 5.7: Esquema de los intercambiadores de calor del Recuperador y del Cryocooler. Se muestra la temperatura máxima permitida a la salida del Recuperador para obtener la temperatura requerida a la salida del intercambiador del Cryocooler con la capacidad del equipo mostrada en la Figura 5.3.

En el Recuperador se produce una diferencia de temperatura en el fluido considerable (de 300 a 157,3 [K]), lo cual significa un cambio importante de sus propiedades dentro de la tubería. Esto impide utilizar directamente las ecuaciones de transferencia de calor conocidas (ecuación (5.15)), las cuales fueron ideadas para fluidos que sin cambios en sus propiedades. Por lo tanto, para diseñar el intercambiador del Recuperador, se utiliza el método de los Sub-Intercambiadores de Calor ("Sub-Heat Exchangers"), el cual divide el intercambiador de calor en varios sub-intercambiadores (Figura 5.7), en los cuales la variación de propiedades no es tan pronunciada, y se puede utilizar las ecuaciones de transferencia de calor en cada uno por separado. Las condiciones de entrada del problema se pueden ver en la Figura 5.7.

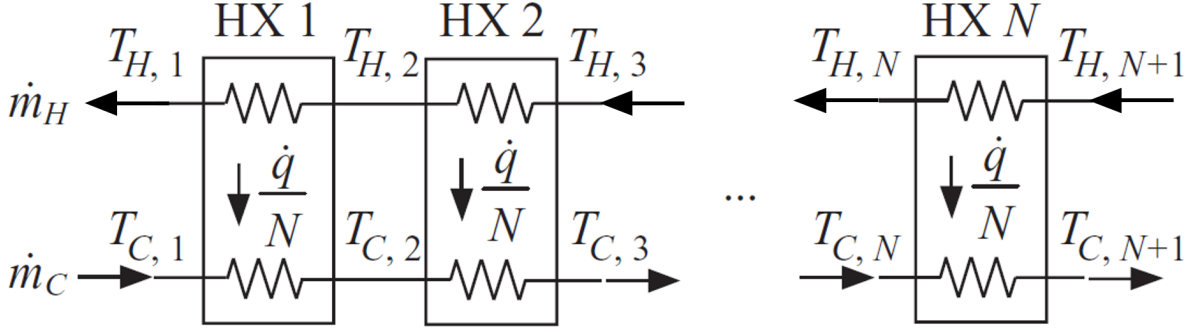


Figura 5.8: Diagrama de la división de un intercambiador de calor a contraflujo en N Sub-Intercambiadores.

Primero, se debe calcular el flujo de calor total entre el fluido frío y el caliente, lo cual puede hacerse a partir de un balance de energía en el lado caliente del intercambiador:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}(h_{hot}[N + 1] - h_{hot}[1]) \quad (5.25)$$

En este método, se supone que en todos los sub-intercambiadores se transfiere la misma tasa de calor entre los lados frío y caliente. Es decir:

$$\dot{Q}_{HX} = \frac{\dot{Q}_{total}}{N} \quad (5.26)$$

Donde \dot{Q}_{HX} es el calor transferido en cada sub-intercambiador de calor. Se realiza un balance de energía en cada sub-división para obtener sus temperaturas de entrada y salida:

$$\dot{Q}_{HX} = \dot{m}(h_{hot}[i + 1] - h_{hot}[i]) \quad (5.27)$$

$$\dot{Q}_{HX} = \dot{m}(h_{cold}[i + 1] - h_{cold}[i]) \quad (5.28)$$

Luego, se calcula la conductancia del fluido en cada sub-intercambiador para el lado caliente y frío:

$$\dot{C}_{hot} = \dot{m} \cdot \frac{h_{hot}[i] - h_{hot}[i + 1]}{T_{hot}[i] - T_{hot}[i + 1]} \quad (5.29)$$

$$\dot{C}_{cold} = \dot{m} \cdot \frac{h_{cold}[i] - h_{cold}[i + 1]}{T_{cold}[i] - T_{cold}[i + 1]} \quad (5.30)$$

Teniendo las temperaturas de entrada y salida, se puede calcular la eficiencia de cada sub-intercambiador:

$$\varepsilon[i] = \frac{\dot{Q}_{HX}}{\dot{Q}_{HX,max}} = \frac{\dot{Q}_{HX}}{\min\{\dot{C}_{hot}[i]; \dot{C}_{cold}[i]\} \cdot (T_{hot}[i+1] - T_{cold}[i])} \quad (5.31)$$

Desde *EES* se obtienen las Unidades de Transferencia de calor (NTU) a partir de la eficiencia y la capacitancia de cada sub-intercambiador a contraflujo, con lo cual se calcula la resistencia global a la transferencia de calor UA :

$$NTU = \begin{cases} \frac{\ln\left[\frac{1-\varepsilon \cdot C_R}{1-\varepsilon}\right]}{1-C_R} \\ \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \end{cases} \quad (5.32)$$

$$UA[i] = NTU[i] \cdot (\min\{\dot{C}_{hot}[i]; \dot{C}_{cold}[i]\} \cdot (T_{hot}[i+1] - T_{cold}[i])) \quad (5.33)$$

Se ha demostrado que una configuración de intercambiador de calor con tuberías paralelas necesita una menor longitud para alcanzar la misma eficiencia que una configuración de tubos concéntricos [27], por lo tanto, esa es la configuración elegida para el diseño del Recuperador (Figura 5.9).

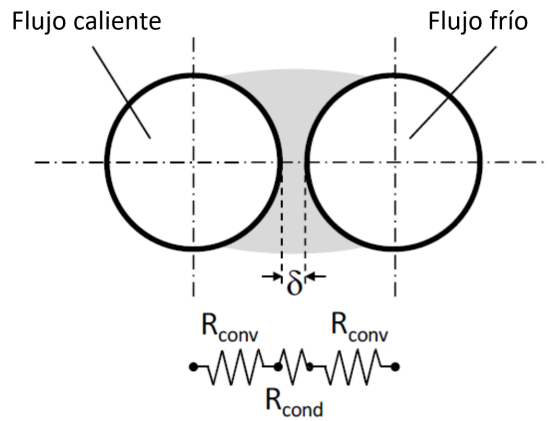


Figura 5.9: Diagrama de intercambiador de calor de tuberías paralelas para el Recuperador unidas mediante soldadura de estaño [27].

Por último, se calcula el largo de cada sub-intercambiador de calor despejando Δx de cada uno al reescribir la ecuación (5.33):

$$UA[i] = \frac{1}{\frac{1}{0,5 \cdot htc_{cold}[i] \pi DI_{tub} \Delta x[i]} + \frac{\ln(DE_{tub}/DI_{tub})}{2\pi k_{cu} \Delta x[i]} + \frac{l}{k_{Sn} \cdot DE_{tub} \cdot l} + \frac{\ln(DE_{tub}/DI_{tub})}{2\pi k_{cu} \Delta x[i]} + \frac{1}{0,5 htc_{hot}[i] \pi DE_{tub} \Delta x[i]}} \quad (5.34)$$

Los términos del denominador son las resistencias a la transferencia de calor de la mezcla por: convección en el lado frío del intercambiador, conducción por la tubería del lado frío, conducción por el material de soldadura de estaño entre las tuberías paralelas (de largo l), conducción por la tubería del lado caliente y convección en el lado caliente del intercambiador (Figura 5.9). Los coeficientes de transferencia de calor por convección se calculan mediante la correlación de Dobson – Chato para condensación y de Shah [8] para evaporación y se multiplican por el factor de 0,5 (Anexo B).

El largo total del intercambiador del Recuperador se obtiene sumando cada $\Delta x[i]$ que corresponde al largo individual de cada sub-intercambiador de calor:

$$L = \sum_{i=1}^{N+1} \Delta x[i] \quad (5.35)$$

Realizando un análisis del Recuperador con 70 divisiones, se obtiene una longitud total de 6,8 [m] para que la mezcla HC-1 alcance una temperatura de salida de 157,3 [K] y una eficiencia del Recuperador de 75,67%, utilizando un coeficiente de transferencia de calor estimado con las correlaciones mencionadas.

Los resultados de los intercambiadores de calor del Cryocooler y del Recuperador se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 5.2: Resumen de los resultados para los intercambiadores de calor del Cryocooler y del Recuperador.

$T_{out,CHX}$	130 [K]
ε_{CHX}	92,4%
$T_{out,hot,RHX}$	157,3 [K]
ε_{RHX}	75,66%
N (Cryocooler)	15 [-] (3,7 [m])
L (Recuperador)	6,8 [m]

5.3. Sección de Medición

Luego de pasar por los intercambiadores del Recuperador y del Cryocooler, la mezcla refrigerada entra a la zona de medición del coeficiente de transferencia de calor. En la Figura 5.10, se muestra el diagrama de la sección de prueba compuesta de tres partes: un cambio de diámetro, una toma de presión y la región activa de medición.

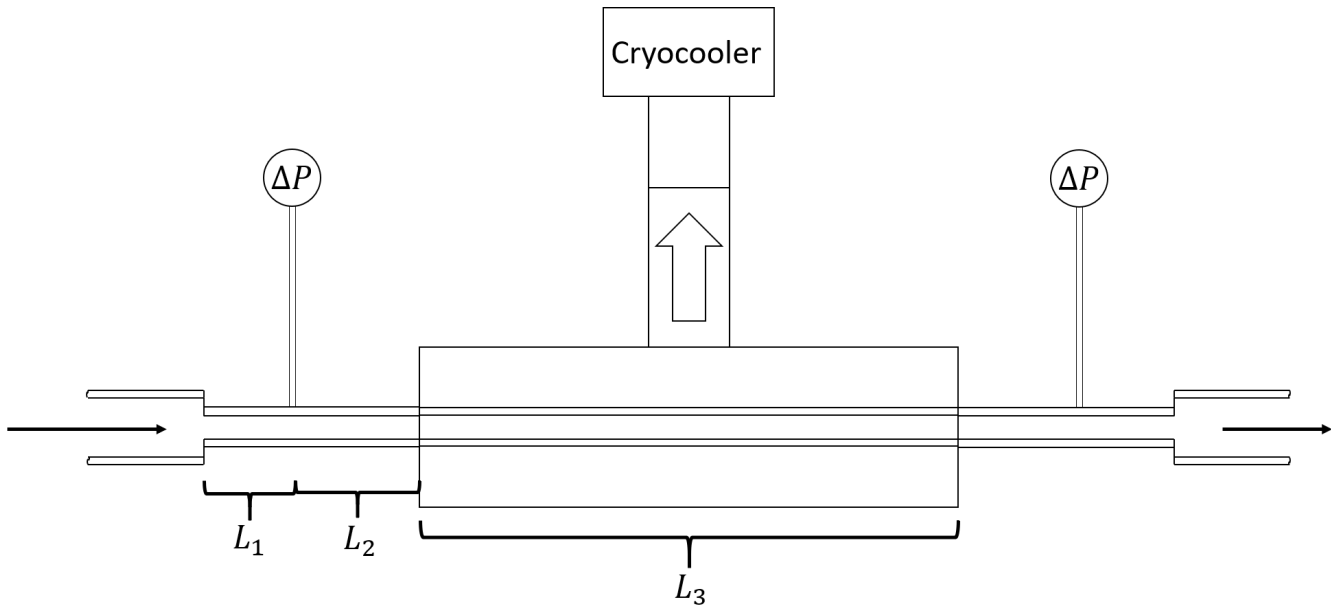


Figura 5.10: Diagrama de la sección de prueba.

5.3.1. Cambio de diámetro

La mezcla refrigerada llega a la sección de medición a través de una tubería de cobre de diámetro nominal 1/4 [in] (8 [mm] de diámetro interior), en donde el flujo se encuentra con una reducción de diámetro para pasar al diámetro de prueba (3, 1,5 ó 0,5 [mm]). Debido a esta reducción, se producen perturbaciones en el flujo que pueden afectar las mediciones de presión.

Por lo tanto, se requiere que la longitud del tramo L_1 (Figura 5.10) entre la reducción de diámetro y la toma de presión sea suficiente para que el flujo vuelva a un estado hidrodinámicamente desarrollado. Para determinar L_1 se modela el comportamiento del flujo en la reducción de diámetro con FLUENT, donde se observa la variación del esfuerzo de corte en la pared de la tubería justo después de la reducción,

para determinar la longitud a la que el flujo vuelve a desarrollarse ($\tau_w = cte$). Se modela la mezcla de hidrocarburos HC-1 a distintas calidades: 0, 0,1, 0,25, 0,5, 0,75 y 1, y los diferentes diámetros de prueba se ensayan con el mismo flujo másico de 250 $[kg/m^2s]$.

Si bien el experimento real consiste en calcular el coeficiente local de transferencia de calor para mezclas zeotrópicas en condensación (flujo bifásico de fases líquida y gaseosa), no es aconsejable intentar modelar este tipo de flujos en FLUENT, debido a que no existen datos extensivos del comportamiento hidrodinámico de las mezclas zeotrópicas durante su condensación a temperaturas criogénicas en microcanales y por lo tanto no es posible validar los resultados entregados por el programa. Por esto, se opta por simplificar el modelo, simulando flujos incompresibles con propiedades equivalentes de la mezcla zeotrópica a distintas calidades. Con REFPROP se obtiene una aproximación de las propiedades de la mezcla durante el cambio de fase, como la densidad y entalpía. Sin embargo, para las propiedades de transporte (viscosidad dinámica y conductividad térmica) el programa proporciona solo las propiedades de la fase líquida y gaseosa por separado, no la correspondiente a la mezcla bifásica. Para obtener estas propiedades de transporte, se propone utilizar la expresión de Cicchitti [28], basada en el promedio másico de las propiedades de la fase líquida y gaseosa:

$$\mu_{mezcla} = x \cdot \mu_{gas} + (1 - x) \cdot \mu_{liquido} \quad (5.36)$$

$$k_{mezcla} = x \cdot k_{gas} + (1 - x) \cdot k_{liquido} \quad (5.37)$$

Donde x es la calidad de la mezcla. Durante el cambio de fase de fluidos en tuberías, se observan distintos patrones de flujo al ir aumentando la fracción volumétrica de la fase gaseosa (patrones de flujo anular, ondulado o con burbujas). Al aumentar la calidad de un fluido dentro de la tubería, la fase gaseosa comienza a ocupar la mayor parte del volumen disponible debido a su menor densidad, y se acelera más rápidamente que la fase líquida, por lo que se espera que los flujos reales en cambio de fase se comporten de forma mayoritariamente turbulenta. El modelo utilizado para flujos turbulentos es el modelo $k - \varepsilon$ "Realizable" con la opción "Enhanced Wall Functions".

Antes de modelar la tubería con el cambio de diámetro, se realiza una simulación precursora para representar el flujo entrante desarrollado desde la zona del intercambiador del Cryocooler. Para esto, se modela una tubería lo suficientemente larga para asegurar que el perfil de velocidad a la salida se encuentre desarrollado y se guardan los datos del perfil de velocidad. Luego, se modela la tubería con la reducción de diámetro y se impone como condición de entrada el perfil de velocidad obtenido del modelo precursor (Figura 5.11). Con esto, se realizan las simulaciones y se observa la variación del esfuerzo de corte en la pared justo después del cambio de diámetro para determinar la longitud de desarrollo del

primer tramo.

