



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Química

Diseño de un intercambiador de calor
multicorriente para una instalación de
licuefacción de GNL

Autora: Rodríguez Vitores, Sara

Tutores: Mato Chaín, Fidel

Alonso Sánchez, Esther

**Departamento de Ingeniería Química y Tecnología
del medio ambiente**

Valladolid, septiembre 2019

RESUMEN

Este trabajo parte de un proceso de licuefacción de GN que trabaja con 10^9 Nm³/a desarrollado por Soave (2016). El objetivo es reemplazar el intercambiador de calor del proceso por uno más eficiente, que trabaje con un flujo de refrigerante menor, reduciendo así los costes de operación y las emisiones de CO₂ de la planta.

Para ello, se ha llevado a cabo una simulación completa del proceso con MatLab con el objetivo de definir detalladamente todas las corrientes. Posteriormente se procedió a analizar térmicamente el proceso basándose en las curvas compuestas y grand compuestas usadas en las tecnologías del Pinch, para determinar el flujo mínimo que permite la viabilidad térmica del proceso. Para un flujo ligeramente superior al mínimo se ha realizado un diseño térmico con una red binaria de siete intercambiadores y un diseño mecánico del intercambiador multicorriente de placas y aletas mediante el software Aspen HYSYS® EDR.

Palabras clave

GNL, Proceso de licuefacción de GN, Análisis energético, Optimización, Intercambiador de placas y aletas.

(GNL: Gas natural licuado; GN: Gas natural)

ABSTRACT

This work explores the NG liquefaction process which works with 10^9 Nm³/a previously developed by Soave (2016). The objective is the replacement of the plate and fin heat exchanger that the liquefaction process employs with a more efficient newer one working with a lower refrigerant flow, thus reducing operational costs and CO₂ emissions.

To achieve this objective, a complete simulation of the process, using MatLab, was carried out in order to detail all the heat exchanger inlet and outlet streams. After the simulation, a process thermal analysis based on Pinch technology composite and grand composite curves was performed to determine the minimum thermally viable flow rate. For a flow rate slightly higher than the minimum, the thermal design as a binary network formed by seven heat ideal exchangers and the mechanical design of a multistream heat exchanger using the commercial software Aspen HYSYS® EDR was implemented.

Keywords

LNG, NG liquefaction process, Energy analysis, Optimization, Plate&fin heat exchanger.

(LNG: Liquefied natural gas; NG: Natural gas)

ÍNDICE

RESUMEN.....	3
Palabras clave.....	3
ABSTRACT	3
Keywords.....	4
INDICE DE FIGURAS.....	7
INDICE DE TABLAS.....	10
INTRODUCCIÓN.....	11
1. Introducción a los procesos de licuefacción-regasificación de GN.....	11
2. Contextualización del TFG.....	14
OBJETIVOS.....	15
DESARROLLO	16
1. Descripción del proceso.....	16
2. Corrientes del proceso	20
3. Curvas de las corrientes del proceso	20
4. Curvas compuestas del proceso	23
5. Ciclo de refrigeración	26
6. Curvas compuestas combinadas del proceso.....	31
7. Análisis energético	33
8. Cálculo del flujo de refrigeración mínimo	37
9. Red binaria.....	42
10. Diseño mecánico	54
10.1. Simulación Aspen HYSYS® EDR	55

10.2.	Diseño térmico	57
10.3.	Resultados del diseño mecánico con Aspen HYSYS® EDR.	62
CONCLUSIONES		66
BIBLIOGRAFÍA		67
ANEXOS		69
ANEXO 1: Tablas de temperatura vs. flujo de entalpía.		69
1.1.	Tabla temperatura vs. flujo de entalpía para el metano a 30 bar	69
1.2.	Tabla temperatura vs. flujo de entalpía para el metano a 1 bar.	72
1.3.	Tabla temperatura vs. flujo de entalpía para el isopentano (2-metil - butano) a 1 bar.	75
1.4.	Tabla temperatura vs. flujo de entalpía para la mezcla (0,6/0,4 en moles metano/propano) a 30 bar.	77
1.5.	Tabla temperatura vs. flujo de entalpía para la mezcla (0,6/0,4 en moles metano/propano) a 1 bar.	78
ANEXO 2: Modelo termodinámico: ecuación de estado de Soave-Redlich-Kwong.		79
2.1.	SRK – Componentes puros	79
2.2.	SRK – Sistemas multicomponentes	80
ANEXO 3: Material complementario		81

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Flow diagram of single mixed refrigerant (SMR) liquefaction process. (He et al., 2018).....	12
Figura 2. Intercambiador de aletas y placas. (li-ye 1990).....	13
Figura 3. PFD del proceso propuesto por Soave (2016).	17
Figura 4. Diagrama de flujo del proceso (PFD).....	18
Figura 5. Curva de enfriamiento de la corriente de alimentación.	21
Figura 6. Curva de enfriamiento de la corriente de off gas.....	22
Figura 7. Curva de enfriamiento de la corriente de isopentano.	22
Figura 8. Curvas compuestas de las Corrientes del proceso para $\Delta T_{min} = 1,7K$	23
Figura 9. Curvas de enfriamiento de off gas y alimentación para el extremo frío.....	24
Figura 10. Curva grand compuesta de las Corrientes del proceso para un $\Delta T_{min} = 1,7K$	25
Figura 11. Diagrama de flujo del ciclo de refrigeración.....	26
Figura 12. Curva de enfriamiento del condensador.	30
Figura 13. Curva de enfriamiento del evaporador.	31
Figura 14. Curva compuesta combinada de las corrientes del proceso y servicios auxiliares para un $\Delta T_{min} = 1,7K$	32
Figura 15. GCC de las Corrientes de proceso y servicios auxiliares para un $\Delta T_{min} = 1,7K$	33
Figura 16. GCC del proceso y curvas del evaporador y condensador para el flujo original para $\Delta T_{min} = 1,7K$	35
Figura 17. Diagrama de flujo de un proceso de licuefacción en cascada con tres niveles de presión. (Lee, Smith and Zhu 2002).....	36
Figura 18. Curva grand compuesta del proceso y curvas del evaporador y condensador para el flujo original y para el flujo mínimo de proceso (45.05% del original) para $\Delta T_{min} = 1,7K$	38

Figura 19. Curva compuesta combinada de las curvas del proceso y servicios auxiliares para el flujo mínimo de proceso y $\Delta T_{min} = 1,7K$	39
Figura 20. Curva grand compuesta combinada de las curvas del proceso y servicios auxiliares para el flujo mínimo de proceso y $\Delta T_{min} = 1,7K$	39
Figura 21. Curva compuesta combinada de las curvas del proceso y servicios auxiliares para el flujo mínimo global y $\Delta T_{min} = 1,7K$	40
Figura 22. Curva grand compuesta combinada de las curvas del proceso y servicios auxiliares para el flujo mínimo global y $\Delta T_{min} = 1,7K$	40
Figura 23. Curva grand compuesta y curvas del evaporador y condensador para el flujo original y el mínimo global (78,057% del original) para $\Delta T_{min} = 1,7K$	41
Figura 24. Curva grand compuesta y curvas del evaporador y condensador para el 85% y 90% del flujo original para $\Delta T_{min} = 1,7K$	41
Figura 25. Esquema de la red binaria propuesta.	44
Figura 26. Red binaria para un 90% del flujo original y máximo flujo térmico en HX2. .	45
Figura 27. Red binaria para un 85% del flujo original y máximo flujo térmico en HX2. .	45
Figura 28. Perfil de temperaturas de HX3 para el mínimo flujo térmico de HX2 para $\Delta T_{min} = 1,7K$	46
Figura 29. Red binaria para un 90% del flujo original y mínimo flujo térmico en HX2. .	47
Figura 30. Red binaria para un 85% del flujo original y mínimo flujo térmico en HX2. .	47
Figura 31. Red binaria para el flujo mínimo absoluto (84,050% del flujo original).	48
Figura 32. Red binaria para un 85% del flujo original y flujo térmico medio en HX2.	48
Figura 33. Perfil de temperaturas de HX1 para un 85% del flujo original, flujo térmico medio en HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$	49
Figura 34. Perfil de temperaturas de HX2 para un 85% del flujo original, flujo térmico medio en HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$	49
Figura 35. Perfil de temperaturas de HX3 para un 85% del flujo original, flujo térmico medio en HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$	50

Figura 36. Perfil de temperaturas de HX4 para un 85% del flujo original, flujo térmico medio en HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$	50
Figura 37. Perfil de temperaturas de HX5 para un 85% del flujo original, flujo térmico medio en HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$	51
Figura 38. Perfil de temperaturas de HX6 para un 85% del flujo original, flujo térmico medio en HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$	51
Figura 39. Perfil de temperaturas de HX7 para un 85% del flujo original, flujo térmico medio en HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$	52
Figura 40. Perfil de temperaturas del conjunto de intercambiadores binarios para un 85% del flujo original, un valor medio del flujo térmico de HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$	53
Figura 41. Diagrama de flujo del intercambiador de calor con un 85% del flujo original.	55
Figura 42. Esquema del intercambiador de calor utilizado por Aspen HYSYS®.	56
Figura 43. Curvas compuestas combinadas de las corrientes del proceso y servicios auxiliares dadas por Aspen HYSYS® EDR.	58
Figura 44. Perfil de temperatura de la corriente de alimentación.....	58
Figura 45. Perfil de temperatura de la corriente de off gas.....	59
Figura 46. Perfil de temperatura de la corriente de isopentano.....	59
Figura 47. Perfil de temperatura del evaporador.....	59
Figura 48. Perfil de temperatura del condensador.....	60
Figura 49. Perfil de presiones de la corriente de alimentación.....	60
Figura 50. Perfil de presiones de la corriente de off gas.....	61
Figura 51. Perfil de presiones de la corriente de isopentano.	61
Figura 52. Perfil de presiones del evaporador.	61
Figura 53. Perfil de presiones del condensador.	62
Figura 54. Plano de dimensiones generales del intercambiador.	63

Figura 55. Tipos de aletas comúnmente empleados. (a) Plain fin (b) Offset fin (c) Louvered fin (d) Wavy fin. (Wang, et. al., 2017)63

Figura 56. Ejemplo de varias capas distribuidas en un intercambiador de calor para GN licuado.....64

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Tabla de Corrientes del proceso.19

Tabla 2. Tabla de Corrientes del ciclo de refrigeración.27

Tabla 3. Temperaturas de salida modificadas por EDR.57

Tabla 4. Condiciones de salida de todas las corrientes para el nuevo intercambiador.57

INTRODUCCIÓN

1. Introducción a los procesos de licuefacción-regasificación de GN.

El uso de los combustibles fósiles y en particular del GN como combustible industrial se ha visto incrementado en los últimos años. Su crecimiento actual es el mayor del mercado energético mundial y se prevé que supere el uso del carbón en 2035. Esto es debido principalmente a su elevada densidad energética, a la facilidad de transporte (en estado líquido el volumen del GN se reduce hasta 600 veces) y a las reducidas emisiones de CO₂ producidas durante su combustión en comparación con otros combustibles (He et al. 2018).

Sin embargo, existen varias etapas críticas que determinan la viabilidad económica de los procesos de licuefacción-gasificación del GN. Una de ellas es la etapa de transporte ya que el GN debe ser transportado de forma económicamente viable a través de distancias de hasta 2000 millas, en el caso de las instalaciones de costa, o 700 millas en el caso de las estaciones de licuefacción situadas en alta mar (Sahay and Ierapetritou 2009).

A esto se suma el coste de la etapa de licuefacción que supone aproximadamente la mitad del coste de operación de la planta. Por ello, el equipo más relevante de todo el proceso de licuefacción-gasificación es el intercambiador de calor criogénico multicorriente utilizado en el proceso de licuefacción que supone alrededor de un 20-30% del coste de inversión de la planta (Pacio and Dorao 2011).