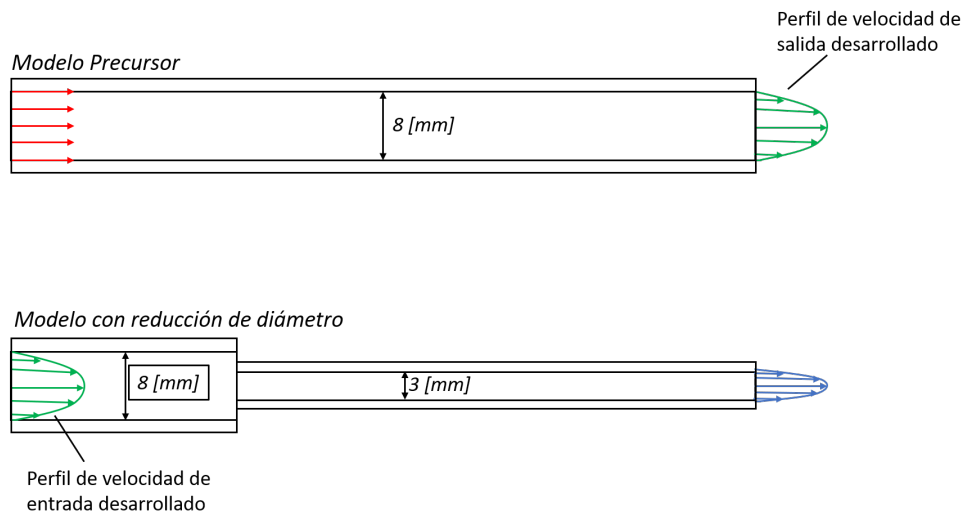


Figura 5.11: Esquema del modelo precursor de la simulación. El perfil de velocidad a la salida del modelo precursor en verde (arriba) se guarda y se implementa como condición de entrada al modelo con el cambio de diámetro (abajo).

En la Figura 5.12 se muestran las longitudes de desarrollo del flujo relativas al diámetro (L_1/D [-]) en función de la calidad de la mezcla para el diámetro de prueba de 3 [mm]. En este gráfico se observa que para calidades de 0 a 0,5 el largo de desarrollo no presenta variaciones importantes, siendo éste alrededor de 20 veces el diámetro de la tubería. Sin embargo, para calidad 1 de la mezcla, la longitud de desarrollo es notoriamente mayor al resto. La principal diferencia entre los flujos simulados a diferentes calidades es el número de Reynolds ($Re = G \cdot D/\mu$), el cual aumenta junto con la fase gaseosa en la mezcla (menor viscosidad del flujo).

Al pasar de calidad 0,75 a 1, el número de Reynolds aumenta drásticamente, de 12800 a 106600, lo cual implica un aumento en la magnitud de la turbulencia del flujo, lo que podría ser el causante de la mayor longitud de desarrollo necesaria. Es difícil precisar cuándo el flujo turbulento se vuelve desarrollado, debido a la naturaleza aleatoria de las fluctuaciones turbulentas de éste (sobre todo al utilizar un modelo que sólo entrega una descripción general del comportamiento del flujo), sin embargo, existe la convención de que el flujo turbulento se desarrolla en una longitud entre 10 y 60 veces el diámetro de la tubería [7].

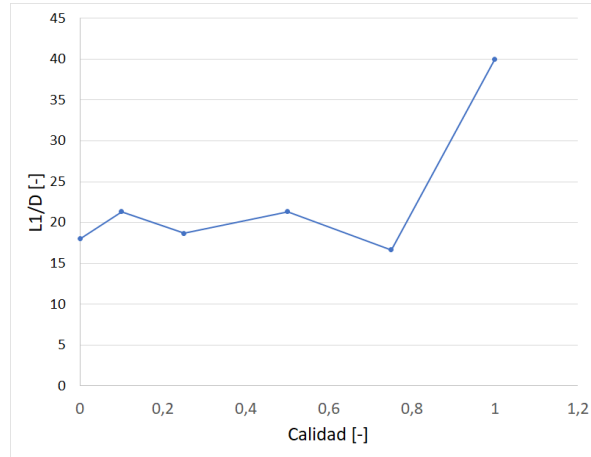


Figura 5.12: Gráficos de longitud de desarrollo (relativo al diámetro d la tubería) en función de la calidad de la mezcla.

$$10 \lesssim \frac{x_{h,tur}}{D} \lesssim 60 \quad (5.38)$$

La mayor longitud de desarrollo para el diámetro de 3 [mm] (Figura 5.12) es de 40 veces el diámetro (equivalente a 120 [mm]), lo cual está dentro del rango de convención (5.38). Se replica el modelo realizado en FLUENT para los diámetros de 1,5 y 0,5 [mm], encontrando que se necesita una longitud de 24 veces el diámetro para el primero, y de 36 veces para el segundo.

En la Tabla 5.3 se muestra un resumen de los resultados para el primer tramo (L_1) en flujo turbulento.

Tabla 5.3: Resumen de longitudes para el primer tramo de la sección de prueba con un flujo másico de 250 [kg/m²s].

Diámetro [mm]	L_1/D [-]	L_1 [mm]
3	40	120
1,5	18	27
0,5	36	18

5.3.2. Toma de presión

Al término del primer tramo (al volver el flujo a un estado desarrollado después de la reducción de diámetro) se instala una toma de presión que consiste en un pequeño orificio en la pared superior de la tubería, desde el cual se mide la presión estática. El flujo desarrollado permite que los datos de medición sean más confiables al presentar las perturbaciones mínimas del flujo. Como se mencionó en el Marco Teórico en la sección 3.3, el flujo de la tubería se ve alterado localmente por el agujero de la toma, obteniéndose en general mediciones de presión del flujo mayores a la real. Para observar este comportamiento, se modela en FLUENT una tubería de 3 [mm], y se varía el diámetro del agujero de la toma y el número de Reynolds, para observar las fluctuaciones en el flujo y los errores de medición.

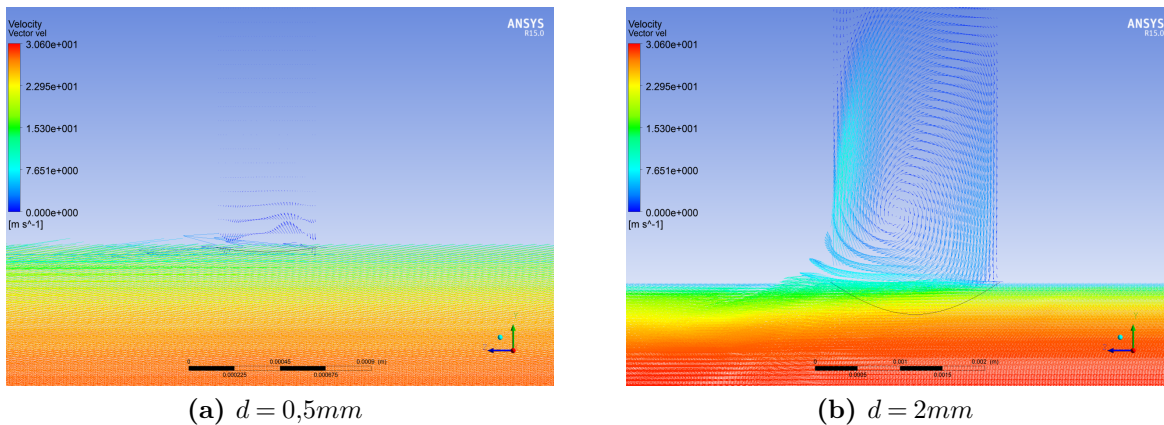


Figura 5.13: Campo vectorial de la velocidad del flujo en una tubería de 3 [mm] de diámetro para una calidad 0,25 de la mezcla HC-1, y un diámetro de toma de presión de (a) 0,5 [mm] y (b) 2 [mm].

En la Figura 5.13 se muestra el campo vectorial de la velocidad del flujo en una tubería de diámetro 3 [mm] para una toma de presión de 0,5 [mm] (Figura 5.13a) y de 2 [mm] (Figura 5.13b). En estas imágenes se observa que para un flujo con el mismo número de Reynolds (misma calidad del fluido), un mayor diámetro de la toma de presión forma vorticidades de mayor magnitud dentro de la cavidad en comparación con un diámetro más pequeño, por lo que se espera también un mayor error de medición de la presión para el diámetro más grande.

En la Figura 5.14 se muestra el campo vectorial de un flujo en una tubería de 3 [mm] de diámetro y una toma de presión de 0,5 [mm]. Se observa que para el mismo diámetro de la toma, la perturbación generada en la cavidad del agujero es mayor para un mayor número de Reynolds (calidad 0,5), produciéndose vorticidades más importantes y por lo tanto alterando en mayor magnitud la lectura de la presión.

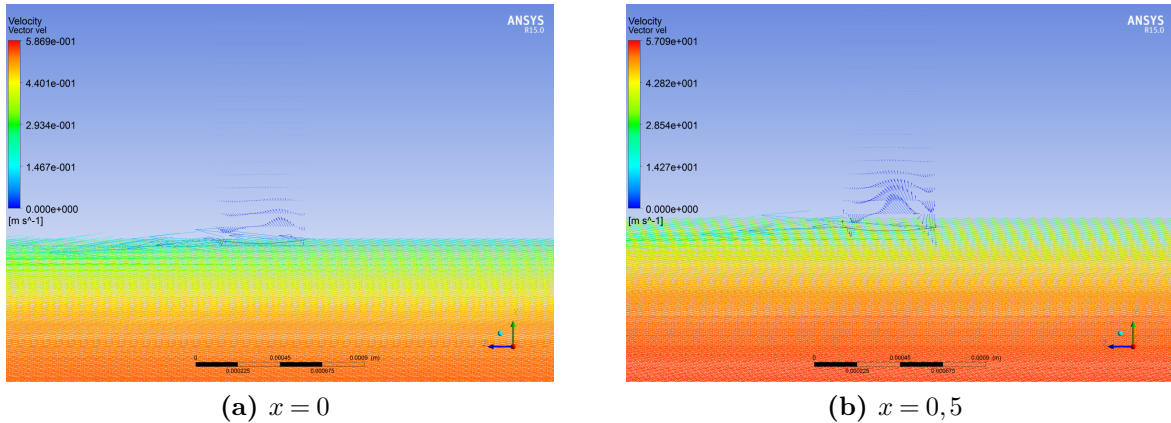


Figura 5.14: Campo vectorial de la velocidad del flujo en una tubería de 3 [mm] de diámetro y una toma de presión de 0,5 [mm] para la mezcla HC-1 en calidades (a) 0 y (b) 0,5.

En la Figura 5.15 se puede ver la dependencia del error relativo de la presión (ecuación (5.39)) al variar la calidad de la mezcla y el diámetro relativo de la toma de presión.

$$Error_{presion} = \frac{P - P_{ref}}{P_{ref}} \times 100 \quad (5.39)$$

Donde P_{ref} es la presión real en una tubería de 3 [mm] sin una toma de presión (dato obtenido a partir de la simulación en FLUENT).

Se puede observar que el error en la medición de la presión aumenta con la calidad, lo cual se esperaba a partir de lo mostrado en la Figura 5.14 y de igual forma se observa que el error de la presión aumenta con el diámetro relativo d/D . Por lo tanto, en base a los resultados obtenidos, se recomienda mecanizar un agujero de la toma de presión entre 0,2 y 0,3, sobre los cuales el error aumenta considerablemente (con un diámetro relativo de 0,5, el error aumenta a más de un 100% en comparación con uno de 0,3).

Luego de la toma de presión, el flujo llega a la sección de medición del coeficiente de transferencia de calor, por lo que es necesario que el flujo vuelva a su estado desarrollado. Como se mencionó en la sección 3.3, las perturbaciones del flujo debido a la toma de presión son de naturaleza local, por lo que no alteran el flujo aguas arriba ni aguas abajo. Por esto, no es necesaria una longitud considerable de la tubería hasta la entrada de la sección de medición, solo la suficiente para instalar los equipos de medición necesarios (se estiman 30 [mm] de longitud). Por último, el largo de la cavidad de la toma de presión debe estar en un rango de 1,5 y 5 veces el diámetro de la toma de presión para evitar que el error en la medición dependa de esta variable (Figura 3.6).

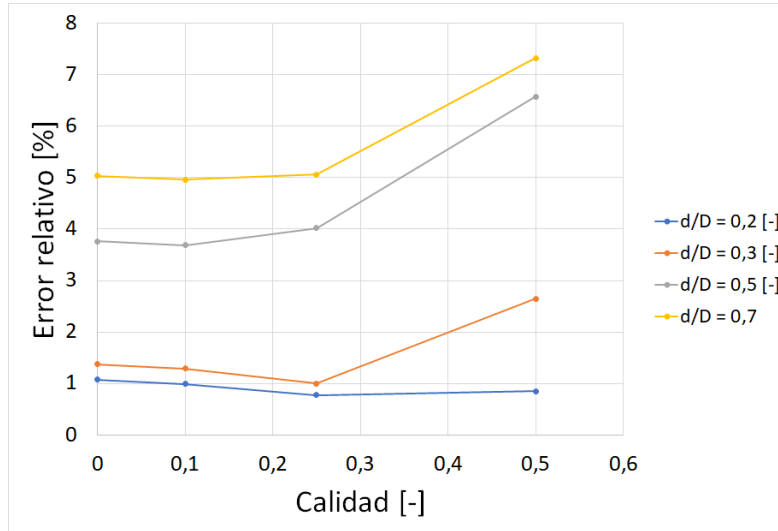


Figura 5.15: Gráfico del error relativo de la presión en función de la calidad de la mezcla para distintos diámetros relativos d/D .

Tabla 5.4: Tabla resumen de los diámetros de la toma de presión recomendados (resultados para diámetro relativo de 0,2 y 0,3), rango recomendado para la longitud de la cavidad (entre 1,5 y 5 veces d) y la longitud estimada entre la toma de presión y la región activa de medición.

	$D = 3[mm]$	$D = 1,5[mm]$	$D = 0,5[mm]$
$d [mm]$	0,6 – 0,9	0,3 – 0,45	0,1 – 0,15
$l [mm]$	0,9 – 3	0,45 – 1,5	0,15 – 0,5
$L_2 [mm]$	30	30	30

5.3.3. Región activa de medición

En esta sección es donde se extrae calor desde la mezcla para que ésta condense y se pueda medir el coeficiente local de transferencia de calor.

El flujo de la mezcla entra a la sección activa de medición de forma hidrodinámicamente desarrollada, por lo que la capa límite viscosa ya no varía a lo largo de la tubería. Sin embargo, al producirse un gradiente de temperatura entre la mezcla y la pared de la tubería, se forma la capa límite térmica, la cual también debe llegar a condiciones desarrolladas para realizar las mediciones.

En la Figura 5.16, se observa en azul el comportamiento del coeficiente local de transferencia de calor a lo largo de la tubería. En la sección de entrada (al formarse la capa térmica) se tienen valores muy

altos del coeficiente, los cuales disminuyen progresivamente hasta llegar a un valor constante en la zona desarrollada. Para una tubería de largo L , con una capa térmica desarrollada en una longitud $l < L$, el coeficiente promedio desde la entrada ($z = 0$) hasta la salida ($z = L$), tendrá un valor mayor que el valor local en zona desarrollada, debido a que el promedio toma en cuenta los altos valores de entrada. Mientras mayor sea la longitud de la tubería (L), menor será la diferencia entre el coeficiente promedio y el local. En esta instalación se requiere medir el coeficiente local de transferencia de calor en zona desarrollada, sin embargo, en la práctica, solo se puede medir el coeficiente promedio en una tubería, por lo que para obtener una aproximación del coeficiente local, se necesita una longitud de tubería lo suficientemente larga para que ambos valores sean similares.