En términos de costes de operación la energía consumida por los compresores es el factor determinante en la viabilidad de la planta. Sin embargo, es necesario tener en cuenta que la energía consumida en la etapa de compresión viene dada tanto por la eficacia de los compresores como por las condiciones de transmisión de calor en el intercambiador. De manera que los costes de operación vienen determinados principalmente por dos factores: el flujo másico de refrigerante utilizado, que influye de manera aproximadamente proporcional en el gasto de compresión; y la adecuación de la curva de calentamiento (incluyendo evaporación) del refrigerante a la curva de enfriamiento (incluyendo condensación) del GN. Puesto que las condiciones de presión, temperatura y flujo de entalpía de la curva de enfriamiento/condensación de la corriente de alimentación de GN son fijas, cuanto más alejadas se encuentren las curvas de enfriamiento y calentamiento, menor será la temperatura de evaporación del refrigerante y mayor será el salto de presión que deberán restaurar los compresores debido a que la transmisión de calor a través de un gradiente de temperatura mayor conlleva una mayor destrucción de exergía.

Esto convierte al intercambiador de calor en uno de los equipos determinantes en el coste de la planta, tanto en términos de inversión inicial como de operación. Por ello es necesario una eficiencia elevada (del 90% o superior (Pacio and Dorao, 2011)) ya que pequeñas mejoras en su eficacia se traducen en ahorros energéticos significativos, los cuales reducen notablemente los costes de operación y la cantidad de CO₂ emitida a la atmósfera (He et al. 2018).

Por esta razón, en los últimos años se han publicado numerosos artículos con el objetivo de minimizar la energía necesaria e incrementar la seguridad de los intercambiadores de calor de las plantas de licuefacción, la mayoría de ellos a partir de 2004. De estos artículos la mayoría están enfocados a las instalaciones en tierra firme siendo únicamente un 20% sobre instalaciones en alta mar (He et al. 2018).

Profundizando en las instalaciones de mar abierto, que son las que se van a tratar durante el desarrollo de este trabajo, el método de refrigeración más aceptado es “Mixed refrigerant” que consiste en un único ciclo de refrigeración como el mostrado en Figura 1 utilizando como refrigerante una mezcla de compuestos formulada de tal forma que el área comprendida entre la curvas compuestas caliente y fría (Temperatura vs. flujo de entalpía, o T vs. ΔH) sea mínimo, lo que permite un ahorro energético considerable, con el consiguiente ahorro económico (He et al. 2018).

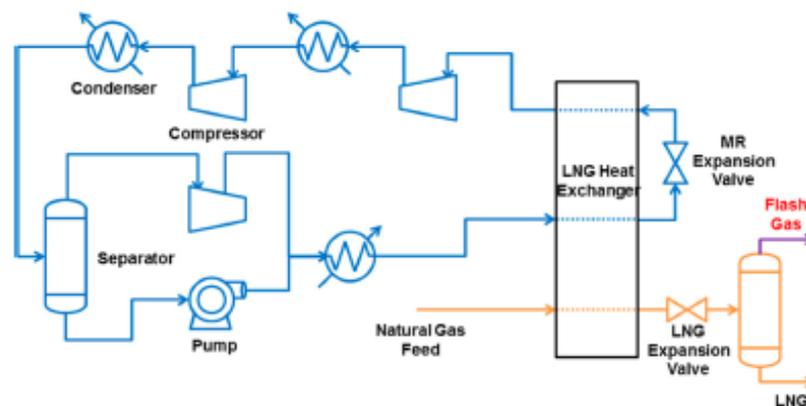


Figura 1. Flow diagram of single mixed refrigerant (SMR) liquefaction process. (He et al., 2018).

En cuanto al tipo de intercambiador más utilizado en las instalaciones en alta mar es el intercambiador de aletas y placas debido a su reducido volumen y facilidad de transporte e instalación. El aluminio es el material más empleado para su construcción estando su uso tan extendido que incluso existe la “Brazed aluminium plate-fin exchanger manufactures association”(Pacio and Dorao 2011).

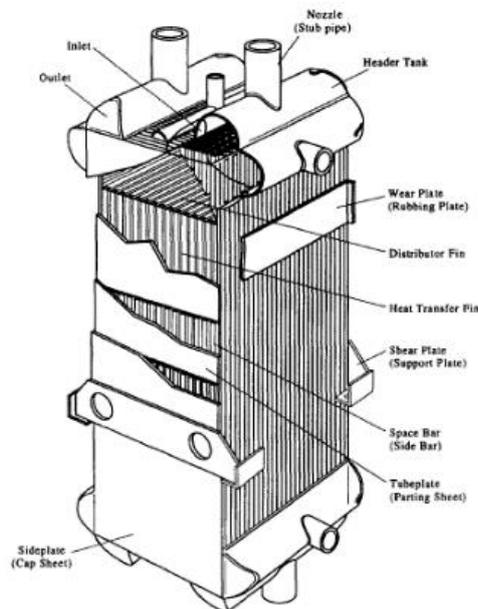


Figura 2. Intercambiador de aletas y placas. (li-ye 1990)

En el mercado de los intercambiadores de calor el intercambiador de placas y aletas es el más utilizado en los procesos criogénicos (Reay 1994). Según Pingaud (Computers Them. Engng 1989) miles de estos intercambiadores han sido instalados en los últimos 40 años y su crecimiento no se limita únicamente al sector criogénico, sino que abarca la totalidad del mercado energético.

Esto se debe a su sencillez y capacidad de compactación, lo que se traduce en una instalación más fácil en cuanto a estructura y tuberías y una menor necesidad de espacio y aislamiento que los intercambiadores “Coil and wound” utilizados en las instalaciones de licuefacción de GN en tierra (Pacio and Dorao 2011; Reay 1994). Además, en los intercambiadores de placas pueden combinarse hasta 10 corrientes diferentes en su interior y durante su limpieza se consume una menor cantidad de productos medioambientalmente indeseables, debido a su reducido volumen (Reay 1994).

Según Reay (1994) uno de los principales motivos por los que el uso de los intercambiadores de placas no está completamente extendido es por la falta de métodos de diseño fiables lo que repercute en un aumento del riesgo de inversión respecto a los convencionales intercambiadores de carcasa y tubos. Sin embargo, también afirma que gracias al desarrollo de las investigaciones en este campo debido al frecuente uso de estos intercambiadores en las estaciones de licuefacción de GN en alta mar en el futuro los intercambiadores de placas jugarán un papel importante en la industria debido a su potencial en el campo de las aplicaciones criogénicas. La investigación y el desarrollo en este campo es intensa

en la actualidad, pero el problema presenta una elevada dificultad y no puede considerarse resuelto (Wang et. al. 2017).

2. Contextualización del TFG.

Este trabajo parte de un proceso ya definido de una planta de licuefacción de 10^9 Nm³/a de gas natural (GN) operando a 8400 h/a propuesto por Soave (2016) y busca sustituir el intercambiador de calor de la etapa de licuefacción por uno más eficiente, reduciendo el flujo de refrigerante utilizado en dicho proceso.

A pesar de que la propuesta del autor se centra en el transporte simultáneo de GN y energía térmica mediante un vector material (isopentano), lo que aún no se ha implementado en las plantas de licuefacción existentes, los parámetros de operación se corresponden con valores habituales en las instalaciones de este sector de la industria, que el autor conoce muy bien. Es el detalle con el que se exponen dichos parámetros en el trabajo original lo que ha llevado a utilizar este proceso como base de este estudio.

Durante este estudio se mantendrán todos los equipos de la planta, a excepción del intercambiador de calor, y las composiciones y condiciones de presión y temperatura de todas las corrientes de la planta de acuerdo con las detalladas en el diagrama de flujo (PFD) propuesto por Soave, persiguiendo únicamente la modificación del flujo de la corriente auxiliar formada por una mezcla de propano y metano.

Para ello, se definirán completamente todas las corrientes de entrada y salida del intercambiador y se realizará el análisis térmico, mediante el método de las curvas compuestas y grand compuestas para encontrar el flujo mínimo que cumple con las condiciones del proceso, y finalmente un diseño mecánico preliminar utilizando el simulador Aspen HYSYS® EDR.

OBJETIVOS

En el hipotético escenario de sustitución del intercambiador de calor multicorriente de una planta modelo de licuefacción de gas natural por fallo irreparable, obsolescencia del equipo o reforma por mejora (revamping) se persigue:

- Llevar a cabo un análisis termodinámico del proceso dirigido a reducir en lo posible los costes de operación con respecto al caso base, la planta propuesta por Soave (2016).
- Para ello se necesitará el desarrollo de un modelo de simulación que reproduzca con fiabilidad las condiciones de operación de la planta original, como verificación, y permita calcular las relativas a las modificaciones
- Determinar el flujo mínimo de refrigerante necesario que cumple con las especificaciones del proceso para la planta propuesta por Soave desarrollando también un proceso general para otras condiciones cualquiera para este tipo de procesos.
- Diseñar térmica y mecánicamente el nuevo intercambiador multicorriente.

DESARROLLO

1. Descripción del proceso

El diseño del intercambiador multicorriente está basado en el proceso de licuefacción de GN propuesto por Soave (2016) y mostrado en la Figura 3. El objetivo de este proyecto es rediseñar el intercambiador de calor manteniendo las corrientes de proceso y sus condiciones de entrada y salida para analizar la posibilidad de realizar el mismo trabajo de forma más eficiente reduciendo el flujo de servicios auxiliares (calefacción y refrigeración) empleado. La disminución de estos flujos implicaría reducir el gasto de energía de compresión del sistema de refrigeración, con el consiguiente ahorro económico y reducción de la cantidad de CO₂ emitida.

Durante el análisis del proceso se conservarán todas las corrientes que intervienen en el proceso y todos los equipos existentes, con la excepción del intercambiador de calor. En la Figura 4 se muestra el diagrama de flujo de la parte del PFD original correspondiente a la etapa licuefacción del proceso que es en la que se centra este trabajo.

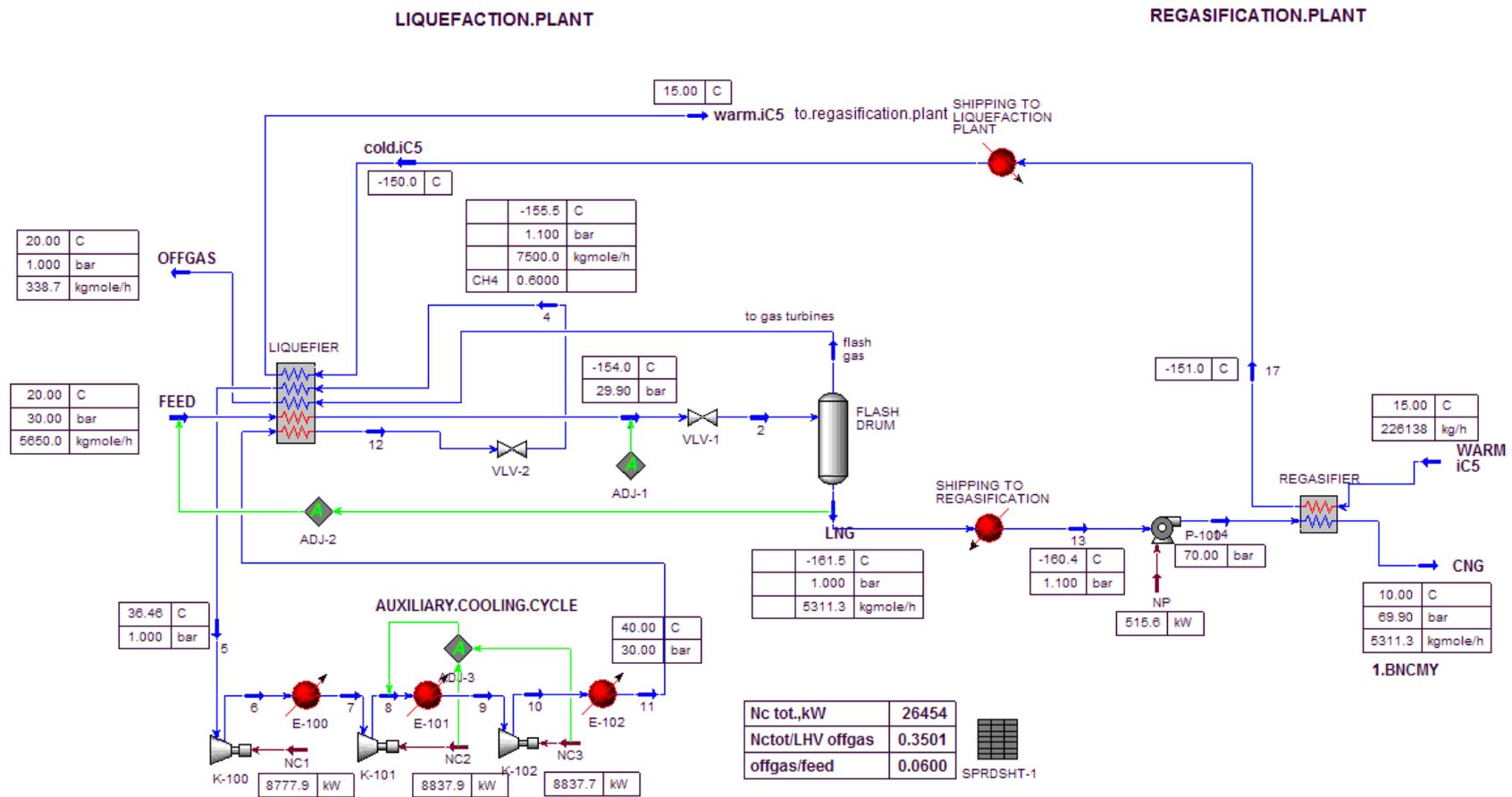


Figura 3. PFD del proceso propuesto por Soave (2016).