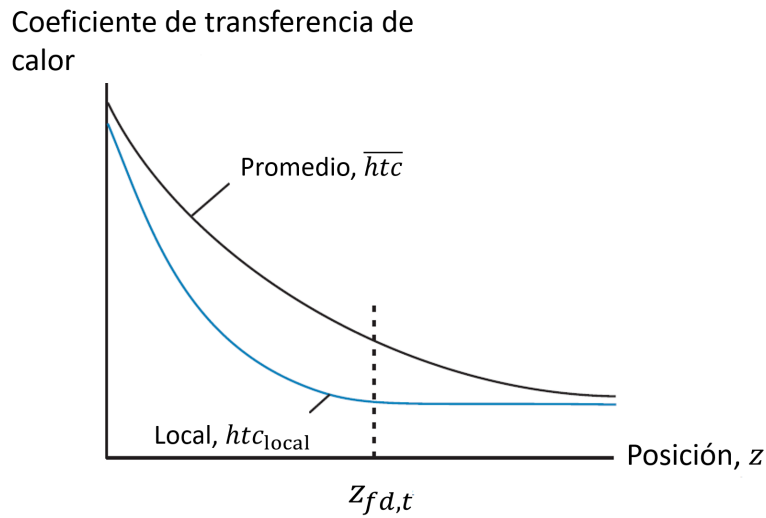


Figura 5.16: Gráfico de variación del coeficiente de transferencia de calor local (azul) y promedio (negro) a lo largo de la tubería (z) [8].

Por lo tanto, para determinar el largo óptimo de la región activa de medición, se modela en FLUENT un flujo de $250 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$ que entra a 150 [K] con un perfil de velocidad desarrollado a una tubería con una temperatura de pared constante de 100 [K] para una mezcla HC-1 en calidades 0, 0,1, 0,25, 0,5, 0,75 y 1. El coeficiente local de transferencia de calor se calcula con la siguiente ecuación a partir de los datos entregados por el programa:

$$htc_{local} = \frac{\dot{q}_s''}{T_{pared} - T_m} \quad (5.40)$$

Donde \dot{q}_s'' es la tasa de calor por unidad de área que atraviesa la pared de la tubería en $[W/m^2]$, T_{pared} la temperatura de la pared en $[K]$ y T_m la temperatura media en cada sección transversal de la tubería en $[K]$. El valor de T_m se reemplaza con T_{centro} que es la temperatura del fluido en el centro de la tubería, debido a la dificultad de obtener un valor de T_m para cada sección transversal desde el software.

Para determinar la longitud apropiada de la tubería para que el valor local y promedio sean similares, se propone un error porcentual máximo entre ellos de un 10%.

$$error_{htc} = \frac{|htc_{local} - htc_{promedio}|}{htc_{local}} \cdot 100\% \leq 10\% \quad (5.41)$$

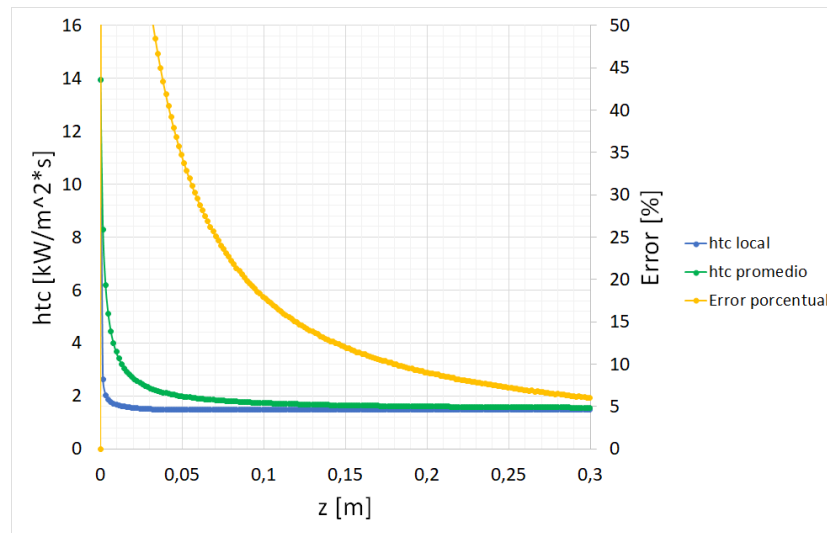


Figura 5.17: Gráfico del coeficiente de transferencia de calor en función del largo de la tubería para un diámetro de tubería de 3 [mm]. Se muestra en azul el coeficiente local, en verde el promedio y en amarillo el error porcentual entre ambos.

En la Figura 5.17 se muestra un gráfico del coeficiente local de transferencia de calor (azul), el promedio (verde) y el error porcentual entre ambos (amarillo) para un diámetro de tubería de 3 [mm], y se observa que para un error porcentual de un 10%, se necesita una longitud de 188 [mm] de tubería.

Se replica el procedimiento para los diámetros de 1,5 y 0,5 [mm] y en la Tabla 5.5, se muestra un resumen de las longitudes de la región activa de medición correspondientes a cada diámetro de prueba.

Tabla 5.5: Resumen de las longitudes de la sección de medición para los distintos diámetros.

Diámetro [mm]	L_3/D [-]	L_3 [mm]
3	63	188
1,5	36	54
0,5	44	22

Capítulo 6

Incertidumbre de Medición

En esta sección, se busca determinar la cantidad de calor a absorber desde la mezcla para que la medición del coeficiente de transferencia de calor tenga una incertidumbre máxima de un 10%. El coeficiente se mide de forma indirecta a través de mediciones de temperatura en el sistema (ecuación (6.1)), por lo que se necesita observar cómo afectan las incertidumbres de los equipos en su resultado final.

$$\dot{Q} = A \cdot htc \cdot \Delta T_{LMTD} = A \cdot htc \cdot \frac{(T_{out} - T_{in})}{\ln\left(\frac{T_{out} - T_{wall}}{T_{in} - T_{wall}}\right)} \quad (6.1)$$

Para esto, se realiza un análisis de incertidumbre de las variables involucradas en la medición del coeficiente (\dot{Q} , T_{in} , T_{out} y T_{wall}), y considerando las variables como independientes y aleatorias, la incertidumbre del coeficiente de transferencia de calor se calcula:

$$\delta htc = \sqrt{\left(\frac{\partial htc}{\partial \dot{Q}} \delta \dot{Q}\right)^2 + \left(\frac{\partial htc}{\partial \Delta T_{LMTD}} \delta \Delta T_{LMTD}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{A \cdot \Delta T_{LMTD}} \delta \dot{Q}\right)^2 + \left(\frac{-\dot{Q}}{A \cdot \Delta T_{LMTD}^2} \delta \Delta T_{LMTD}\right)^2} \quad (6.2)$$

El calor absorbido por el Cryocooler desde la mezcla (\dot{Q}) se determina midiendo la diferencia de temperatura generada en el cilindro de cobre interpuesto entre la tubería y el Cryocooler (Figura 6.1) con la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cilindro}} \quad (6.3)$$

Donde $R_{cilindro}$ es la resistencia a la transferencia de calor por conducción del cilindro de cobre, y T_1 y T_2 las temperaturas medidas en dos puntos de éste, con T_1 la temperatura del punto más lejano al

Cryocooler ($T_1 > T_2$). Por lo tanto, la incertidumbre del calor medido se determina de la forma:

$$\delta\dot{Q} = \sqrt{\left(\frac{\partial\dot{Q}}{\partial T_1}\delta T_1\right)^2 + \left(\frac{\partial\dot{Q}}{\partial T_2}\delta T_2\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{k_{cu}\frac{\pi}{4}D_{cil}^2}{L_{cil}}\delta T_1\right)^2 + \left(\frac{-k_{cu}\frac{\pi}{4}D_{cil}^2}{L_{cil}}\delta T_2\right)^2} \quad (6.4)$$

La incertidumbre de un termómetro de resistencia de platino (o PRT por sus siglas en inglés) puede adquirirse con una calibración *SoftCal* del fabricante de $\pm 0,25$ [K] [29] y al medir las temperaturas necesarias con 2 o 3 PRT se puede mejorar la precisión de medición a $\pm 0,18$ [K] o $\pm 0,14$ [K] respectivamente. Se asume que todas las temperaturas se miden con la misma calibración δT .

Por otro lado, la incertidumbre de la diferencia de temperaturas logarítmica se escribe:

$$\delta\Delta T_{LMTD} = \sqrt{\left(\frac{\partial\Delta T_{LMTD}}{\partial T_{out}}\delta T_{out}\right)^2 + \left(\frac{\partial\Delta T_{LMTD}}{\partial T_{in}}\delta T_{in}\right)^2 + \left(\frac{\partial\Delta T_{LMTD}}{\partial T_{wall}}\delta T_{wall}\right)^2} \quad (6.5)$$

Debido a que no es posible medir directamente la temperatura de la pared de la tubería T_{wall} , ésta se calcula a partir de la medición de la temperatura en el bloque de cobre que recubre a la tubería, como se muestra en la Figura 6.1.

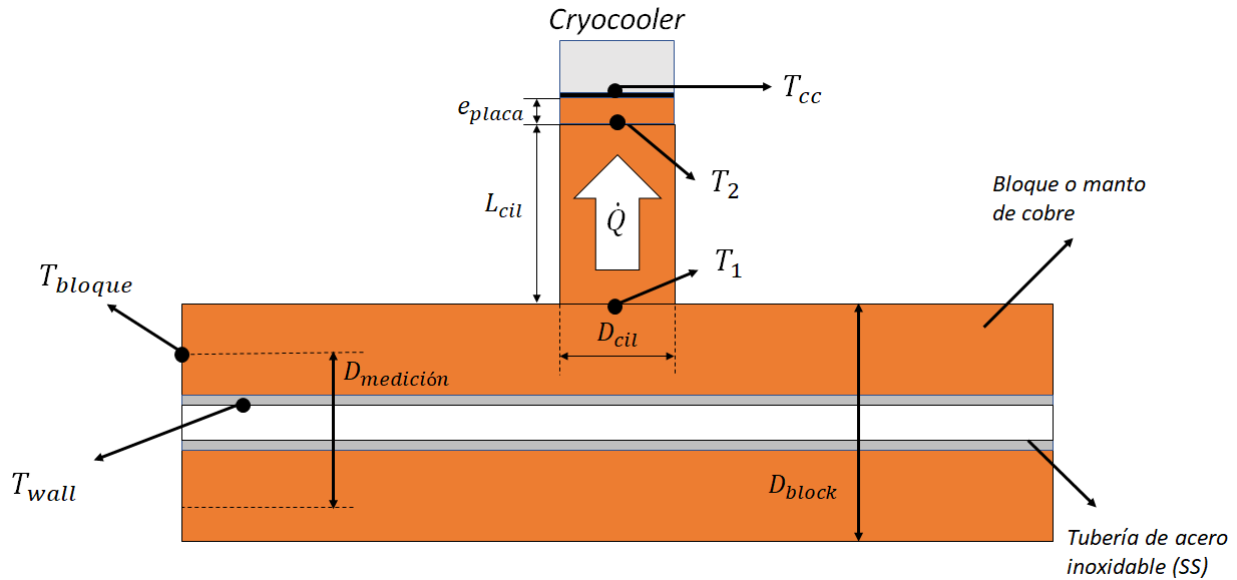


Figura 6.1: Esquema de la medición de temperatura en el bloque de cobre para determinar indirectamente la temperatura de la pared de la tubería de acero inoxidable.

$$T_{wall} = \dot{Q} \cdot R_{wall} + T_{bloque} \quad (6.6)$$

Y, por lo tanto, su incertidumbre se determina de la forma:

$$\delta T_{wall} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{wall}}{\partial \dot{Q}} \delta \dot{Q}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{wall}}{\partial T_{bloque}} \delta T_{bloque}\right)^2} = \sqrt{(R_{wall} \cdot \delta \dot{Q})^2 + (\delta T_{bloque})^2} \quad (6.7)$$

R_{wall} de la ecuación (6.7) es la resistencia a la conducción desde el bloque de cobre (donde se realiza la medición) hasta la pared interna de la tubería. La tubería de la sección de medición (desde el cambio de diámetro) es de acero inoxidable AISI 340 de pared delgada para minimizar fugas de calor por conducción desde la sección de medición hacia otras zonas del sistema, gracias a su baja conductividad térmica.

$$R_{wall} = R_{bloque} + R_{tuberia} = \frac{\ln(D_{medicion}/DE_t)}{2\pi \cdot k_{cu} \cdot L} + \frac{\ln(DE_t/DI_t)}{2\pi \cdot k_{ss} \cdot L} \quad (6.8)$$

Donde $D_{medicion}$ corresponde al diámetro donde se realiza la medición de temperatura en el bloque de cobre (Figura 6.1).

Las dimensiones del cilindro de cobre interpuesto entre el Cryocooler y la tubería recubierta con el bloque de cobre (D_{cil} y L_{cil} de la ecuación (6.4)), afectan directamente a la incertidumbre de la medición del calor transferido $\delta \dot{Q}$ (a mayor longitud y menor diámetro, menor incertidumbre de la medición del calor). Sus dimensiones también están condicionadas por el desempeño del Cryocooler, ya que éste debe ser capaz de absorber el calor requerido, manteniendo una temperatura en su extremo frío que lo permita. Como se vio en secciones anteriores, el Cryocooler es un equipo capaz de remover cierta cantidad de calor de un entorno, manteniendo su extremo a una temperatura fija. Sin embargo, esta temperatura puede aumentarse de forma controlada al introducir calor en su ciclo de funcionamiento mediante una resistencia eléctrica. Por ejemplo, si el Cryocooler retira 80 [W] de calor del ambiente, manteniendo su extremo frío a una temperatura de 37 [K] (Figura 5.3), se puede aumentar esta temperatura a 75 [K] agregando 102 [W] de calor mediante una resistencia eléctrica. Así, el Cryocooler absorberá 80 [W] del ambiente (más 102 [W] de la resistencia) manteniendo una temperatura de 75 [K] en su extremo, lo que proporciona una mayor flexibilidad de operación. Con este proceso solo es posible aumentar la temperatura del extremo frío, no disminuirla, por lo tanto, si se necesita remover del ambiente 80 [W] de calor con una temperatura del Cryocooler de 28 [K], el equipo de la Figura 5.3 no tendrá la capacidad de refrigerar la cantidad necesaria en esas condiciones. Para el dimensionamiento del cilindro de cobre se debe tener este aspecto en consideración.

Se toma como referencia la mezcla de hidrocarburos con un contenido de nitrógeno de un 40% (HC-3)

en una tubería de 3 [mm] con un flujo másico de 250 [kg/m²s] para el dimensionamiento del cilindro de cobre, al ser la mezcla que menor temperatura requiere del Cryocooler (menor temperatura de líquido saturado entre las mezclas a ensayar). Se estima una disminución de temperatura dentro de la sección de medición de 5 [K] y una temperatura de entrada del fluido de 87 [K]. Para determinar las dimensiones del cilindro se realiza un análisis de transferencia de calor entre el fluido y el Cryocooler (Figura 6.1).