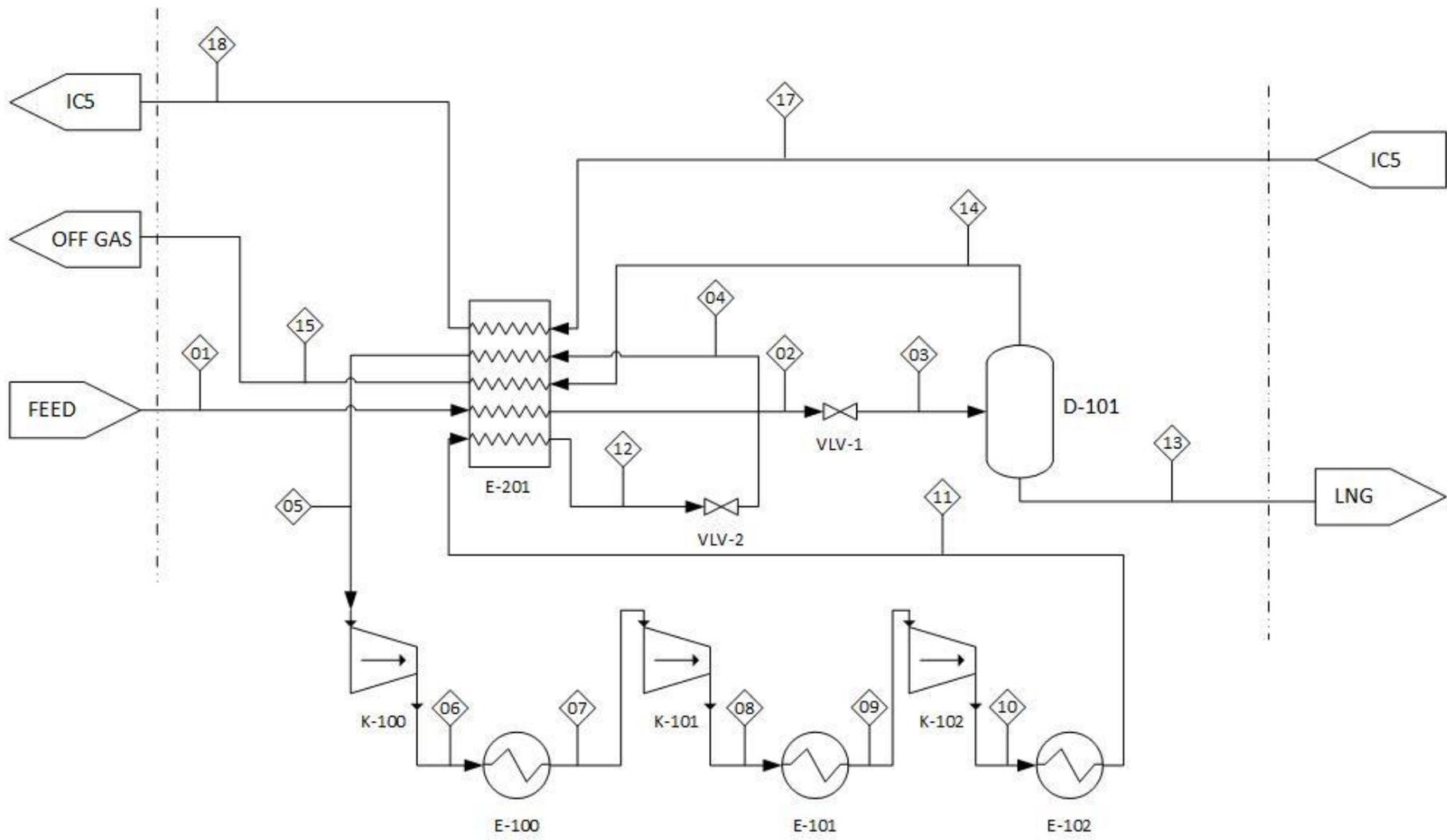


Figura 4. Diagrama de flujo del proceso (PFD).

Nº	1	2	4	5
Temperatura (°C)	20	-154	-155,5	36,46*
Presión (bar)	30	29,9	1,1	1
Flujo (kmol/h)	5650	5650	7500	7500
Flujo (kg/h)				
Composición (mol/mol)				
CH4	1	1	0,6	0,6
C3H8	0	0	0,4	0,4
C5H12	0	0	0	0

Nº	11	13	15	17	18
Temperatura (°C)	40	-161,5	20	-150	15
Presión (bar)	30	1	1		
Flujo (kmol/h)	7500	5211,3	338,7		
Flujo (kg/h)				226138	226138
Composición (mol/mol)					
CH4	0,6	1	1	0	0
C3H8	0,4	0	0	0	0
C5H12	0	0	0	1	1

Tabla 1. Tabla de Corrientes del proceso.

(*Temperatura proporcionada por el autor, difiere de la temperatura utilizada en los cálculos (20,44°C) según lo explicado en el apartado 5. *Ciclo de refrigeración*).

El objetivo del proceso es la licuefacción de la corriente de GN para su transporte a alta presión y baja temperatura (30 bar, -154°C) en barcos desde las plantas de extracción situadas en el mar hasta las plantas de regasificación ubicadas en la costa. En las plantas de regasificación el GN se comprime y se calienta hasta 10°C y 69,9 bar para enviarlo a través de gaseoductos hasta los puntos de consumo.

En el proceso propuesto por Soave el calor absorbido durante la regasificación por GN se aprovecha para enfriar una corriente de isopentano (iC5) que viaja como vector calorífico junto al GN licuado en los barcos. Esto aumenta la eficiencia del proceso de gasificación-licuefacción del GN ya que la corriente fría de isopentano (-150°C) es transportada hasta la planta de licuefacción donde se emplea como corriente fría para ayudar a condensar la corriente de alimentación de GN, reduciendo así el flujo de refrigerante utilizado y la energía consumida por los compresores.

2. Corrientes del proceso

La corriente de alimentación de GN entra a alta presión y temperatura ambiente (30 bar, 20°C) en el intercambiador de calor, del que sale a 29 bar y -154°C. A la salida del intercambiador la alimentación se expande en la válvula VLV-1 hasta una presión de 1 bar, condensando la mayor parte de ella. Mediante un proceso flash se separan las fases líquida y gas que se encuentran en equilibrio a 1 bar y -161,5°C.

La parte de la alimentación que ha condensado es la que se envía en los barcos metaneros a las plantas de regasificación para su regasificación y distribución.

Por el contrario, el GN que sigue en fase gaseosa tras el flash, denominado Off gas, se introduce de nuevo en el intercambiador de calor para aprovechar su baja temperatura. Entra como una corriente fría a 1 bar y -161,5°C, calentándose hasta 20°C a la salida. Posteriormente la corriente de Off gas, formada prácticamente en su totalidad por GN se utilizará como combustible en las turbinas de compresión.

La corriente de isopentano a 1 bar y -150°C enfriada durante la regasificación del GN también se introduce en el intercambiador como corriente fría saliendo a 1 bar y 15°C.

Los servicios auxiliares utilizados en el proceso forman parte de un mismo circuito de refrigeración en el que una corriente de refrigerante formada por una mezcla de metano y propano se comprime mediante compresores impulsados por turbinas en tres etapas consecutivas, con refrigeración intermedia entre ellas, para disminuir el trabajo de compresión. La corriente comprimida a la salida del tren de compresión a 30 bar y 40°C se introduce en el intercambiador como corriente caliente, saliendo a una temperatura y presión desconocidas en el PFD de la planta. Posteriormente esta corriente se expande en la válvula VLV-2 llegando a 1,1 bar y -155,5°C. En estas condiciones se vuelve a introducir en el intercambiador esta vez como corriente fría saliendo a 1 bar y 36,46°C de nuevo hacia el tren de compresión.

3. Curvas de las corrientes del proceso

En este apartado se detallan las corrientes del proceso (alimentación, off gas e isopentano) y sus variaciones de entalpía con la temperatura, conocidos sus flujos molares o másicos, detallados en la Tabla 1.

5650 kmol/h para la alimentación.

338,7 kmol/h para la corriente de off gas.

226138 kg/h para el isopentano.

El GN está compuesto por metano en un porcentaje elevado y en este caso el autor de la propuesta considera que todas sus propiedades son iguales a las del metano puro para simplificar los cálculos. Asimismo, se admite que la presión de la corriente de alimentación en el interior del intercambiador es constante e igual a la presión media entre la entrada (30 bar) y la salida (29,9 bar) es decir, 29,95 bar. En la Figura 5 se muestra la curva de enfriamiento correspondiente a la corriente de alimentación.

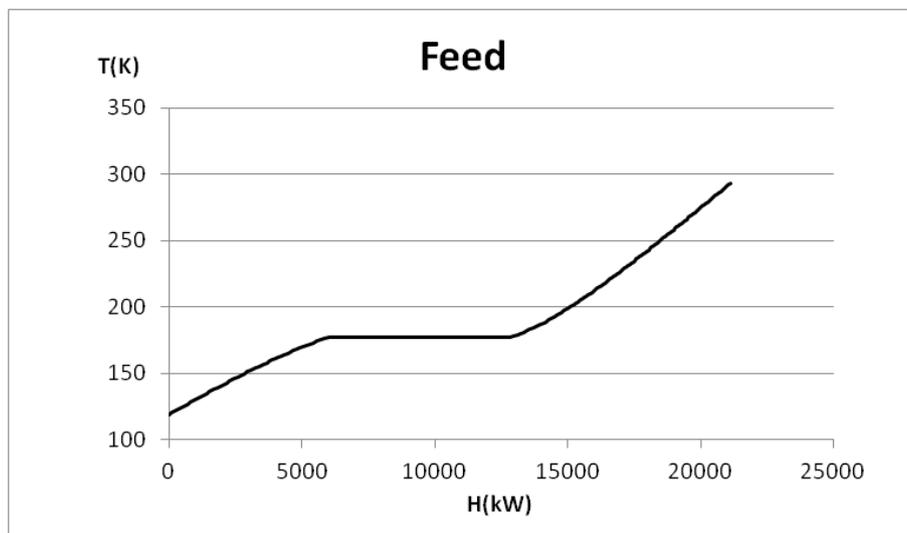


Figura 5. Curva de enfriamiento de la corriente de alimentación.

La corriente de off gas también se considera compuesta únicamente por metano puro ya que está formada por parte de la corriente de alimentación que no condensa durante el flash. La Figura 6 muestra la curva de enfriamiento correspondiente a la corriente de off gas.

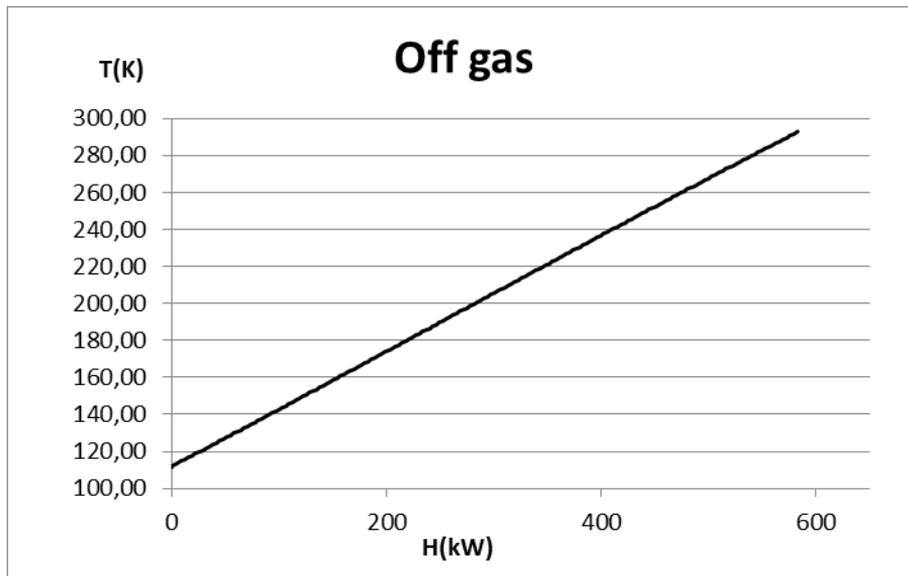


Figura 6. Curva de enfriamiento de la corriente de off gas.

Para la corriente de isopentano también se considera la presión en el interior del intercambiador constante e igual a la media (1,05 bar). La Figura 7 muestra la curva de enfriamiento correspondiente a la corriente de isopentano.

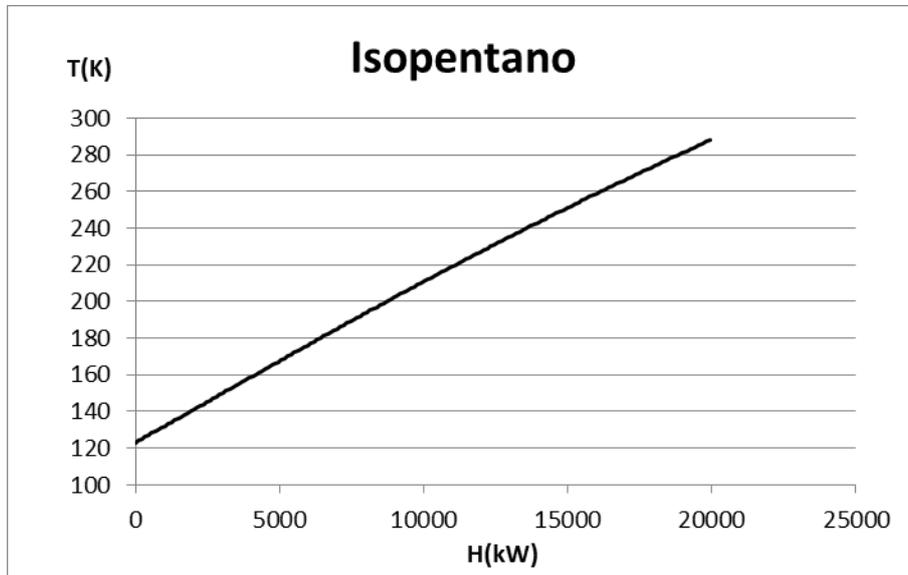


Figura 7. Curva de enfriamiento de la corriente de isopentano.

Los valores de entalpías y temperaturas para todas las corrientes del proceso se han obtenido a partir de datos del NIST (Lemmon, Eric W., no date) para los compuestos puros correspondientes a presión constante y que se encuentran detallados en el ANEXO 1.

4. Curvas compuestas del proceso

A partir de las curvas de enfriamiento obtenidas para la alimentación (Figura 5), off gas (Figura 6) e isopentano (Figura 7) se calculan las curvas compuestas caliente y fría de las corrientes del proceso anteriormente detalladas utilizando la herramienta hix/iq UVa (<http://hix.eii.uva.es/hix/fb.pl>), consultada entre agosto 2018 y enero 2019). Ésta herramienta realiza las gráficas siguiendo el método de Pinch (Linnhoff, B. Kemp 2007).

Las curvas compuestas (CC) permiten conocer las necesidades mínimas de refrigeración y calefacción del proceso para una diferencia de temperatura mínima dada entre ambas curvas.

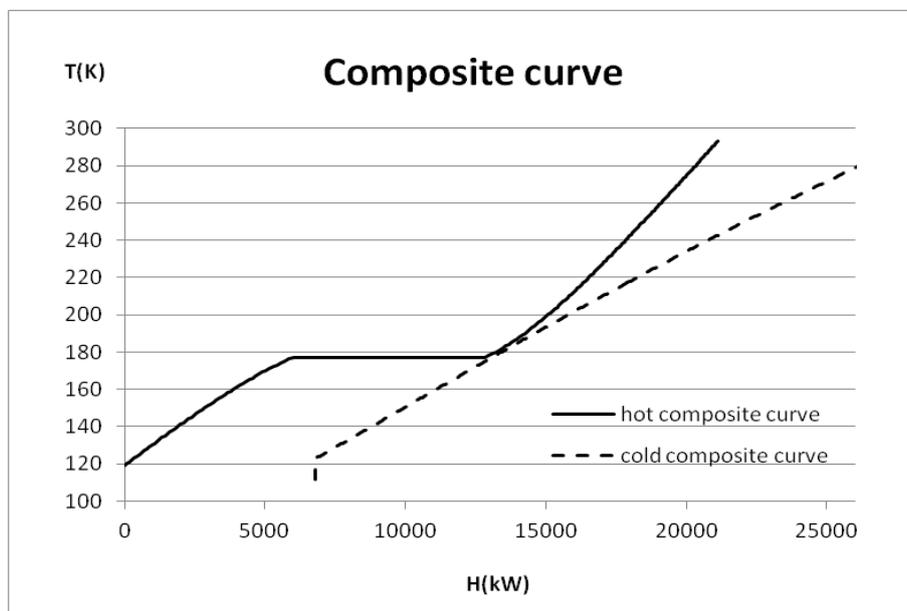


Figura 8. Curvas compuestas de las Corrientes del proceso para $\Delta T_{min} = 1,7K$.

En las CC (Figura 8) las necesidades mínimas de refrigeración se corresponden con la distancia entre el extremo de la curva compuesta fría y el eje de ordenadas, que coincide con el extremo de la curva compuesta caliente. Las necesidades mínimas de calefacción vienen dadas por la diferencia, medida en el eje de abscisas, entre los extremos superiores de ambas curvas compuestas.

El valor de la diferencia de temperatura mínima se determina en función del proceso ya que el valor de dicha temperatura depende de los componentes que formen las corrientes, el estado de las mismas, el rango de temperaturas y presiones de trabajo y los flujos másicos de cada corriente entre otros. Una vez fijada la diferencia de temperatura mínima del proceso es necesario que las necesidades mínimas sean nulas, es decir, que no precise de servicios de calefacción ni refrigeración adicionales. Para el proceso estudiado el valor de la

diferencia de temperatura mínima viene dado por la necesidad de mantener los valores de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes del proceso.

La temperatura más baja disponible de la corriente de refrigerante es $-155,5^{\circ}\text{C}$ correspondientes a la salida de la válvula VLV-2 que comparados con el valor de temperatura más bajo al que debe llegar la corriente de alimentación (-154°C) sólo nos permite una diferencia de temperatura de $1,5^{\circ}\text{C}$. Sin embargo, es necesario considerar la corriente de off gas que llega hasta $-161,5^{\circ}\text{C}$ (existe una diferencia de $7,5^{\circ}\text{C}$ con la alimentación) aunque con una inercia térmica muy pequeña ($282,78\text{ kW}$) es capaz de asumir el trabajo de enfriamiento final de la alimentación. Esta reducida inercia térmica se debe al reducido flujo de la corriente de off gas y a que esta se encuentra en fase gas siendo por ello su poder calorífico notablemente menor que el de la alimentación (líquida y con un flujo molar mucho más elevado).

Como consecuencia de esto, la máxima reducción que la corriente de off gas puede producir en el tramo final de la corriente de alimentación es de $0,2\text{K}$ por lo que la diferencia de temperatura mínima será como máximo $1,7\text{K}$. Este valor se sitúa dentro del rango habitual entre 1 y 3K .

En la gráfica siguiente (Figura 9) se muestran los extremos fríos de las corrientes de off gas y alimentación y también la corriente de off gas desplazada $1,7\text{K}$ (igual a la diferencia de temperatura mínima) para determinar el cambio de temperatura que la corriente de Off gas puede causar en la alimentación ($0,2\text{K}$).

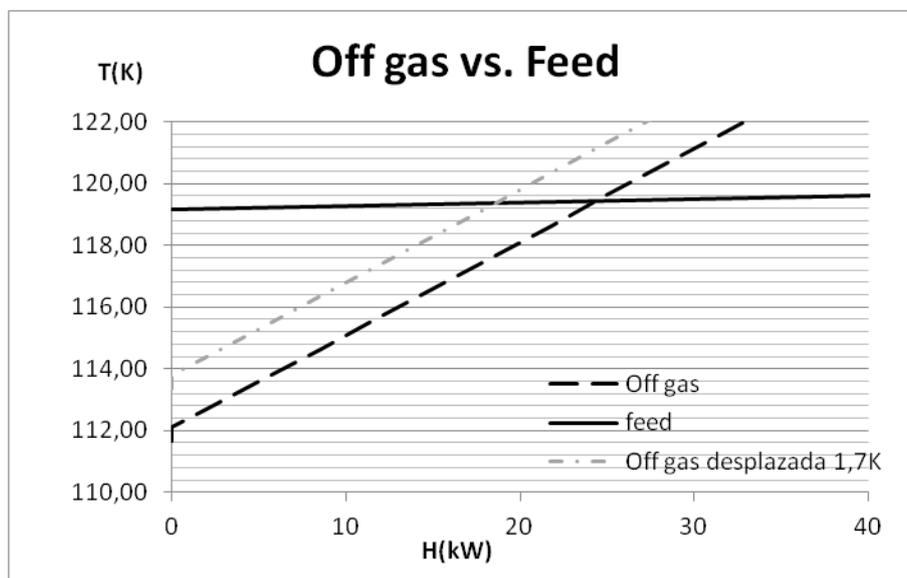


Figura 9. Curvas de enfriamiento de off gas y alimentación para el extremo frío.

En la GCC (Figura 10) calculada mediante el método de Pinch se representan las curvas compuestas fría y caliente desplazadas en el eje de ordenadas a una temperatura (T^*) denominada temperatura desplazada.

La temperatura desplazada se obtiene de forma diferente para las corrientes frías y calientes siendo en el caso de la curva compuesta fría:

$$T^* = T + \frac{\Delta T_{min}}{2}$$

Y para la curva compuesta caliente:

$$T^* = T - \frac{\Delta T_{min}}{2}$$

De tal forma que los valores con una diferencia de temperaturas igual a la mínima serán coincidentes permitiendo visualizar los flujos térmicos del proceso a medida que desciende la temperatura.

Esta curva está construida a partir de tramos lineales, pero a intervalos lo suficientemente reducidos como para que no se pierdan características térmicas significativas.