El calor cedido por la mezcla se escribe:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_{in} - h_{out}) \quad (6.9)$$

La temperatura de la pared de la tubería T_{wall} se despeja de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = A \cdot htc \cdot \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln\left(\frac{T_{out} - T_{wall}}{T_{in} - T_{wall}}\right)} \quad (6.10)$$

Con esto, T_1 se calcula mediante transferencia de calor por conducción, al igual que T_2 :

$$T_1 = T_{wall} - \dot{Q} \cdot \left(\frac{\ln(DE_{tub}/DI_{tub})}{2\pi k_{ss} L} + \frac{\ln(D_{block}/DE_{tub})}{2\pi k_{cu} L} \right) \quad (6.11)$$

$$T_2 = T_1 - \dot{Q} \cdot \left(\frac{L_{cil}}{k_{cu} \cdot \frac{\pi}{4} D_{cil}^2} \right) \quad (6.12)$$

Donde DE_{tub} y DI_{tub} son el diámetro exterior e interior de la tubería respectivamente, y D_{block} el diámetro del manto de cobre que recubre la tubería. La temperatura del Cryocooler T_{cc} también se calcula mediante transferencia de calor por conducción:

$$T_{cc} = T_2 - \dot{Q} \cdot \left(\frac{e_{placa}}{k_{cu} \left(\frac{\pi}{4}\right) D_{cil}^2} + R_{In} \right) \quad (6.13)$$

Donde e_{placa} es el espesor de la placa de cobre, y R_{In} la resistencia a la transferencia de calor de la junta de indio. Por último, para incluir el desempeño del Cryocooler como restricción, se incluye la siguiente ecuación al problema:

$$\dot{Q} = 4 \cdot 10^{-7} \cdot T_{cc}^3 - 0,0001 T_{cc}^2 + 0,0104 T_{cc} - 0,1768 \quad (6.14)$$

Se requiere que el cilindro de cobre tenga una altura aproximada de $L_{cil} = 10$ [cm] para tener espacio suficiente para instalar los sensores de temperatura, por lo que resolviendo las ecuaciones anteriores para el diámetro D_{cil} , se necesita que el cilindro de cobre tenga 66 [mm] de diámetro para que el Cryocooler logre enfriar la mezcla a esa temperatura en una tubería de 3 [mm] y 28 y 8 [mm] de diámetro para las

tuberías de 1,5 y 0,5 [mm] respectivamente.

Volviendo al análisis de incertidumbre, se grafica el comportamiento de la incertidumbre relativa del coeficiente de transferencia de calor ($\delta h_{tc}/h_{tc}$) en función del calor removido para la mezcla HC-1 con una precisión de los PRT de $\pm 0,14$ [K].

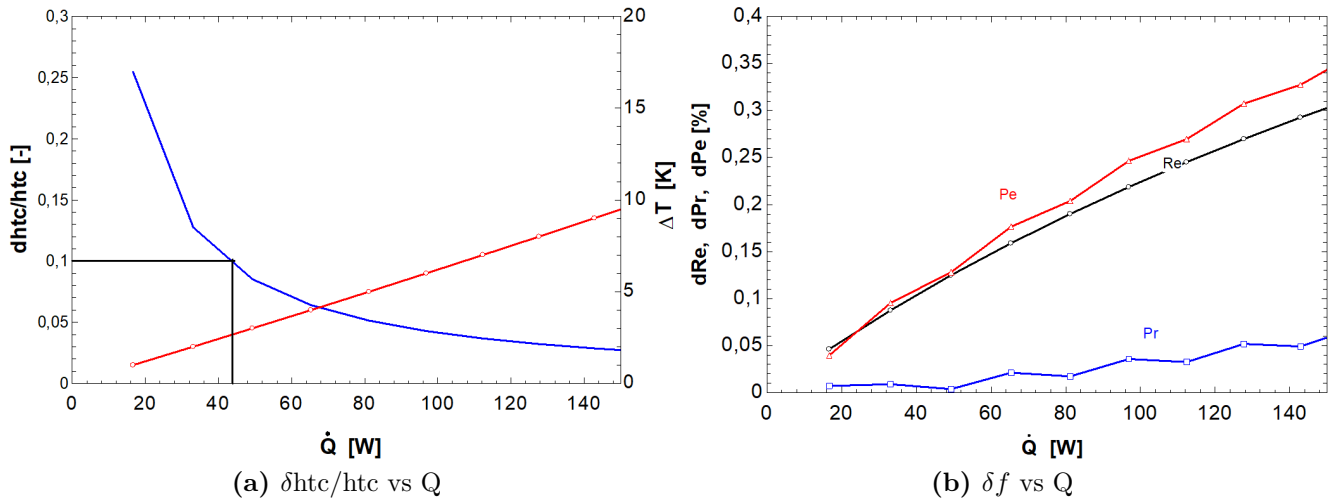


Figura 6.2: (a) Gráfico de la incertidumbre relativa (azul) y la diferencia de temperatura dentro de la tubería (rojo) en función del calor removido de la mezcla para una incertidumbre de los PRT de $\pm 0,14$ [K]. (b) Gráfico de la variación de los números adimensionales (Reynolds en negro, Prandtl en azul y Peclet en rojo) en función del calor removido, para la tubería de 3 [mm] con un flujo másico de 250 [kg/m²s].

De la Figura 6.2a se tiene que para una incertidumbre del coeficiente de transferencia de calor menor o igual a un 10%, la cantidad de calor mínima a retirar desde la mezcla es de 44 [W] (equivalente a una diferencia de temperatura entre la entrada y salida de 2,8 [K] a un flujo másico de 250 [kg/m²s] en una tubería de 3 [mm]). Si bien se observa de la misma Figura 6.2a que a una mayor tasa de remoción de calor se obtiene una menor incertidumbre del coeficiente, también se produce un aumento en la variación de las propiedades del fluido debido a la mayor diferencia de temperatura generada entre la entrada y la salida. Por lo tanto, el calor máximo a retirar está condicionado por el porcentaje de variación de las propiedades del fluido, el cual se estima analizando la variación de los números adimensionales de Reynolds, Prandtl y Peclet entre la entrada y salida de la tubería con la siguiente ecuación:

$$\delta f = \frac{f_{out} - f_{in}}{f_{in}} \quad (6.15)$$

Donde f es el número adimensional correspondiente. De la Figura 6.2b se puede ver que para un calor removido de 100 [W] (equivalente a 6,2 [K] de diferencia de temperatura a un flujo másico de 250 [kg/m²s] en una tubería de 3 [mm]) se tiene una variación del número de Peclet (número adimensional más sensible al cambio de temperatura) de un 25%, por lo que se elige ésta como la tasa máxima de remoción de calor desde la mezcla.

Realizando un análisis similar para las tuberías de 1,5 y 0,5 [mm] de diámetro, se obtienen los siguientes resultados al medir con una precisión de $\pm 0,14$ [K] de los PRT en la Tabla 6.1.

Tabla 6.1: Resumen con los resultados de calor mínimo y máximo a remover de la mezcla HC-1 con una precisión de los PRT de $\pm 0,18$ [K].

	$D = 1,5[mm]$	$D = 0,5[mm]$
$\dot{Q}_{min}[W]$	8	0,9
$\dot{Q}_{max}[W]$	24	2,7

El rango de remoción de calor de la mezcla puede aumentarse en cierta medida al mejorar la precisión de los sensores de temperatura. En la Tabla 6.2 se muestra la sensibilidad del rango de remoción de calor para la mezcla HC-1 en cada diámetro de tubería al variar la precisión de $\pm 0,25$ a $\pm 0,025$ [K].

Tabla 6.2: Resultados del calor mínimo y máximo a remover de la mezcla HC-1 para distintas precisiones de los PRT. Las celdas sin número -- corresponden a que no se puede llegar a una incertidumbre del coeficiente de transferencia de un 10% con la precisión del PRT mostrada.

		$dT = \pm 0,25[K]$	$dT = \pm 0,18[K]$	$dT = \pm 0,14[K]$	$dT = \pm 0,025[K]$
$D = 3[mm]$	Q_{min}	76	56	44	16
	Q_{max}			100	
$D = 1,5[mm]$	Q_{min}	13	9	8	4
	Q_{max}			24	
$D = 0,5[mm]$	Q_{min}	1,6	1,2	0,9	0,5
	Q_{max}			2,7	

En la tabla anterior, se puede ver que, a mejor precisión de los equipos de medición, el rango de

remoción de calor desde la mezcla aumenta, lo cual permite una mayor flexibilidad de operación del sistema.

En la tabla 6.3 se muestra un resumen de los rangos de remoción de calor para las mezclas HC-1 y RS-1 a 200 [kPa] con una precisión de $\delta T = 0,14$ [K] para obtener una incertidumbre de la medición del coeficiente de transferencia bajo un 10%.

Tabla 6.3: Calor a remover de la mezcla para tener una incertidumbre de medición del coeficiente mayor o igual a un 10% para la mezcla de hidrocarburos y refrigerantes sintéticos y todos los diámetros de tubería a ensayar con una precisión de los PRT de $\delta T = 0,14$ [K].

Mezcla	Q[W]		
	$D = 3$ [mm] $\delta T = 0,14$ [K]	$D = 1,5$ [mm] $\delta T = 0,14$ [K]	$D = 0,5$ [mm] $\delta T = 0,14$ [K]
Metano + Etano + Propano 45% 35% 20%	44 - 100	8 - 24	0,9 - 2,8
R-14 + R-23 + R-32 + R-134a 35% 15% 15% 35%	26 - 38	5,6 - 10	0,46 - 9,8

Nota: se recomienda que el diámetro del bloque de cobre que recubre a la tubería de acero inoxidable en la sección de medición sea igual al diámetro del cilindro de cobre interpuesto entre el Cryocooler y la tubería para facilitar el montaje entre ambos.

Tabla 6.4

Parámetro	3 [mm]	1,5 [mm]	0,5 [mm]
Diámetro cilindro de cobre [mm]	66	28	8
Diámetro bloque de cobre [mm]	66	28	8

Capítulo 7

Equipos

A continuación, se dará una breve mención de los equipos a utilizar para la instalación propuesta. Los equipos de control y ajuste para monitorear las condiciones de operación se obtienen del documento de Barraza [27] al mantener las mismas condiciones de operación (presión, flujo másico y diámetros de tubería).

Para el sistema de compresión, se necesitan los siguientes componentes:

Tabla 7.1: Equipos a utilizar en la sección de control de la instalación propuesta.

Equipo	Marca/Modelo	Cantidad
Compresor	Danfoss, SC18CLX	2
Separador de aceite	Temprite, 320	2
Filtro secador de cerámica	--	1
Enfriador (aftercooler)	Lytron, 6320G3	1
Cromatógrafo de gases	HP, 5890 Series II	1
Medidor de flujo Coriolis	Endress, Proline 83A	1
Regulador de presión	--	1

Para el sistema de transferencia de calor, se necesitan los siguientes componentes:

Equipo	Marca/Modelo	Cantidad
Cryocooler	Shi Cryogenics, CH-110	2
Frasco vacío Dewar	--	1
Sensor temperatura de resistencia de platino (PRT)	Lakeshore, PT-103	20
Bomba vacío medio	--	1
Bomba turbo molecular de vacío	Varian	1
Manómetro de vacío alto	--	2
Manómetro de vacío medio	--	2
Sistema de adquisición de datos	Campbell Scientific Inc., CR23X	1
Transductor de presión	Setra	1
Transductor de presión diferencial	Setra	3

Capítulo 8

Conclusión

De la bibliografía revisada para comenzar este proyecto (Capítulo 2), se llega a la conclusión de que, a pesar de que se han realizado varios experimentos de medición de coeficientes de transferencia de calor de mezclas zeotrópicas en condensación, todos ellos se han llevado a cabo a temperatura ambiente y no en el rango de temperatura que se busca en este trabajo (≈ 100 [K]). En general, en la mayoría de estos experimentos, se utiliza agua como método de enfriamiento de la mezcla zeotrópica, lo cual no es posible replicar a bajas temperaturas, debido a que el agua se solidificaría dentro de las tuberías. Por eso, en este documento se busca proponer una instalación que sea capaz de medir el coeficiente de transferencia de calor a temperaturas criogénicas y dar un primer paso en la obtención de estos datos que aún no se encuentran disponibles.

Si bien la forma más común de enfriar un fluido es con otro fluido más frío en un intercambiador de calor, hay varias dificultades al hacer esto a temperaturas criogénicas. Se debe disponer de un fluido refrigerador que soporte bajas temperaturas sin congelarse y una bomba o compresor que pueda trabajar en estas condiciones. Además, se necesita una fuente adicional de frío para que el fluido refrigerador pueda expulsar el calor absorbido de la mezcla zeotrópica y pueda seguir operando en el ciclo siguiente. Debido a la complejidad de disponer de un sistema cerrado adicional para enfriar la mezcla, se propone poner en contacto directo una fuente fría con la mezcla zeotrópica para que absorba el calor necesario. Esta fuente de frío se obtiene con un segundo Cryocooler en el sistema, el cual logra generar bajas temperaturas mediante un ciclo de expansión de gas, que le permite absorber calor desde la mezcla. Para poder medir la cantidad de calor que absorbe el equipo, se interpone un cilindro de cobre entre el Cryocooler y la tubería, en el cual se mide la diferencia de temperaturas generada y se calcula el calor transferido por conducción.

En el Capítulo 3 se estudia el funcionamiento del ciclo de expansión de gas del Cryocooler y el

comportamiento de las mezclas zeotrópicas, además del efecto que tienen las tomas de presión sobre el flujo. Con esto, se espera entender el funcionamiento de los fenómenos físicos involucrados en el sistema y diseñar en base a éstos.

Para el diseño de la instalación del coeficiente local de transferencia de calor y caída de presión de mezclas zeotrópicas en condensación a temperaturas criogénicas, se utiliza una serie de aproximaciones en los cálculos debido a la dificultad y falta de datos experimentales disponibles para realizar un modelo más preciso del sistema.

Las propiedades de las mezclas se obtienen con REFPROP, programa que proporciona aproximaciones de las propiedades de fluidos como la densidad y entalpía durante el cambio de fase. Sin embargo, para las propiedades de transporte, REFPROP solo entrega los valores de la fase líquida y gaseosa por separado, por lo que las propiedades de transporte equivalentes de la mezcla se estiman con la relación de Cicchitti [28] en las ecuaciones (5.36) y (5.37).

Para observar el comportamiento del flujo dentro de las tuberías y determinar la longitud necesaria para trabajar en condiciones desarrolladas, se realizan simulaciones de estos flujos en FLUENT, con lo que se obtienen resultados aproximados de su comportamiento real. El modelo de turbulencia escogido es el $k - \varepsilon$, el cual ha demostrado ser bastante robusto para problemas industriales simples y es ampliamente utilizado por la misma razón, sin embargo, la turbulencia es un fenómeno difícil de predecir y cuantificar, por lo que se debe utilizar este tipo de modelos con cautela. Adicionalmente, los flujos modelados en FLUENT no son flujos bifásicos de la mezcla en condensación, sino más bien flujos incompresibles con propiedades equivalentes a las que tendría la mezcla durante el cambio de fase, debido a la dificultad de validar los resultados de un modelo bifásico de ese tipo por falta de datos experimentales.

El diseño de los intercambiadores de calor del Cryocooler y del Recuperador se realizan mediante análisis de transferencia de calor en EES, donde también se asumen ciertos comportamientos que ayudan a facilitar el cálculo, tales como suponer una temperatura constante de la pared de la tubería en cada vuelta del intercambiador del Cryocooler al rededor del cilindro anular, o la aplicación del método de los sub-intercambiadores de calor en el Recuperador con el fin de poder aplicar las ecuaciones de transferencia de calor conocidas (ecuación (6.1)), las cuales son válidas para fluidos sin variaciones en sus propiedades.

Es necesario tener en cuenta todas estas aproximaciones en las que se basa el diseño, debido a que los resultados obtenidos dependen de ellas.

Este documento trata principalmente sobre el diseño de la sección de transferencia de calor de la instalación propuesta en la Figura 4.2, mientras que la sección de control del sistema se basa en el sistema implementado por Barraza [27]. Se comienza con el diseño de los intercambiadores del Cryocooler y del Recuperador, para lo cual se propone alcanzar una temperatura mínima de la mezcla de líquido saturado

mediante un primer Cryocooler. Se llega a la conclusión de que el intercambiador de calor del Cryocooler necesita dar 15 vueltas al rededor del cilindro de cobre (alcanzando una eficiencia de un 92,4%) para enfriar la mezcla a la temperatura requerida, lo que implica una eficiencia mínima del intercambiador del Recuperador de un 75,66%. A partir de estos resultados, se calcula que la tubería del Recuperador debe tener 6,8 [m] de largo para pre-enfriar la mezcla entrante de 300 [K] a 157,3 [K] en el caso de la mezcla HC-1 (mezcla crítica).

Luego, se calculan las longitudes de la tubería de la sección de medición del coeficiente de transferencia de calor para que el flujo se encuentre hidrodinámica y térmicamente desarrollado al momento de realizar las mediciones. Se estima que para el primer tramo de la sección de medición (Figura 5.10) se necesitan 120, 27 y 18 [mm] para los tres diámetros a ensayar (de 3, 1,5 y 0,5 [mm] de diámetro) respectivamente. Para el segundo tramo no se necesita una mayor longitud de desarrollo, debido a que la toma de presión solo afecta al flujo de forma local, y las perturbaciones no se propagan aguas abajo (se estiman 30 [mm] de longitud o lo necesario para instalar los equipos de medición). Para la región activa de medición, se necesita una longitud que permita medir el coeficiente local en zona desarrollada de transferencia de calor con un máximo de 10% de error. Para esto, se estima una longitud de 188, 54 y 22 [mm] de largo para flujos turbulentos de los distintos diámetros de prueba. Las dimensiones anteriores se estiman suponiendo que se trabajará siempre con regímenes turbulentos debido a la presencia de flujo bifásico en la tubería por el cambio de fase de la mezcla (se espera una mayor aceleración del flujo a medida que aumenta la fracción volumétrica de gas en la tubería).

Se analiza también las dimensiones de la toma de presión estática, observando el comportamiento del error de medición de la presión al variar el diámetro del agujero y el número de Reynolds del flujo (al variar la calidad de la mezcla). Se estima que una relación de diámetro relativo d/D entre 0,2 y 0,3 produciría la menor magnitud de error en las mediciones de presión, aumentando éste con el diámetro del agujero.

Por último, se estima que la cantidad de calor a retirar de la mezcla debe ser de mínimo 44 [W] para que la incertidumbre de la medición del coeficiente en una tubería de 3 [mm] con un flujo másico de 250 [kg/m^2s] esté dentro del 10%, mientras el calor máximo a retirar debe ser de 100 [W], para evitar que las propiedades del fluido varíen demasiado a lo largo de la tubería.

Con los resultados anteriores se puede construir la instalación propuesta de medición de coeficiente de transferencia de calor para que opere en las condiciones requeridas de temperatura para cada mezcla.

En cuanto a los equipos necesarios para la instalación, se basa la selección en lo propuesto por Barraza [27], al mantener las mismas condiciones de temperatura, de presión y flujo másico. Los equipos y cantidades necesarias pueden verse en el capítulo 7.

Bibliografía

- [1] RADEBAUGH, R., *About Cryogenics* [en línea], URL: <<http://cryogenics.nist.gov/AboutCryogenics/about%20cryogenics.htm>>, [consulta: 15 agosto 2017].
- [2] RADEBAUGH, R., *Refrigeration for superconductors*, Proceedings of the IEEE, vol. 92 (10): 1719 - 1734, octubre 2004, doi: 10.1109/JPROC.2004.833678.
- [3] BOIARSKI, M., KHATRI, A. y KOVALENKO, V., *Design Optimization of the Throttle-Cycle Cooler with Mixed Refrigerant*. En: ROSS, R., *Cryocoolers 10*, Boston, MA, Springer US, 1999, pp.457 - 465, doi: 10.1007/0-306-47090-X_54.
- [4] HINZE, J. F., KLEIN, S. A., NELLIS, G. F., *Thermodynamic optimization of mixed refrigerant Joule- Thomson systems constrained by heat transfer considerations*, IOP Conference Series: Materials Science y Engineering, vol. 101, conferencia 1, 2015.
- [5] MARQUES, M. E. y DOMANSKI, P. A., *Potential Coefficient of Performance Improvements Due to Glide Matching with R-407C*, International Refrigeration Conference (17^a 1998, West Lafayette, Indiana), National Institute of Standards y Technology, Building Environment Division, 1998, 7 p.
- [6] MULROY, W. J., DOMANSKI, P. A. y DIDION, D. A., *Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerant mixtures Part 1. An experimental study*, International Journal of Refrigeration, vol. 17 (4): 220 - 225, enero 1994, doi: 10.1016/0140-7007(94)90037-X.
- [7] INCROPERA, F. P. [et al.], *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6^a edición, EE.UU, John Wiley y Sons, 2007.
- [8] NELLIS, G. y KLEIN S., *Heat Transfer*, Nueva York, Cambridge University Press, 2009.
- [9] VAN ES, J. P y HERTJEES, P. M., *On the condensation of a vapour of a binary mixture in a vertical tube*, Chemical Engineering Science, vol. 5, (5): 217 225, agosto 1956, doi: 10.1016/0009-2509(56)80033-X.

- [10] ONDA, K, SADA, E y TAKAHASHI, K, *The film condensation of mixed vapour in a vertical column*, International Journal of Heat y Mass Transfer, vol. 13, (9): 1415 - 1424, septiembre 1970, doi: 10.1016/0017-9310(70)90177-8.
- [11] PANCHAL C. B [et al.], *Experimental and analytical study of condensation of ammonia-water mixtures*, En: AICHE/ASME national heat transfer conference: current developments in numerical simulation of heat y mass transfer, Argonne National Lab, 1997.
- [12] WEBB, D. R. y SARDESAI, R. G., *Verification of multicomponent mass transfer models for condensation inside a vertical tube*, International Journal of Multiphase Flow, vol. 7 (5): 507 - 520, octubre 1981, doi: 10.1016/0301-9322(81)90055-0.
- [13] SHAO, D. W. y GRANRYD, E., *Experimental and theoretical study on flow condensation with non-azeotropic refrigerant mixtures of R32/R134a*, International Journal of Refrigeration, vol. 21 (3): 230 - 246, mayo 1998, doi: 10.1016/S0140-7007(98)00015-2.
- [14] CAVALLINI A. [et al.], *A tube-in-tube water/zeotropic mixture condenser: design procedure against experimental data*, Experimental Thermal y Fluid Science, vol. 25 (7): 495 - 501, enero 2002, doi: 10.1016/S0894-1777(01)00107-8.
- [15] AFROZ, H. M. M., MIYARA, A. y TSUBAKI, K., *Heat transfer coefficients and pressure drops during in-tube condensation of CO₂/DME mixture refrigerant*, International Journal of Refrigeration, vol. 31 (8): 1458 - 1466, diciembre 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.02.009.
- [16] FRONK, B. M. y GARIMELLA, S., *In-tube condensation of zeotropic fluid mixtures: A review*, International Journal of Refrigeration, vol. 36 (2): 534 - 561, 2013, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.11.030.
- [17] Mobile Air Conditioning Society (MACS) Worldwide, *A Brief History of Refrigerant* [en línea], URL: <<https://macsworldwide.wordpress.com/2013/09/20/a-brief-history-of-refrigerant/>>, [consulta: 16 agosto 2017].
- [18] ZHAO, L. y GAO, P., *Influence of Zeotropic Mixtures Temperature Gliding on the Performance of Heat Transfer in Condenser or Evaporator*, Transactions of Tianjin University, vol. 11 (6): 400 - 406, diciembre 2005.
- [19] SWEP a Dover company, *Azeotropic/Zetotropic Refrigerants* [en línea], URL: <<http://www.swep.fr/refrigerant-handbook/5.-refrigerants/sd1/>>, [consulta: 16 agosto 2017].
- [20] DUESBERG, G., *Joule Thomson Effect Chemical Potential Fugacity* [diapositiva], Trinity College, 2011, 46 diapositivas, URL: <https://chemistry.tcd.ie/staff/people/duesberg/ASIN/lecture%20notes/Chapter%204_Fugacity_+ChemPot2011_annotated.pdf>.

- [21] GANS, Paul G., *Joule-Thomson Expansion*, [pdf], Creta, Theoretical y Computational Chemistry in Crete (TCCC), 1992, pdf 6 páginas.
- [22] Montana Instruments, *Understanding the Gifford-McMahon Cryocooler Cycle: Single Stage* [en línea], URL: <<http://resources.montanainstruments.com/help/understanding-the-gifford-mcmahon-cryocooler-cycle>>, [consulta: 29 julio 2017].
- [23] SHAW, R., *The influence of hole dimensions on static pressure measurements*, Journal of Fluid Mechanics, vol. 7 (4): 550 - 564, 1960, doi: 10.1017/S0022112060000281.
- [24] McKEON, B. J. y SMITS, A. J., *Static pressure correction in high Reynolds number fully developed turbulent pipe flow*, Measurement Science y Technology, vol. 13 (10): 1608 - 1614, septiembre 2002.
- [25] FRANKLIN, R. E. y WALLACE, J. M., *Absolute measurements of static-hole error using flush transducers*, Journal of Fluid Mechanics, vol. 42 (1):33 - 48, 1970.
- [26] RAYLE, R. E., *An Investigation of the Influence of Orifice Geometry on Static Pressure Measurements* (Tesis de magíster), Massachusetts Institute of Technology, 1949.
- [27] BARRAZA, R., *Thermal-fluid behaviour of mixed refrigerants for cryogenic applications* (Tesis doctoral), University of Wisconsin-Madison, 2015.
- [28] AUNG, N. Z., YUWONO, T., *Evaluation of Mixture Viscosity Models in the Prediction of Two-phase Flow Pressure Drops*, ASEAN Journal on Science y Technology for Development, vol. 29 (2): 115 - 128, diciembre 2012, doi: 10.29037/ajstd.58.
- [29] LakeShore Cryotronics, *Platinum RTDs, Specifications* [en línea], URL: <<https://www.lakeshore.com/products/cryogenic-temperature-sensors/platinum-rtds/models/pages/Specifications.aspx>>, [consulta: 10 octubre 2017].

Anexo A

Resultados

A.1. Intercambiador de calor del Cryocooler

A continuación, se presentan los resultados obtenidos para el dimensionamiento del intercambiador del Cryocooler.

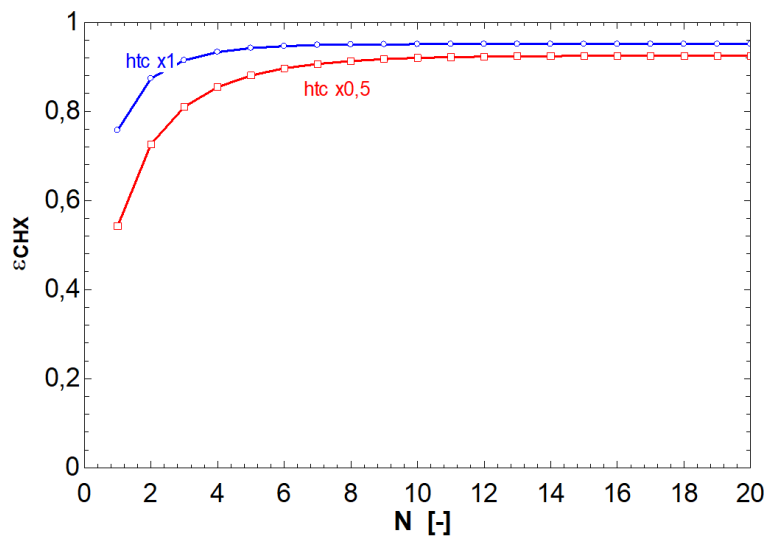


Figura A.1: Gráfico de eficiencia del intercambiador del Cryocooler ϵ_{CHX} en función del número de vueltas de la tubería N .

	1	2	3
	N	$\varepsilon_{CHX\ htc\ x1}$	$\varepsilon_{CHX\ htc\ x0,5}$
	[-]	[-]	[-]
Row 1	1	0,7576	0,5423
Row 2	2	0,8738	0,7262
Row 3	3	0,9148	0,8098
Row 4	4	0,933	0,8546
Row 5	5	0,9419	0,8806
Row 6	6	0,9464	0,8965
Row 7	7	0,9487	0,9065
Row 8	8	0,9499	0,913
Row 9	9	0,9505	0,9172
Row 10	10	0,9507	0,9199
Row 11	11	0,9509	0,9217
Row 12	12	0,9509	0,9228
Row 13	13	0,9509	0,9235
Row 14	14	0,9509	0,9239
Row 15	15	0,9509	0,9242
Row 16	16	0,9509	0,9244
Row 17	17	0,9509	0,9245
Row 18	18	0,9509	0,9245
Row 19	19	0,9509	0,9246
Row 20	20	0,9509	0,9246

Figura A.2: Imagen de los resultados obtenidos para las eficiencias del intercambiador del Cryocooler para un coeficiente de Dobson - Chato $\varepsilon_{CHX\ htc\ x1}$ y para el coeficiente multiplicado por un factor de 0,5 $\varepsilon_{CHX\ htc\ x0,5}$.

A.2. Intercambiador de calor del Recuperador

A continuación se presentan los resultados obtenidos para el dimensionamiento del intercambiador del Recuperador.

Tabla A.1: Resumen de los resultados para los intercambiadores de calor del Cryocooler y del Recuperador.

$T_{out,hot,RHX}$	157,3 [K]
ε_{RHX}	75,66 %
L (Recuperador)	6,8 [m]

A.3. Sección de medición

A continuación se muestran los resultados de la sección de medición del coeficiente de transferencia de calor.