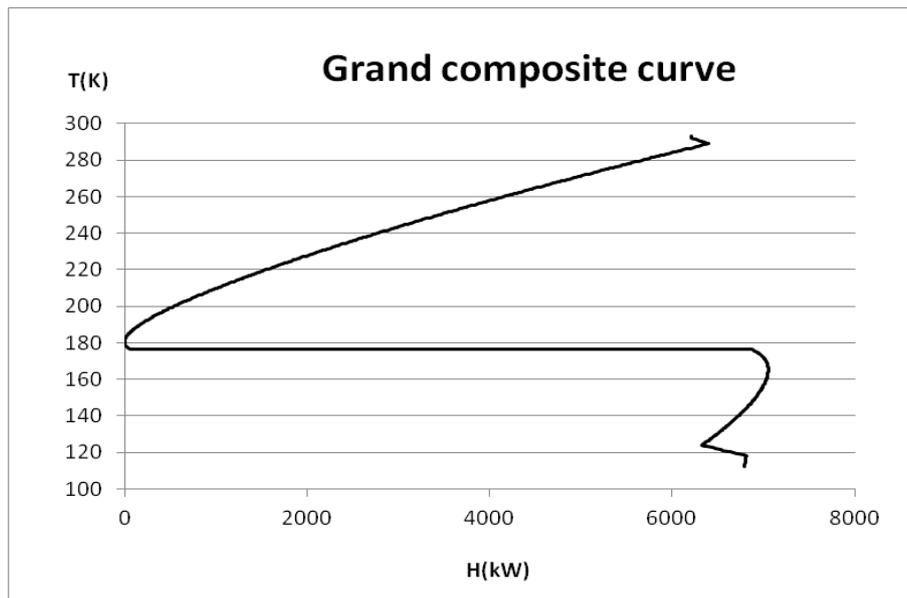


Figura 10. Curva grand compuesta de las Corrientes del proceso para un $\Delta T_{min} = 1,7K$.

A partir de la curva grand compuesta también es posible deducir las necesidades mínimas de refrigeración como la distancia medida en el eje de abscisas desde el extremo inferior de la GCC hasta el eje de ordenadas y, siendo las necesidades mínimas de calefacción la distancia entre el eje y el extremo superior de la GCC.

En ambas gráficas para una diferencia de temperatura de 1,7 K los valores de los servicios auxiliares mínimos coinciden siendo necesarios 6330,8 kW de

refrigeración y 5746,7kW de calefacción, ambos notablemente inferiores a los valores detallados por Soave para sistema de refrigeración del proceso original (44957,49 kW de refrigeración y 44276,14 kW de calefacción).

5. Ciclo de refrigeración

El ciclo de refrigeración descrito para el proceso por Soave (2016) en Figura 11 consta de 3 etapas de compresión consecutivas (K-101, K-102, K-103) con etapas intermedias de refrigeración (E-100 y E-101) y final (E-102). De esta etapa de compresión sólo son conocidos los flujos térmicos consumidos en cada compresor (8777,9 kW, 9937,9 kW y 8837,7 kW respectivamente para K-101, K-102 y K-103) y la presión y temperatura a la salida del tren de compresión (corriente 11) a 30 bar y 40°C. La temperatura de salida de la corriente comprimida a 40°C nos permite suponer que para las etapas de enfriamiento se emplea agua de refrigeración.

La corriente 11, a la salida del tren de compresión, se enfría y condensa parcialmente en el interior del intercambiador (a partir de ahora se hará referencia a ella como condensador), expandiéndose a la salida en la válvula VLV-2 hasta 1,1 bar y -155,5°C (corriente 4) que vuelve a introducirse de nuevo en el intercambiador. En esta ocasión la corriente 4 se evaporará, aumentando su temperatura hasta 36,46°C, pasando a denominarse evaporador. Esta temperatura de 36,46°C se corresponde probablemente con un error tipográfico que se explicará más adelante.

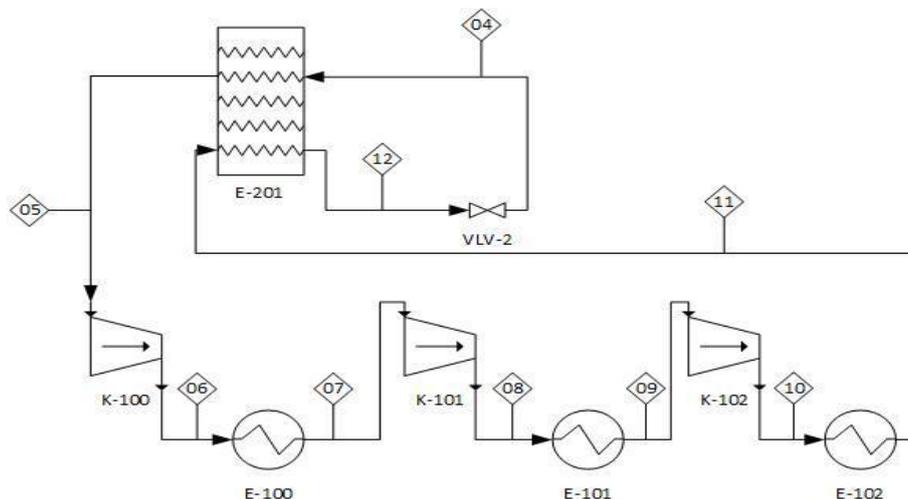


Figura 11. Diagrama de flujo del ciclo de refrigeración.

Nº	4	5	11	12
Temperatura (°C)	-155,5	36,46*	40	-131,8
Presión (bar)	1,1	1	30	1
Flujo (kmol/h)	7500	7500	7500	7500
Composición (mol/mol)				
CH4	0,6	0,6	0,6	0,6
C3H8	0,4	0,4	0,4	0,4
C5H12	0	0	0	0

Tabla 2. Tabla de Corrientes del ciclo de refrigeración.

(*Temperatura proporcionada por el autor, difiere de la temperatura utilizada en los cálculos (20,44°C) según lo explicado en este apartado.)

El fluido utilizado en el circuito de refrigeración según la publicación citada anteriormente es una mezcla de metano y propano 0,6/0,4 aunque no especifica si esta proporción está referida en tanto por ciento en moles o en masa.

Para comprobar si se trata de un porcentaje en masa o en moles se calculan las condiciones de los puntos de burbuja y rocío de ambas mezclas (considerando tantos por ciento en masa y en moles) mediante el método de flash descrito anteriormente. Comparando los resultados obtenidos con las presiones y temperaturas detalladas en el PFD para las corrientes 4, 5 y 11 del circuito de refrigeración se concluye que la relación de composiciones del fluido de trabajo está expresada en moles. Además, esto se ve corroborado por el hecho de que el flujo de refrigerante esté expresado en unidades de flujo molar (kmol/h).

Para poder realizar un análisis térmico detallado es necesario conocer las condiciones de presión y temperatura previas a la válvula de expansión VLV-2 y las curvas de enfriamiento y calentamiento para el condensador y evaporador que no vienen definidas en la publicación.

La información aportada por Soave en relación con el circuito de refrigeración es limitada y no es suficiente para analizar con detalle el proceso. Para completar esta información son necesarias las curvas detalladas de enfriamiento y calentamiento de las corrientes de condensador y evaporador basadas en las condiciones de operación dadas por el autor y resumidas en la Tabla 2, que se obtendrán a través de simulación mediante código de programación específico.

Estas curvas permitirán la construcción de las CC y GCC de las corrientes del proceso, necesarias para determinar las necesidades mínimas de calefacción y refrigeración.

El objetivo de la simulación es completar la información faltante referente al ciclo de refrigeración:

- Variación temperatura-entalpía del condensador (corrientes 11 a 12).
- Variación temperatura-entalpía del evaporador (corrientes 4 a 5).
- Temperatura, presión y estado de fases de la corriente 12.
- Estado de fases de la corriente 4.

Al ser el fluido refrigerante una mezcla, sus propiedades no pueden obtenerse mediante las bases de datos utilizadas en apartados anteriores para compuestos puros, sino que deben calcularse para la composición específica mediante un modelo termodinámico para sistemas multi-componentes.

Para la simulación se ha seguido un procedimiento de cálculo principal y otro de comprobación. El procedimiento principal ha sido el habitual: cálculo termodinámico mediante asimilación a procesos tipo ideales (isoentrópicos, isoentálpicos, isobáricos...) de las diferentes etapas, y corrección posterior utilizando eficacias para acercar los resultados a los de los procesos reales, todo ello llevado a cabo mediante código específico para este trabajo escrito en el lenguaje de programación Octave/MatLab (Eaton, et.al., 2018)/(The MathWorks, 2018). El conjunto de ecuaciones que forman el modelo se expone en el ANEXO 2. La librería de funciones utilizada en el código ha sido facilitada por el tutor de este trabajo [Fidel Mato, comunicación personal] y se acompaña en el ANEXO 3.

Como modelo termodinámico para el cálculo de propiedades de la mezcla y de sus variaciones se ha utilizado la ecuación de estado de Soave-Redlich-Kwong (Soave 1972). Se trata del modelo más comúnmente utilizado para este tipo de sistemas (mezcla y condiciones del proceso), y el que utiliza también el autor del trabajo de partida como paquete termodinámico en la simulación, realizada en Aspen HYSYS®. Este cálculo mediante código específico permite la flexibilidad en la construcción de un flujo de cálculo adecuado a los resultados perseguidos, asegurando al mismo tiempo el rigor del conocimiento exacto de la forma de obtención de los valores numéricos, lo que se considera necesario en un trabajo que incorpora algunos aspectos y procedimientos no habituales y que pueden considerarse dentro del campo de la investigación.

Las reglas de mezcla utilizadas han sido las del virial con un coeficiente binario (1PVDW), que ha tomado el valor comúnmente utilizado para el sistema metano-propano $k_{ij} = 0.0241509$, mientras que la función alfa escogida ha sido la original de Soave, ya que al encontrarse las condiciones de la mezcla binaria relativamente cercanas a las críticas para algunos supuestos de diseño su comportamiento se considera más adecuado (Neau, E.; Raspo, I.; Escandell, J.; Nicolas, C. & Hernández-Garduza 2009).

Como vía secundaria o de comprobación se ha utilizado el cálculo mediante un simulador comercial de procesos, Aspen HYSYS® (Aspen Technology Inc, Bedford, MA, 2018), para el que el Departamento de Ingeniería Química y Tecnología del

Medio Ambiente de la UVa dispone de licencia para usos académicos. El paquete de propiedades termodinámicas utilizado ha sido, igualmente, SRK; el uso de esta herramienta comercial de simulación de procesos facilita una comprobación y contraste de resultados con un esfuerzo reducido. Los resultados obtenidos concuerdan de forma completa y precisa con los derivados del código, tanto para el proceso original como para la modificación con flujo de refrigerante reducido empleado para el diseño del cambiador multi-corriente en el apartado 7. *Cálculo del flujo mínimo de refrigerante.*

Los procesos tipo ideales considerados durante la simulación son los siguientes:

- La expansión a través de la válvula VLV-2, desde 30 hasta 1,1 bar(a) se considera un proceso isoentálpico, es decir, sin intercambio de flujo térmico (pérdidas térmicas) ni de trabajo útil con el exterior.
- El condensador (de la corriente (11) a la (12)) se considera a un proceso isobárico a 30 bar(a) sin pérdidas térmicas apreciables entre el intercambiador multi-corriente y el ambiente.
- El evaporador (de la corriente (4) a la (5)) se considera a un proceso isobárico a 1 bar(a) sin pérdidas térmicas apreciables entre el intercambiador multi-corriente y el ambiente.

El flujo de cálculo que se ha seguido parte de las condiciones conocidas de la corriente (4), salida de VLV-2 y entrada al evaporador (-155,5 °C y 1,1 bar) y procede aguas arriba a través de la válvula de expansión VLV-2 y del condensador. Estas condiciones permiten conocer el estado de fases de la corriente (4) mediante un cálculo de flash (Michael L. et al. 2007), y que resulta en una fracción de vapor $fv_4 = 0.1619$ [mol vapor/mol mezcla], complementado con la determinación de las temperaturas de burbuja (191,64K, -81,51 °C) y rocío (213,92 K, -59,23 °C) a la presión de la corriente (4), 1,1 bar. Se calcula entonces la temperatura de la corriente (12), origen de la expansión en VLV-2, de la siguiente manera: conocida la presión en (12), 30 bar, se tantea la temperatura que conduce a una variación nula de entalpía con respecto a la corriente (4), es decir, la misma entalpía específica que la corriente (4). Este cálculo necesita la determinación previa de las temperaturas de burbuja (191,65 K, -81,5 °C) y rocío (297,69 K, 24,54 °C) de la mezcla a 30 bar, lo que también proporciona el estado de fase (fracción de vapor) de la corriente (12), $fv_{12} = 0$ [mol vapor/mol mezcla], es decir, completamente líquida y a la temperatura de dicha corriente $T_{12} = 141,69K$ (-131,8 °C).

Una vez conocidas las condiciones en ambos extremos del condensador, las corrientes (11) y (12), se puede proceder al cálculo de la curva detallada de enfriamiento de la mezcla refrigerante en este dispositivo, temperatura vs. flujo de entalpía mostrada en la Figura 12. Para ello se decide el conjunto de valores de temperatura que permiten precisar la forma de la curva y se realiza el cálculo de la entalpía necesaria para llevar la mezcla desde las condiciones de entrada (313,15K, 40°C) hasta cada uno de ellos, sin cambio de presión. Estos cálculos se realizan en tres tramos, pues la mezcla pasa del estado de vapor sobrecalentado al

de líquido subenfriado, siendo el procedimiento distinto entre el punto de entrada y el de rocío, entre este y el de burbuja, y entre el de burbuja y el punto de salida.

- Para el primer tramo (vapor sobrecalentado) se emplean las raíces correspondientes al vapor para los puntos inicial y final.
- Para el tramo final (líquido subenfriado) se utiliza la raíz del líquido para el punto final.
- Para el tramo intermedio es preciso el cálculo previo de la fracción de vapor o escisión de la mezcla en ambas fases y las composiciones en ellas, y realizar posteriormente dos cálculos acumulativos en entalpía: uno para la masa de refrigerante que finaliza como vapor, en el que se utiliza la raíz del vapor, y otro para la que finaliza como líquido, con su raíz correspondiente.

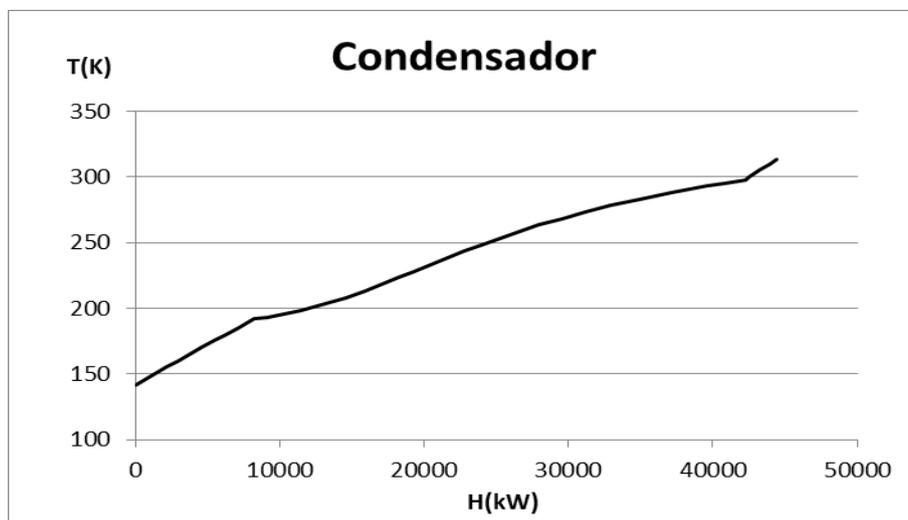


Figura 12. Curva de enfriamiento del condensador.

Un procedimiento similar se ha seguido para el cálculo de la curva detallada de calentamiento de la mezcla refrigerante en el evaporador mostrada en la Figura 13, para el que se parte de las condiciones de la corriente de entrada (4), que ha sido determinadas previamente para el cálculo de la expansión a través de VLV-2, y se van calculando las diferencias de flujo de entalpía para diferentes temperaturas a lo largo de su calentamiento. Durante la simulación del proceso de refrigeración se encuentra un error, probablemente tipográfico, en el balance energético debido a que la temperatura de salida del evaporador ($36,46^{\circ}\text{C}$) dada por el autor no coincide con la calculada ($20,44^{\circ}\text{C}$) a partir del cálculo detallado de la curva de calentamiento del evaporador. A partir de este momento se utilizará $20,44^{\circ}\text{C}$ como temperatura a la salida del evaporador.

Los valores de temperatura y flujo de entalpía calculados para las corrientes de condensador y evaporador se presentan en el ANEXO 1.

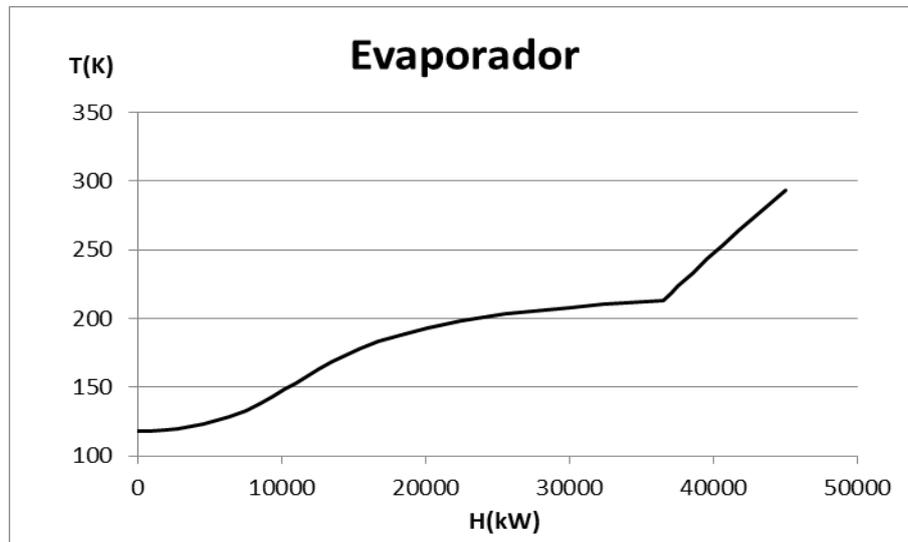


Figura 13. Curva de enfriamiento del evaporador.

Gracias a la simulación se obtienen unos flujos térmicos de 44957,49 kW intercambiados en el evaporador y 44376,14 kW en el condensador que junto con los flujos previamente calculados para la alimentación (21118,33 kW), isopentano (19951,40 kW) y off gas (582,78 kW) cumplen el balance energético para el intercambiador de calor con un error del 0,0043% (2,8 kW) considerado despreciable.

6. Curvas compuestas combinadas del proceso

Conocidas las curvas del evaporador y del condensador (Figura 12 y Figura 13) obtenidas mediante simulación y las curvas de las corrientes del proceso (feed, off gas e isopentano) mostradas en Figura 5, Figura 6 y Figura 7 respectivamente, es posible construir las CC y GCC para las corrientes de procesos y los servicios auxiliares del proceso siguiendo el mismo método que para las curvas compuestas del apartado 4. *Curvas compuestas del proceso*. Los valores de entalpías y temperaturas para todas las corrientes del proceso se han obtenido a partir de datos del NIST (Lemmon, Eric W., no date) para los compuestos puros correspondientes a presión constante y mediante simulación para la mezcla de refrigerante y se encuentran detallados en el ANEXO 1.

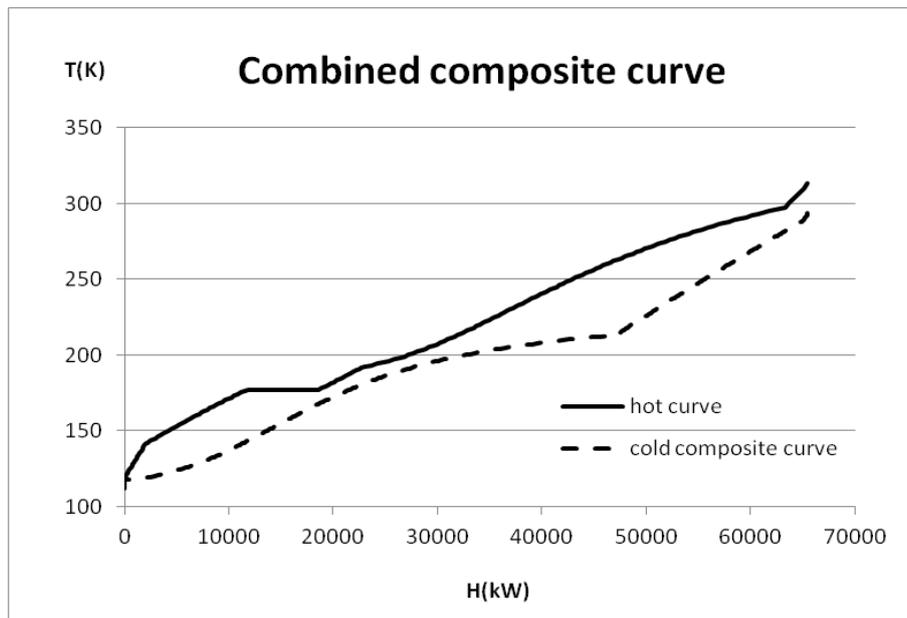


Figura 14. Curva compuesta combinada de las corrientes del proceso y servicios auxiliares para un $\Delta T_{min} = 1,7K$.

A partir de la CC (Figura 14) es posible comprobar que la diferencia mínima de temperatura coincide con la detallada anteriormente. La diferencia mínima de temperatura está definida como la máxima diferencia de temperatura para la que las necesidades mínimas son nulas, es decir para la que no es necesario contar con refrigeración o calefacción adicional para que sea posible construir un intercambiador que lleve a todas las corrientes hasta sus temperaturas de salida.

Para este proceso la diferencia de temperatura mínima que nos da unas necesidades mínimas nulas es 1,750 K, superior a 1,7K, que es la diferencia de temperatura mínima fijada anteriormente para poder llevar la corriente de alimentación hasta su temperatura final. Esto significa que para todas las diferencias de temperaturas por debajo de 1,750 K las necesidades auxiliares mínimas serán nulas.

Puesto que la diferencia de temperatura mínima es 1,7 K elegida previamente, no son necesarios servicios de refrigeración o calefacción adicionales.

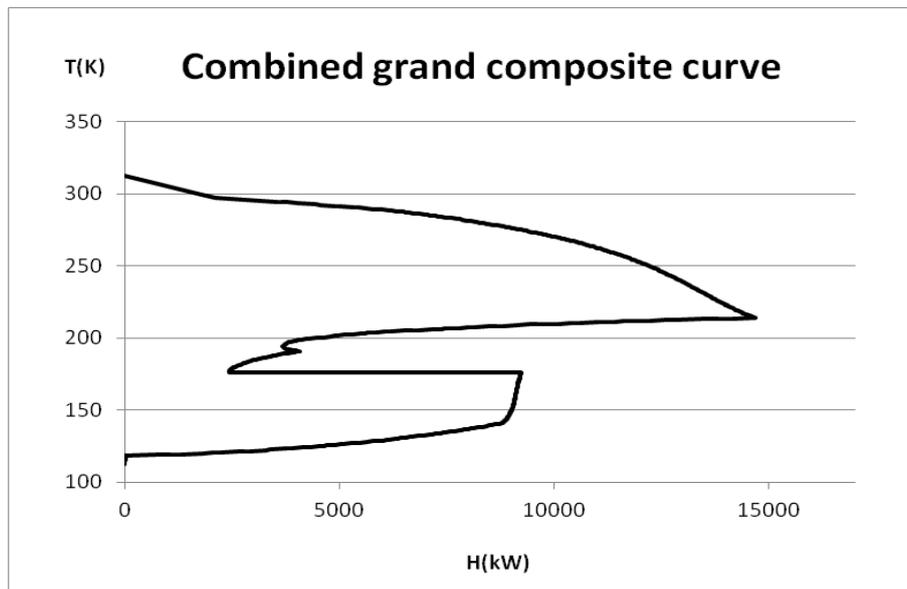


Figura 15. GCC de las Corrientes de proceso y servicios auxiliares para un $\Delta T_{\min} = 1,7K$.