A.3.1. Cambio de diámetro

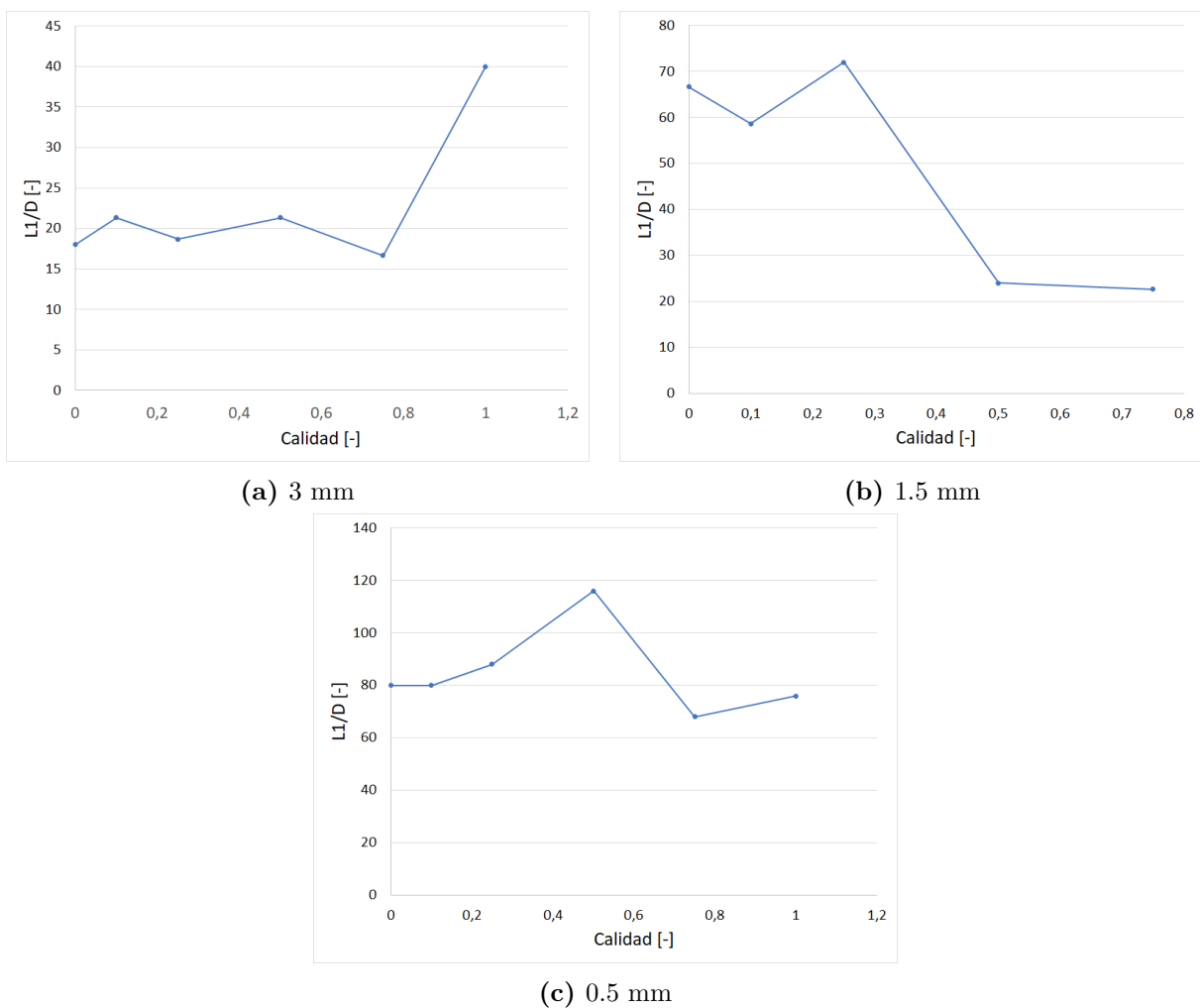


Figura A.3: Gráficos de longitud de desarrollo (relativo al diámetro d la tubería) L_1/D en función de la calidad de la mezcla para una tubería de diámetro: (a) 3 [mm], (b) 1,5 [mm] y (c) 0,5 [mm].

Nota: para las calidades de 0 a 0,25 para el diámetro 1,5 [mm] y las calidades de 0 a 0,5 para el diámetro de 0,5 [mm] se muestran resultados de longitud relativa de desarrollo $L1/D$ para flujos en régimen laminar, los cuales serán descartados al esperarse un comportamiento turbulento del flujo real, debido al comportamiento de los flujos bifásicos que tienden a acelerarse en mayor medida que los monofásicos.

A.3.2. Toma de presión

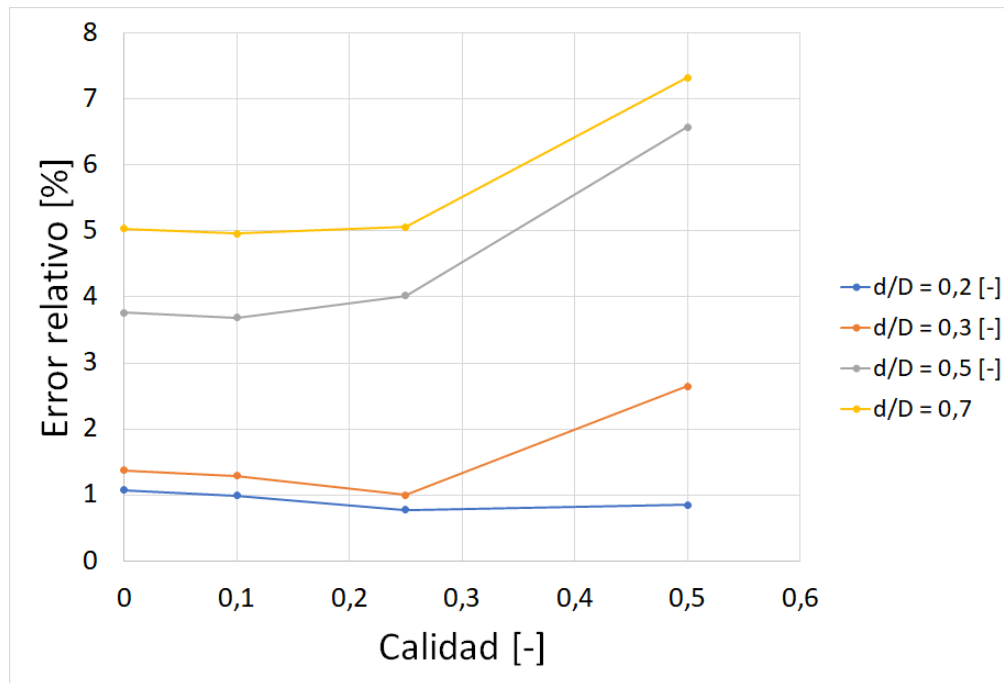
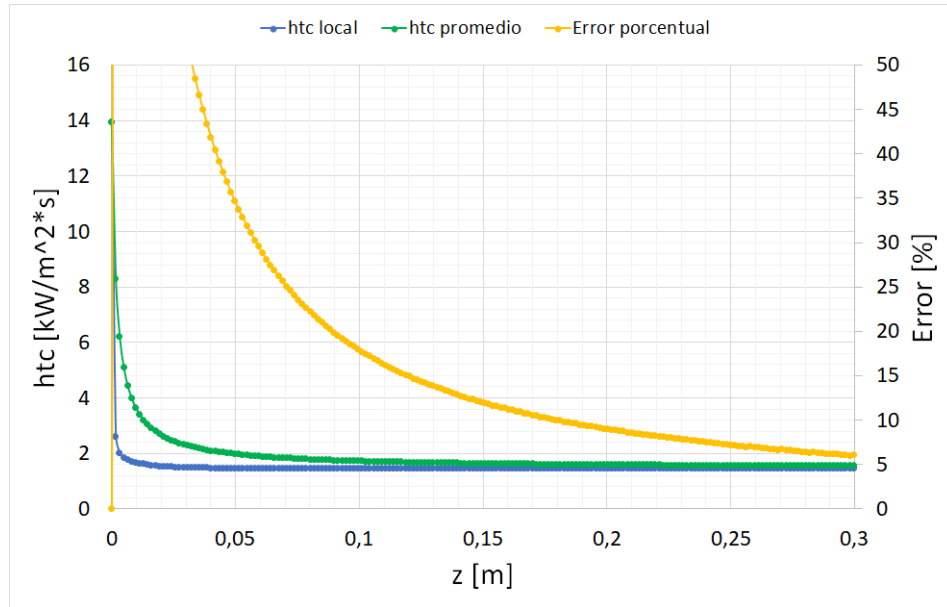
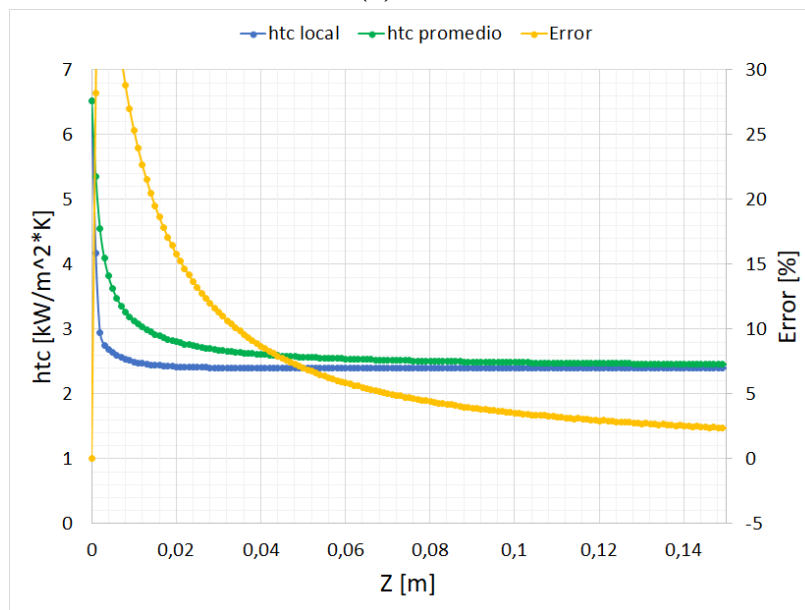


Figura A.4: Gráfico del error relativo de la presión en función de la calidad de la mezcla para distintos diámetros relativos de la toma de presión d/D .

A.3.3. Región activa de medición

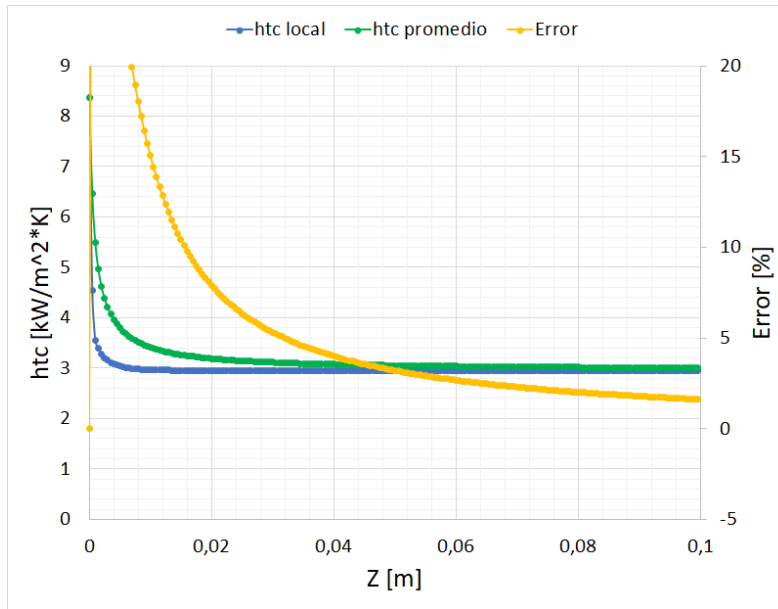


(a) 3 mm



(b) 1,5 mm

Figura A.5: Gráfico del coeficiente local de transferencia (azul), el coeficiente promedio (verde) y el error porcentual entre ambos (amarillo) en función del largo de la tubería de diámetro: (a) 3 [mm] y (b) 1,5 [mm].



(a) 0,5 mm

Figura A.6: Gráfico del coeficiente local de transferencia (azul), el coeficiente promedio (verde) y el error porcentual entre ambos (amarillo) en función del largo de la tubería de diámetro 0,5 [mm].

A.3.4. Cantidad de calor a remover de la mezcla

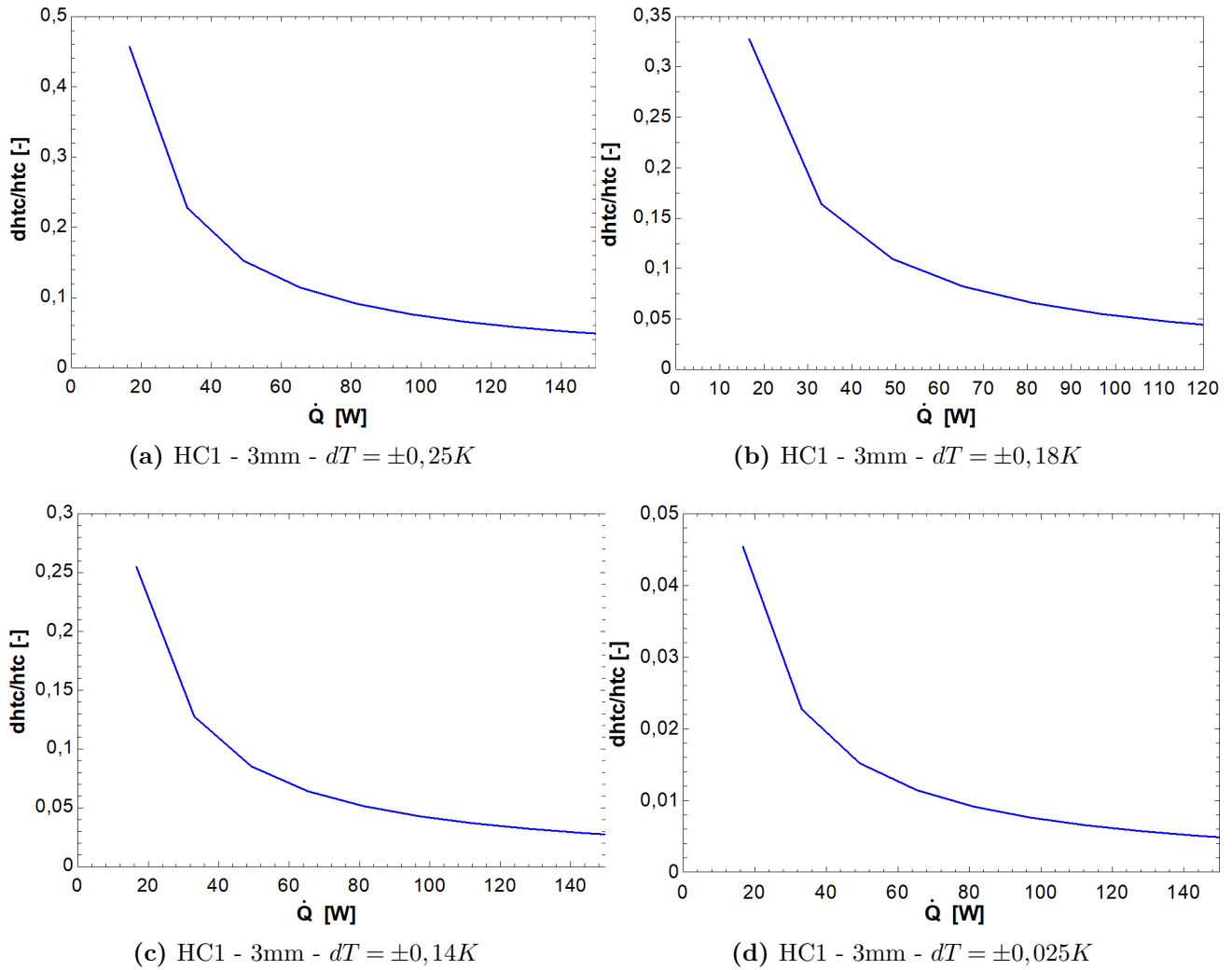
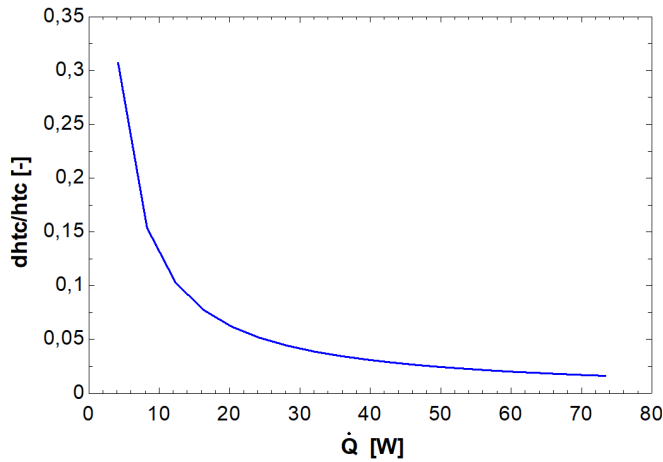
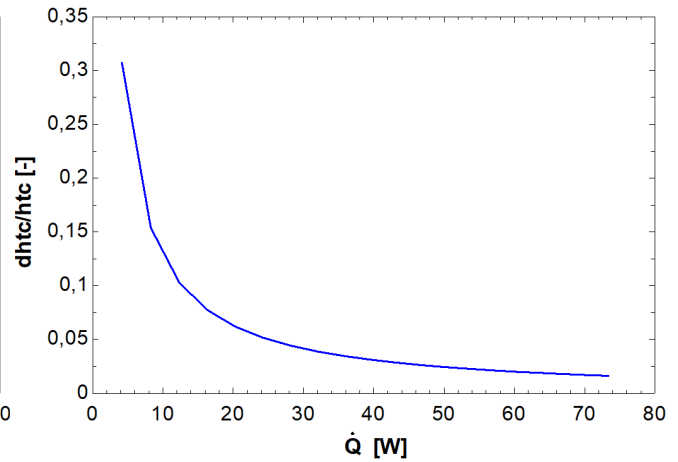


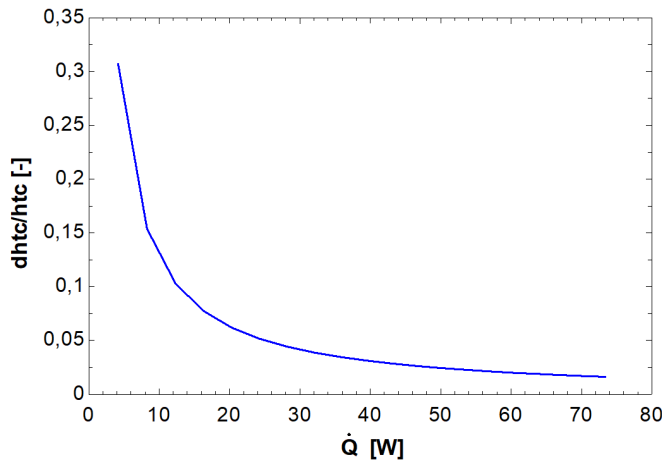
Figura A.7: Gráfico de la incertidumbre relativa ($\delta htc/htc$) en función del calor removido de la mezcla HC-1 para un flujo másico de $250 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$, un diámetro de tubería de 3 [mm] y una incertidumbre de los PRT de (a) $\pm 0,25 \text{ [K]}$, (b) $\pm 0,18 \text{ [K]}$, (c) $\pm 0,14 \text{ [K]}$ y (d) $\pm 0,025 \text{ [K]}$.



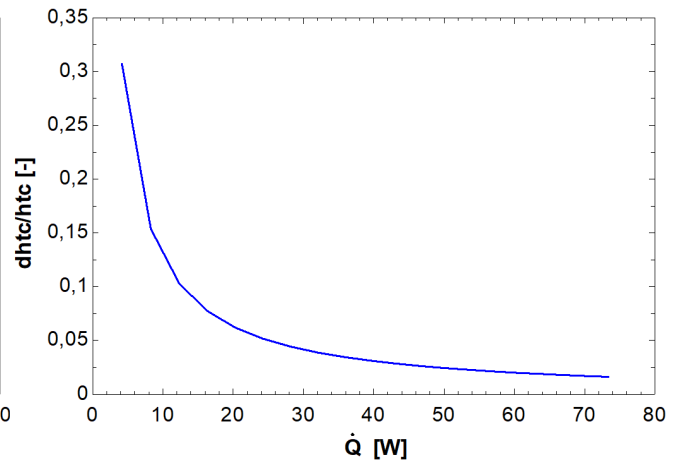
(a) HC1 - 1,5mm - $dT = \pm 0,25K$



(b) HC1 - 1,5mm - $dT = \pm 0,18K$

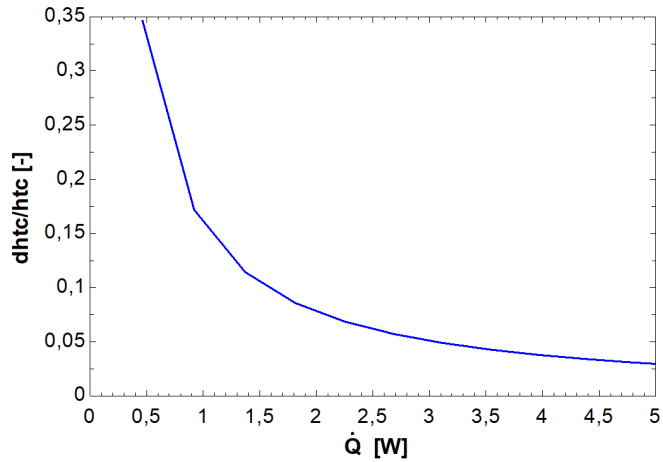


(c) HC1 - 1,5mm - $dT = \pm 0,14K$

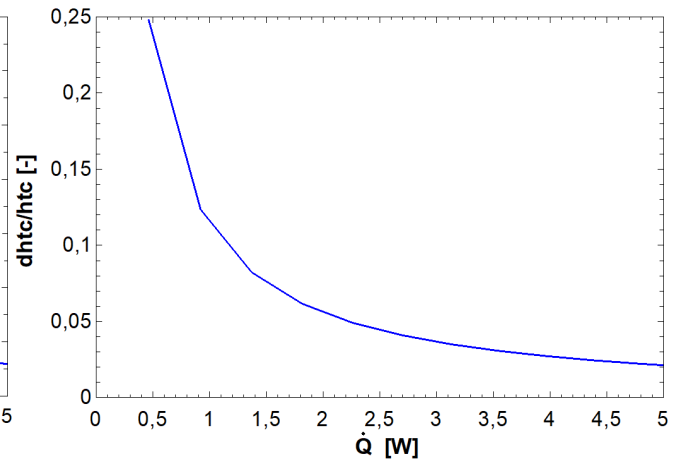


(d) HC1 - 1,5mm - $dT = \pm 0,025K$

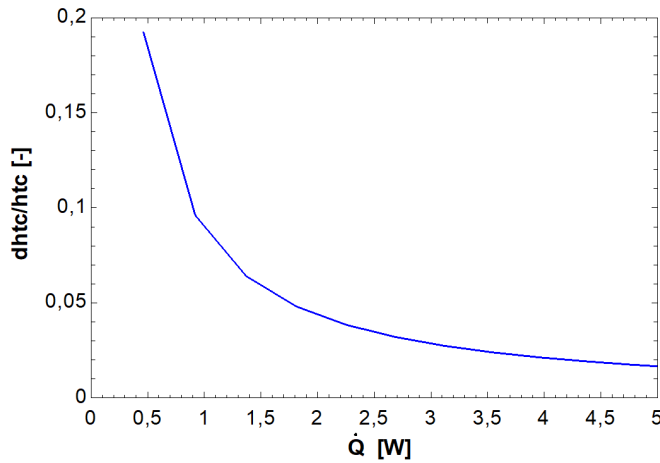
Figura A.8: Gráfico de la incertidumbre relativa ($\delta h_{tc}/h_{tc}$) en función del calor removido de la mezcla HC-1 para un flujo másico de $250 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$, un diámetro de tubería de $1,5 \text{ [mm]}$ y una incertidumbre de los PRT de (a) $\pm 0,25 \text{ [K]}$, (b) $\pm 0,18 \text{ [K]}$, (c) $\pm 0,14 \text{ [K]}$ y (d) $\pm 0,025 \text{ [K]}$.



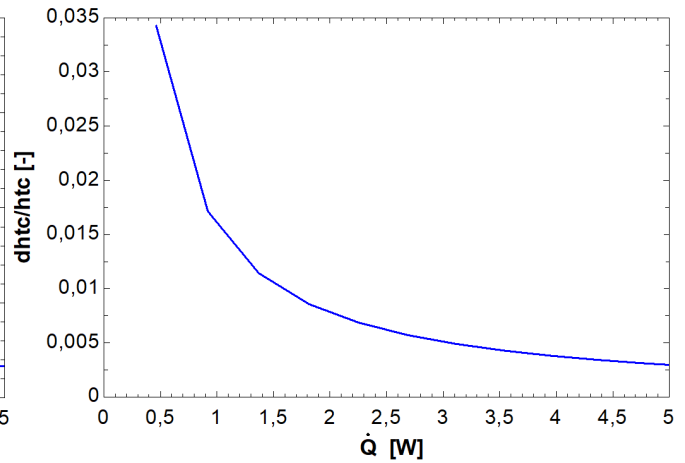
(a) HC1 - 0,5mm - $dT = \pm 0,25K$



(b) HC1 - 0,5mm - $dT = \pm 0,18K$

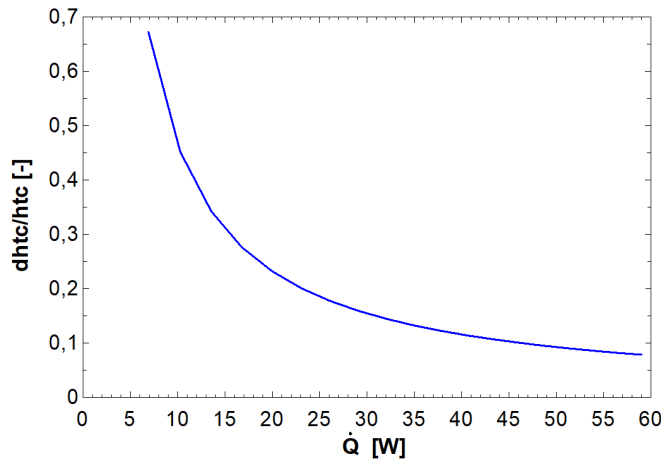


(c) HC1 - 0,5mm - $dT = \pm 0,14K$

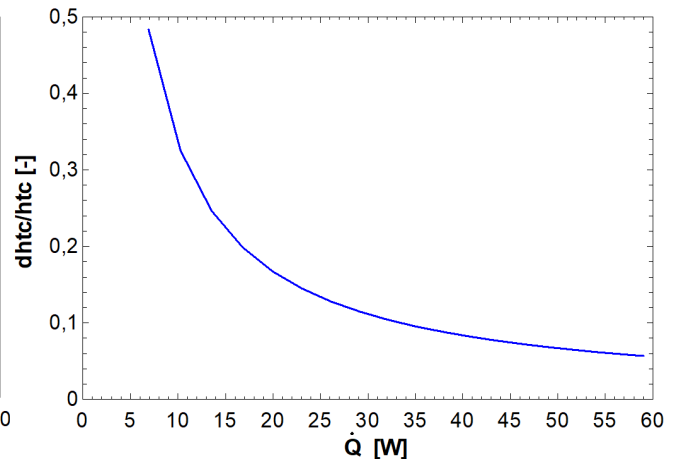


(d) HC1 - 0,5mm - $dT = \pm 0,025K$

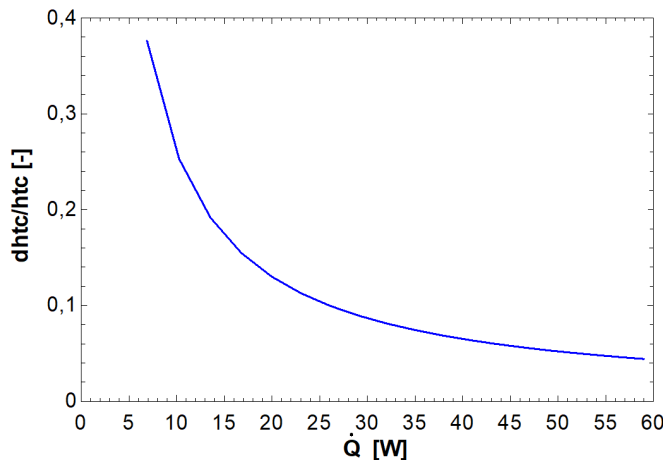
Figura A.9: Gráfico de la incertidumbre relativa ($\delta htc/htc$) en función del calor removido de la mezcla HC-1 para un flujo másico de $250 [kg/m^2s]$, un diámetro de tubería de $0,5 [mm]$ y una incertidumbre de los PRT de (a) $\pm 0,25 [K]$, (b) $\pm 0,18 [K]$, (c) $\pm 0,14 [K]$ y (d) $\pm 0,025 [K]$.



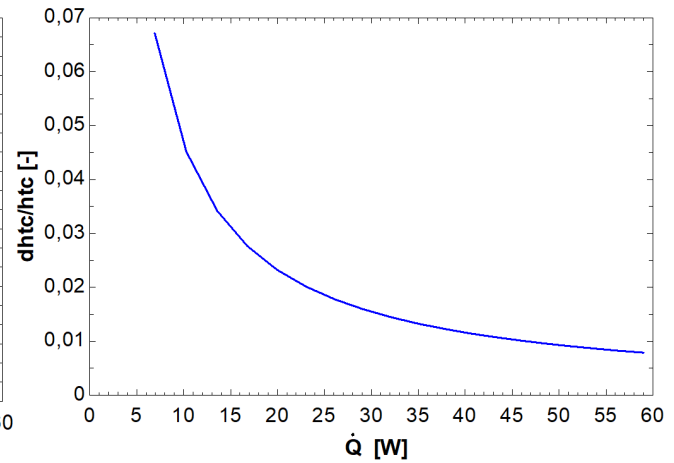
(a) RS1 - 3 mm - $dT = \pm 0,25K$



(b) RS1 - 3 mm - $dT = \pm 0,18K$



(c) RS1 - 3 mm - $dT = \pm 0,14K$



(d) RS1 - 3 mm - $dT = \pm 0,025K$

Figura A.10: Gráfico de la incertidumbre relativa ($\delta h_{tc}/h_{tc}$) en función del calor removido de la mezcla RS-1 para un flujo másico de $250 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$, un diámetro de tubería de 3 [mm] y una incertidumbre de los PRT de (a) $\pm 0,25 \text{ [K]}$, (b) $\pm 0,18 \text{ [K]}$, (c) $\pm 0,14 \text{ [K]}$ y (d) $\pm 0,025 \text{ [K]}$.