A partir de la curva GCC (Figura 15) también es posible deducir las necesidades mínimas de refrigeración como la distancia desde el extremo inferior de la GCC hasta el eje y, siendo las necesidades mínimas de calefacción la distancia entre el eje y el extremo superior de la curva y a partir de ellas la diferencia de temperatura mínima.

Tanto en la curvas compuesta (Figura 14) como en la grand compuesta (Figura 15), ambas calculadas para una diferencia de temperatura de $1,7K$, los servicios de refrigeración son nulos, siendo las necesidades de calefacción mínimas $2,8 \text{ kW}$ correspondientes a un error de cálculo del $0,0043\%$ asumido en el balance energético y considerado despreciable.

7. Análisis energético

El análisis energético consiste en determinar la diferencia de temperatura mínima, ya conocida, y los servicios auxiliares mínimos de calefacción y refrigeración. Para definir estos servicios auxiliares de forma que permitan el dimensionamiento posterior de la instalación es necesario especificar los flujos térmicos y los niveles de temperatura entre los que trabajan. Para ello se seguirá el método de Pinch (Linnhoff, B. Kemp 2007).

En este análisis se respetarán los valores de las temperaturas y presiones de entrada y salida tanto del evaporador como del condensador, modificándose únicamente el flujo molar de refrigerante. También se conservará el diseño del ciclo de refrigeración planteado por el autor.

La diferencia de temperatura mínima está asimismo fijada en 1,7 K por las razones explicadas en el apartado 4. *Curvas compuestas del proceso*. Los valores de entalpías y temperaturas para todas las corrientes del proceso se han obtenido a partir de datos del (Lemmon, Eric W.) para los compuestos puros correspondientes a presión constante y que se encuentran detallados en el ANEXO 1.

Las corrientes de refrigeración y calefacción del proceso descrito no son corrientes auxiliares en el sentido habitual de la palabra, puesto que además de actuar como corrientes auxiliares calentando y enfriando las corrientes de proceso, ambas forman parte de un mismo circuito de refrigeración. Por ello no pueden ser consideradas únicamente como servicios energéticos, ya que para lograr los 141,689 K (-131,408 °C) necesarios a la entrada de la válvula VLV-2 parte del refrigerante (condensador) debe enfriarse por contacto directo en el intercambiador con parte de la corriente del evaporador.

La necesidad de conseguir 141,689 K a la entrada de la válvula de expansión viene dada por las presiones de entrada y salida de la válvula (30 bar y 1,1 bar, consideradas fijas) y necesidad de alcanzar una temperatura de 117,65 K (-155,5 °C) a la salida de la válvula. La temperatura de salida de la válvula se corresponde con la temperatura más baja de la corriente de refrigeración, esencial para el enfriamiento terminal de la corriente de alimentación.

En cambio, no sería necesario alcanzar los 293,59 K (20,44 °C) a la salida del evaporador para realizar el trabajo de calefacción, aunque si es necesario alcanzar al menos la temperatura de rocío del refrigerante a 1 bar (-59,2 °C) para evitar la condensación en los compresores.

Al tratarse de un proceso en el que los servicios auxiliares son a la vez corrientes de proceso y de servicios, los servicios auxiliares mínimos no se corresponden con los obtenidos a partir de las curvas compuestas, siendo los flujos térmicos utilizados por el autor (44376,14 kW de calefacción y 44957,49 kW de refrigeración) claramente superiores a los definidos por las necesidades mínimas calculadas a partir de las curvas compuestas (6330,8 kW de refrigeración y 5746,7 kW de calefacción). Este exceso de refrigeración es utilizado para llevar la corriente del condensador hasta su temperatura de salida 141,689 K (-131,408 °C), necesaria para alcanzar los 117,65 K (-155,5 °C) tras la expansión en la válvula.

Para analizar el exceso de flujo térmico necesario para garantizar el funcionamiento del sistema, representamos la GCC de las corrientes del proceso (alimentación, off gas e isopentano) junto a las curvas de enfriamiento del condensador y calentamiento del evaporador para el flujo detallado en el PFD (56,77 kmol/h), ambas desplazadas $\Delta T_{\min}/2$.

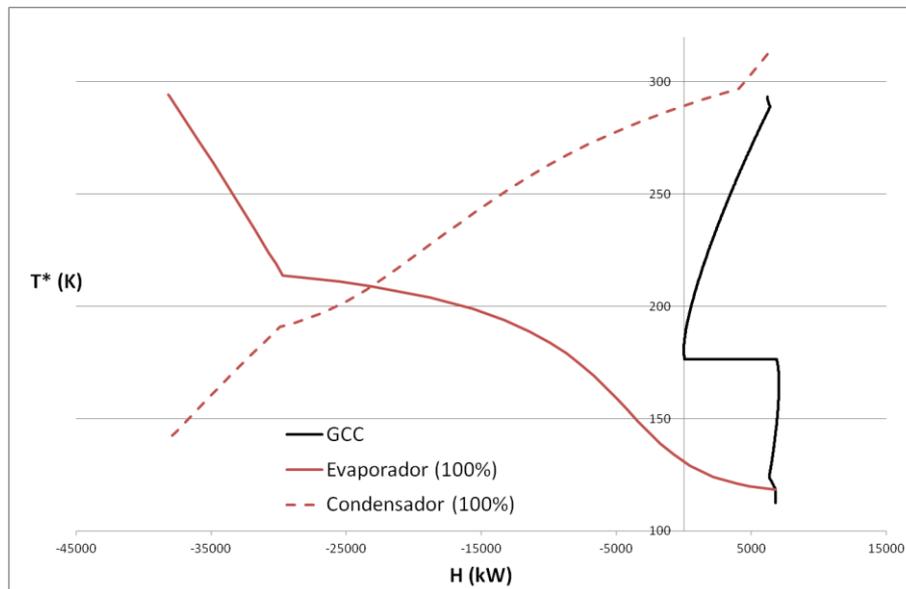


Figura 16. GCC del proceso y curvas del evaporador y condensador para el flujo original para $\Delta T_{\min} = 1,7\text{K}$.

Comparando la curva grand compuesta de las corrientes del proceso con la curva de calentamiento del evaporador se observa que el refrigerante utilizado no es el más adecuado puesto que sólo una pequeña parte de la curva del evaporador trabaja en el rango de temperaturas correspondiente a las necesidades mínimas de refrigeración demandadas por el proceso.

Una forma de evitar esto sería utilizar un refrigerante formado por una mezcla de diferentes compuestos cuyo cambio de fase ocurriera en un rango de temperaturas ligeramente inferior a 176 K, que es la temperatura de cambio de fase la alimentación y que viene representada por la zona plana de la rama fría de la GCC. De esta forma la mayor parte de la curva del evaporador estaría situada bajo la GCC, reduciéndose considerablemente el flujo térmico total de dicha curva y la exergía destruida durante el proceso, representada por el área comprendida entre la curva compuesta fría y caliente.

Según (Xu *et al.* 2014) utilizar un único ciclo de refrigeración con un refrigerante compuesto por una mezcla de no azeotrópica hidrocarburos (C1-C5) y nitrógeno es actualmente el método de refrigeración más empleado en las plantas de licuefacción de GN a pequeña y mediana escala. Este método se conoce como mixed refrigerant (MR) (Figura 1) y su exponente industrial más conocido es el proceso PRICO (Price, B. C. and Mortko 1996).

Para optimizar las condiciones de operación de los sistemas MR el principal objetivo es incrementar la eficacia de los intercambiadores de calor, reduciendo así

En este estudio no se va a abordar la posibilidad de reformular la composición del refrigerante para hacer el intercambiador de calor más eficiente, sino que se trabajará con el refrigerante presentado en el artículo (0,6/0,4 metano/propano) con el único objetivo de diseñar un nuevo intercambiador multicorriente que realice el mismo trabajo con un flujo de refrigerante inferior, reduciendo así la potencia de compresión con el consiguiente ahorro energético y las emisiones de CO₂, ya que la cantidad de GN quemado para producir el trabajo de compresión necesario sería asimismo menor.

8. Cálculo del flujo de refrigeración mínimo

El análisis de las curvas combinadas del proceso con las curvas temperatura vs. flujo de entalpía del evaporador y condensador permiten determinar el flujo mínimo con el que el proceso podría funcionar.

Para realizar estos cálculos es necesario disponer de las curvas de calentamiento y enfriamiento tanto del evaporador como del condensador para diferentes valores del flujo de refrigerante. En el caso del condensador la curva temperatura vs. flujo de entalpía es siempre la misma, puesto que sus condiciones de presión y temperatura a la entrada y a la salida son fijas. Esto implica que la curva del condensador mantiene su forma relativa, cambiando únicamente su extensión en función del flujo de refrigerante.

Sin embargo, con la curva de calentamiento del evaporador no ocurre lo mismo ya que la temperatura a la salida del evaporador es variable y dependiente del flujo de refrigerante utilizado en cada caso, puesto que se corresponde con el valor requerido para el que el balance energético se cumpla. Como consecuencia, la curva del evaporador cambia de forma y de extensión dependiendo del flujo. La curva del evaporador correspondiente a cada uno de los valores de flujo de refrigerante utilizados se calculará siguiendo el método de cálculo previamente detallado en el apartado 3. *Ciclo de refrigeración* para las correspondientes temperaturas de salida del evaporador.

Es necesario tener en cuenta que el flujo de refrigerante cumple dos funciones diferentes:

- Para calentar/refrigerar las corrientes del proceso (alimentación, off gas e isopentano) como fluido auxiliar.
- Para cumplir las necesidades del propio sistema de refrigeración: enfriar la corriente del condensador hasta su temperatura de salida y calentar la del evaporador por encima de su punto de rocío.

El flujo mínimo de refrigerante será la suma de ambos. El flujo mínimo que cumple con las necesidades mínimas del proceso es aquel para el que la corriente de calentamiento de evaporador se mantiene por debajo de la GGC del proceso y se

corresponde con el valor para el que la GCC del proceso y la curva del evaporador son tangentes (25,575 kg/s, (3378,75 kmol/h) un 45,05% del flujo original). A medida que se reduce el flujo, la curva del evaporador se reduce comprimiéndose en el eje horizontal, manteniendo sus niveles de temperatura en el eje vertical. Esto provoca un aumento de la pendiente de la curva al reducir el flujo.

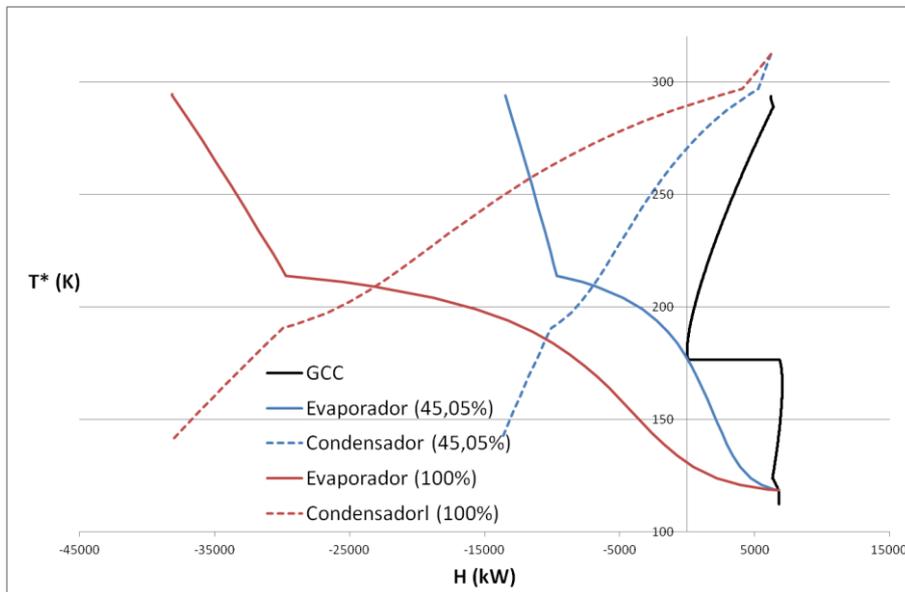


Figura 18. Curva grand compuesta del proceso y curvas del evaporador y condensador para el flujo original y para el flujo mínimo de proceso (45.05% del original) para $\Delta T_{min} = 1,7K$.