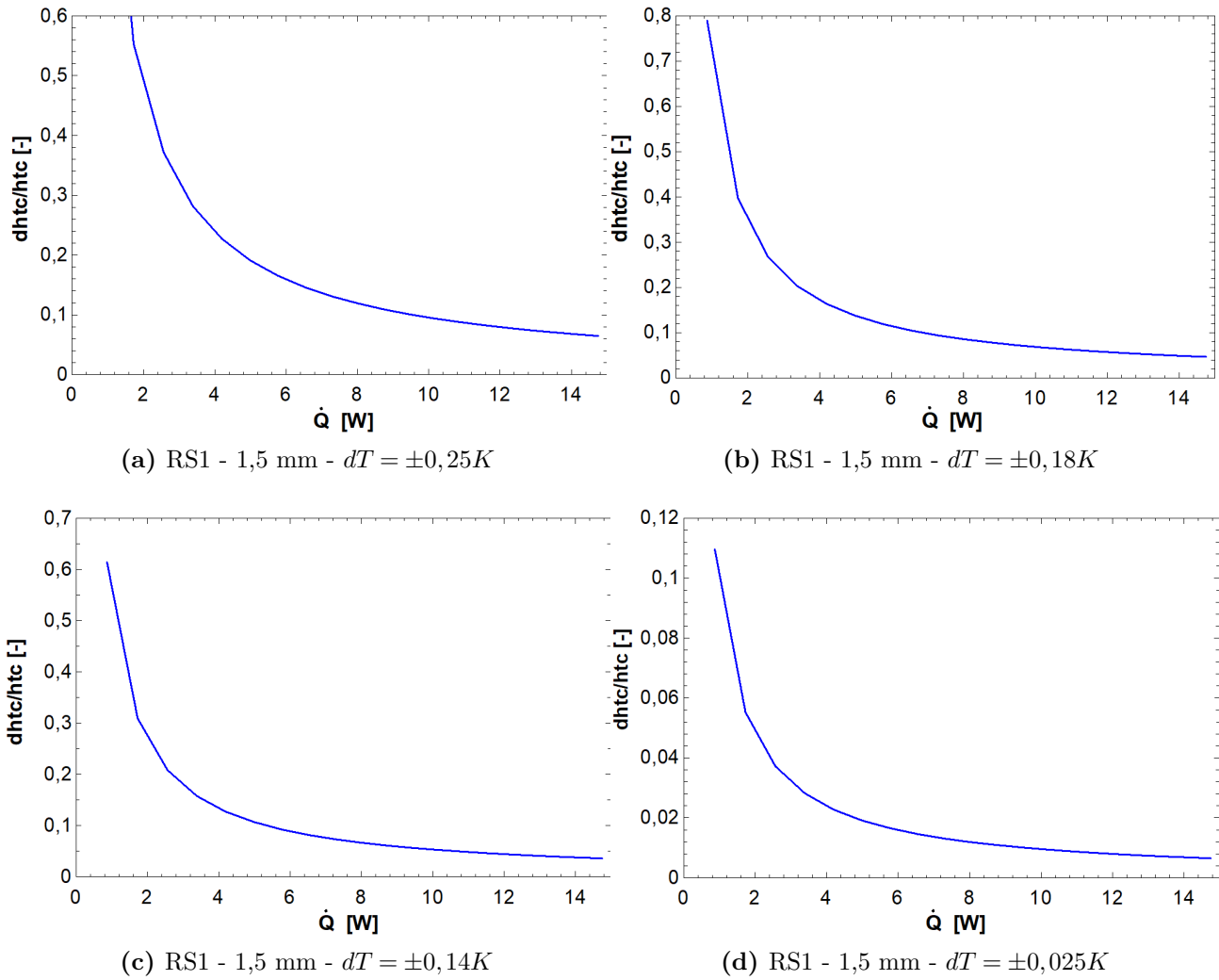


Figura A.11: Gráfico de la incertidumbre relativa ($\delta htc/htc$) en función del calor removido de la mezcla RS-1 para un flujo másico de $250 [kg/m^2s]$, un diámetro de tubería de $1,5 [mm]$ y una incertidumbre de los PRT de (a) $\pm 0,25 [K]$, (b) $\pm 0,18 [K]$, (c) $\pm 0,14 [K]$ y (d) $\pm 0,025 [K]$.

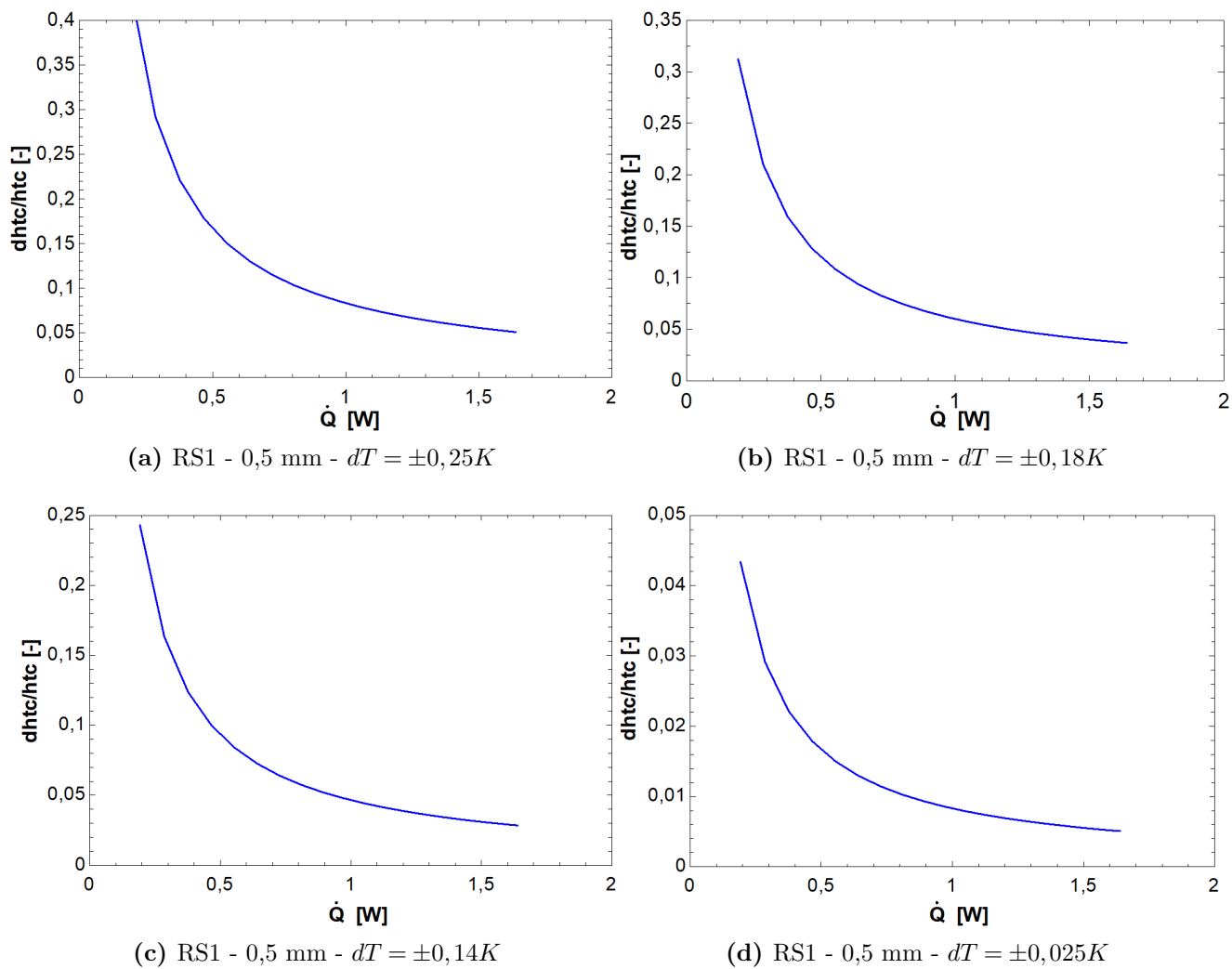


Figura A.12: Gráfico de la incertidumbre relativa ($\delta h_{tc}/h_{tc}$) en función del calor removido de la mezcla RS-1 para un flujo másico de $250 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$, un diámetro de tubería de $0,5 \text{ [mm]}$ y una incertidumbre de los PRT de: (a) $\pm 0,25 \text{ [K]}$, (b) $\pm 0,18 \text{ [K]}$, (c) $\pm 0,14 \text{ [K]}$ y (d) $\pm 0,025 \text{ [K]}$.

Anexo B

Anexo

B.1. Correlación de Dobson - Chato para coeficientes de transferencia de calor de fluidos en condensación

A continuación se detalla el procedimiento para calcular el coeficiente de transferencia de calor para un fluido en condensación en una tubería horizontal propuesto por Dobson y Chato [8].

Si, $G > 500 \left[\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right]$, se asume que el flujo estará en régimen anular, entonces:

$$htc = \underbrace{\frac{k_{l,sat}}{D} \cdot 0,023 Re_{D,l}^{0,8} Pr_{l,sat}^{0,4}}_{\text{Dittus-Boelter}} \underbrace{\left(1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}} \right)}_{\text{Multiplicador de dos fases}} \quad (\text{B.1})$$

Donde $k_{l,sat}$ es la conductividad térmica del fluido para líquido saturado, $Pr_{l,sat}$ es el número de Prandtl para líquido saturado y $Re_{D,l}$ es número de Reynolds del líquido superficial:

$$Re_{D,l} = \frac{GD(1-x)}{\mu_{l,sat}} \quad (\text{B.2})$$

El primer término de la ecuación (B.1) es la correlación propuesta por Dittus y Boelter para determinar coeficientes de transferencia de calor de fluidos en una fase. Esta correlación se multiplica por un factor de dos fases que modifica la ecuación para adaptarla mejor a una situación de flujo bifásico, utilizando para eso el parámetro de Lockhart Martinelli (X_{tt}):

$$X_{tt} = \sqrt{\frac{\rho_{v,sat}}{\rho_{l,sat}}} \cdot \left(\frac{\mu_{l,sat}}{\mu_{v,sat}} \right)^{0,1} \cdot \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0,9} \quad (\text{B.3})$$

Si, $G \leq 500 \left[\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right]$, el flujo puede presentarse de forma anular o con ondas, dependiendo del número de Froude modificado, el cual se calcula según las siguientes condiciones:

$$\text{Si } Re_{D,l} \leq 1250 \text{ , entonces } Fr_{mod} = \frac{0,025 Re_{D,l}^{1,59}}{Ga^{0,5}} \cdot \left(\frac{1 + 1,09 X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} \quad (\text{B.4})$$

$$\text{Si } Re_{D,l} > 1250 \text{ , entonces } Fr_{mod} = \frac{1,26 Re_{D,l}^{1,04}}{Ga^{0,5}} \cdot \left(\frac{1 + 1,09 X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} \quad (\text{B.5})$$

Donde Ga es el número de Galileo:

$$Ga = \frac{g \cdot \rho_{l,sat} (\rho_{l,sat} - \rho_{v,sat}) D^3}{\mu_{l,sat}^2} \quad (\text{B.6})$$

Si el número de Froude modificado (Fr_{mod}) es mayor a 20, se considera el flujo como anular y el coeficiente de transferencia de calor se calcula igual que en la ecuación (B.1).

Si el número de Froude modificado es menor a 20, el flujo se asume ondulado y el coeficiente se determina mediante:

$$htc = \left(\frac{k_{l,sat}}{D} \right) \left[\left(\frac{0,23}{1 + 1,11 X_{tt}^{0,58}} \right) \left(\frac{G \cdot D}{\mu_{v,sat}} \right)^{0,12} \left(\frac{\delta h}{C_{l,sat} (T_{sat} - T_{sup})} \right)^{0,25} Ga^{0,25} Pr_{l,sat}^{0,25} + A \cdot Nu_{fc} \right] \quad (\text{B.7})$$

Donde A es un parámetro relacionado con el ángulo desde la parte superior de la tubería al nivel del líquido:

$$A = \frac{\arccos(2 \cdot vf - 1)}{\pi} \quad (\text{B.8})$$

Donde vf es la fracción de vacío de la mezcla (fracción volumétrica ocupada por la fase gaseosa):

$$vf = \left[1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_{v,sat}}{\rho_{l,sat}} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{-1} \quad (\text{B.9})$$

El parámetro Nu_{fc} es un número de Nusselt relacionado a la convección forzada al fondo de la tubería:

$$Nu_{fc} = 0,0195 \cdot Re_{D,l}^{0,8} Pr_{l,sat}^{0,4} \sqrt{1,376 + \frac{C_1}{X_{tt} C_2}} \quad (\text{B.10})$$

Los parámetros C_1 y C_2 se evalúan en base al número de Froude (número de Froude no modificado):

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_{l,sat}^2 \cdot g \cdot D} \quad (B.11)$$

Donde g es la aceleración de gravedad. Luego, dependiendo del valor de este número, se obtienen los últimos parámetros necesarios:

$$\text{Si } Fr > 0,7 \rightarrow C_1 = 7,242 \text{ y } C_2 = 1,655 \quad (B.12)$$

$$\text{Si } Fr \leq 0,7 \rightarrow C_1 = 4,172 + 5,48Fr - 1,564Fr^2 \text{ y } C_2 = 1,773 - 0,169Fr \quad (B.13)$$

B.2. Correlación de Shah para coeficientes de transferencia de calor de fluidos en evaporación

A continuación se detalla el procedimiento para calcular el coeficiente de transferencia de calor para un fluido en evaporación propuesto por Shah [8].

La correlación de Shah calcula el coeficiente de transferencia de calor en evaporación mediante un coeficiente adimensional:

$$\widetilde{htc} = \frac{htc}{htc_l} \quad (B.14)$$

Donde htc es el coeficiente local del flujo en evaporación y htc_l es el coeficiente local de transferencia de calor que habría si sólo estuviera presente la fase líquida del flujo bifásico. Éste coeficiente se calcula mediante la correlación de Gnielinski:

$$htc_l = \left[\frac{\left(\frac{f_l}{8}\right) (Re_{D,l} - 1,000) Pr_{l,sat}}{1 + 12,7 \left(Pr_{l,sat}^{2/3} - 1\right) \sqrt{\frac{f_l}{8}}} \right] \cdot \left(\frac{k_{l,sat}}{D}\right) \quad (B.15)$$

Donde Re_D , es el número de Reynolds del líquido superficial definido en (B.2). Para evaluar f_l se utiliza la correlación de Petukhov:

$$f_l = \frac{1}{\left[0,79 \ln(Re_{D,l}) - 1,64\right]^2} \quad (B.16)$$

Para calcular \widetilde{htc} , se definen primero los siguientes parámetros: el número de convección:

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} \sqrt{\frac{rho_{v,sat}}{rho_{l,sat}}} \quad (B.17)$$

El número de ebullición:

$$Bo = \frac{q_s''}{G \cdot \Delta h_{vap}} \quad (B.18)$$

Con $\Delta h_{vap} = h_{v,sat} - h_{l,sat}$ es la entalpía de vaporización. El número de Froude (ecuación (B.11)) y el parámetro N que se calcula:

$$N = \begin{cases} Co \text{ para tubos verticales con } Fr > 0,04 \\ 0,38 \cdot Co \cdot Fr^{-0,3} \text{ para tubos horizontales con } Fr \leq 0,04 \end{cases} \quad (B.19)$$

Luego, se calculan los siguientes valores:

$$\widetilde{htc}_{cb} = 1,8N^{-0,8} \quad (B.20)$$

$$\widetilde{htc}_{nb} = \begin{cases} 230\sqrt{Bo}, Bo \geq 0,3 \cdot 10^{-4} \\ 1 + 46\sqrt{Bo}, Bo < 0,3 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad (B.21)$$

$$\widetilde{htc}_{bs,1} = \begin{cases} 14,7\sqrt{Bo} \cdot \exp(2,74N^{-0,1}), Bo \geq 11 \cdot 10^{-4} \\ 15,43\sqrt{Bo} \cdot \exp(2,74N^{-0,1}), Bo < 11 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad (B.22)$$

$$\widetilde{htc}_{bs,2} = \begin{cases} 14,7\sqrt{Bo} \cdot \exp(2,74N^{-0,15}), Bo \geq 11 \cdot 10^{-4} \\ 15,43\sqrt{Bo} \cdot \exp(2,74N^{-0,15}), Bo < 11 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad (B.23)$$

$$\widetilde{htc} = \begin{cases} \max(\widetilde{htc}_{cb}; \widetilde{htc}_{bs,2}, N \leq 0,1 \\ \max(\widetilde{htc}_{cb}; \widetilde{htc}_{bs,1}, 0,1 < N \leq 1 \\ \max(\widetilde{htc}_{cb}; \widetilde{htc}_{nb}, N \geq 1 \end{cases} \quad (B.24)$$

Finalmente, el coeficiente de transferencia de calor en evaporación se calcula:

$$htc = \widetilde{htc} \cdot htc_f \quad (B.25)$$