Sin embargo, al calcular las CC y GCC para el refrigerante mínimo de proceso (25.575 kg/s) se aprecia que los servicios auxiliares mínimos no son nulos, son necesarios 3619,59 kW de refrigeración y 3205,69 kW de calefacción adicionales. La causa de esto es que el flujo de refrigerante utilizado cumple las necesidades mínimas del proceso, pero no es suficiente para cumplir también con las necesidades del sistema de refrigeración.

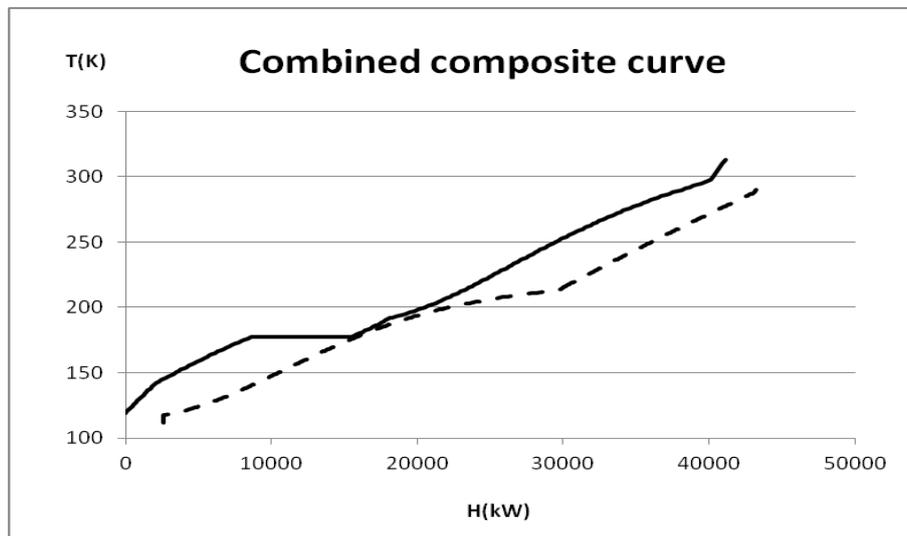


Figura 19. Curva compuesta combinada de las curvas del proceso y servicios auxiliares para el flujo mínimo de proceso y $\Delta T_{min} = 1,7K$.

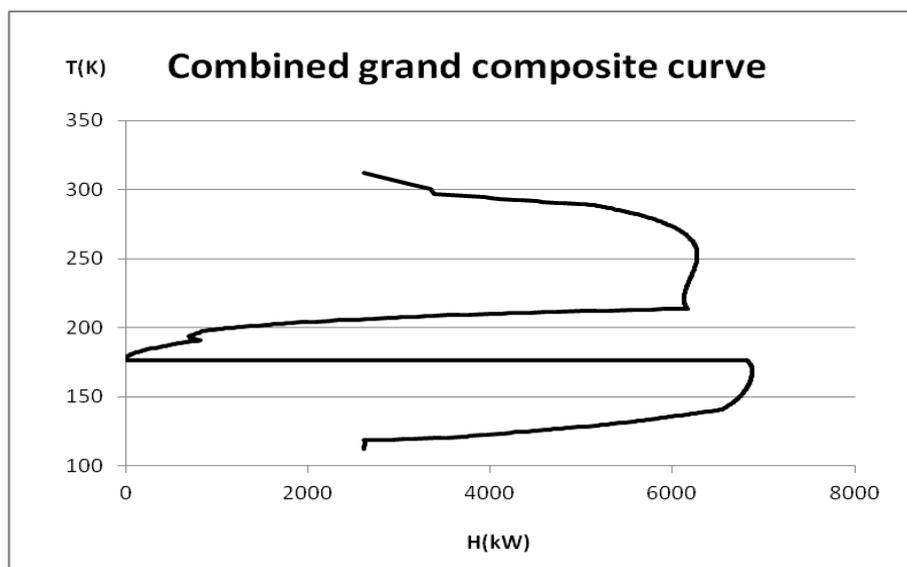


Figura 20. Curva grand compuesta combinada de las curvas del proceso y servicios auxiliares para el flujo mínimo de proceso y $\Delta T_{min} = 1,7K$.

El flujo de refrigerante mínimo global del sistema que cumple tanto las necesidades del proceso como las del ciclo de refrigeración se calcula tanteando su valor sobre la CC y GCC combinadas de las corrientes del proceso con el condensador y evaporador hasta conseguir el mínimo valor del flujo para el que las necesidades mínimas adicionales sean nulas, manteniendo el Pinch en 0 kW. La temperatura a la que se encuentra el Pinch variará en función del flujo de refrigerante.

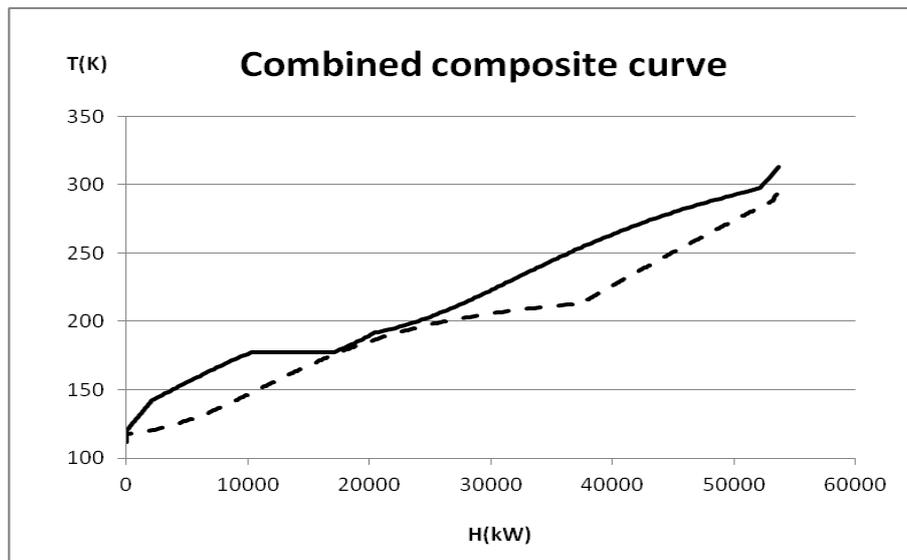


Figura 21. Curva compuesta combinada de las curvas del proceso y servicios auxiliares para el flujo mínimo global y $\Delta T_{min} = 1,7K$

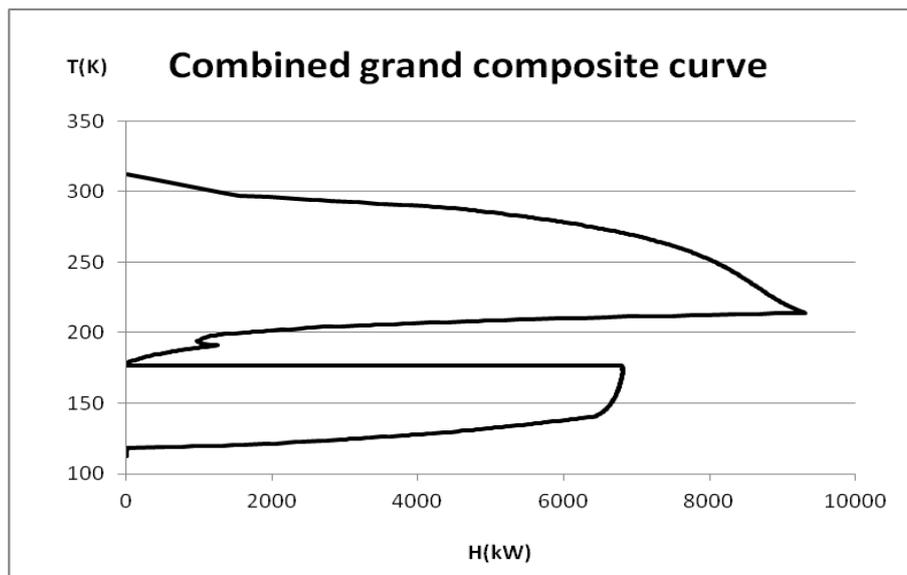


Figura 22. Curva grand compuesta combinada de las curvas del proceso y servicios auxiliares para el flujo mínimo global y $\Delta T_{min} = 1,7K$.

Este flujo mínimo global (44,336 kg/s, (5854,27 kmol/h) un 78,057% del flujo original) es el flujo mínimo para el que no existan necesidades auxiliares adicionales de refrigeración y calefacción. Para este flujo mínimo la temperatura de salida del evaporador es de 295,979 K.

El flujo mínimo global permite un ahorro del 21,943% respecto al flujo original, lo que se traduciría en considerables ahorros en los costes de operación, pérdidas por combustión de GN y emisiones de CO_2 .

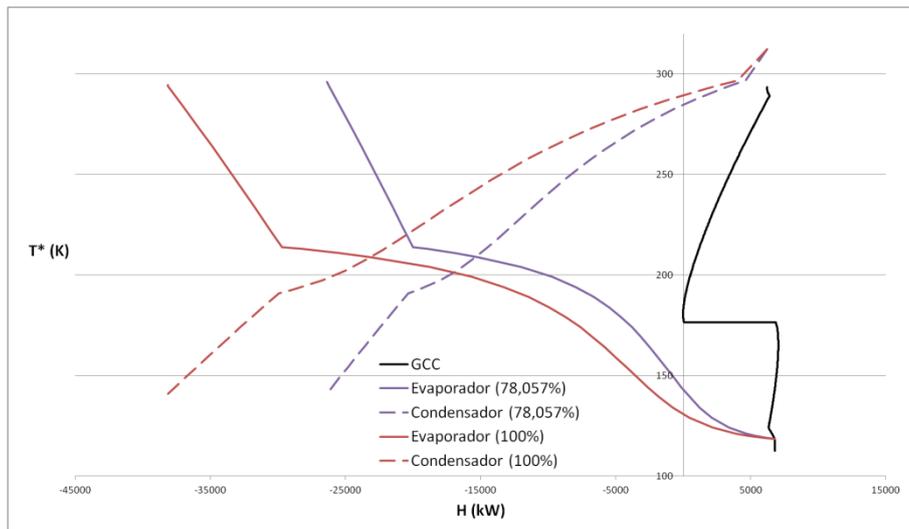


Figura 23. Curva grand compuesta y curvas del evaporador y condensador para el flujo original y el mínimo global (78,057% del original) para $\Delta T_{min} = 1,7K$

El rango de valores del flujo de refrigerante que son viables analíticamente para el diseño del intercambiador son los que se encuentran por encima del valor mínimo global (78,057% del flujo original). Valores del flujo de refrigerantes por debajo del mínimo global harían imposible desde el punto de vista termodinámico la operación del intercambiador para la diferencia de temperatura mínima fijada. En la gráfica siguiente se muestran las curvas de evaporador y condensador para un 85% y 90% del flujo original que son los valores para los que más adelante se diseñará la red binaria y que se corresponden con un 68,36% y 45,57% del ahorro permitido.

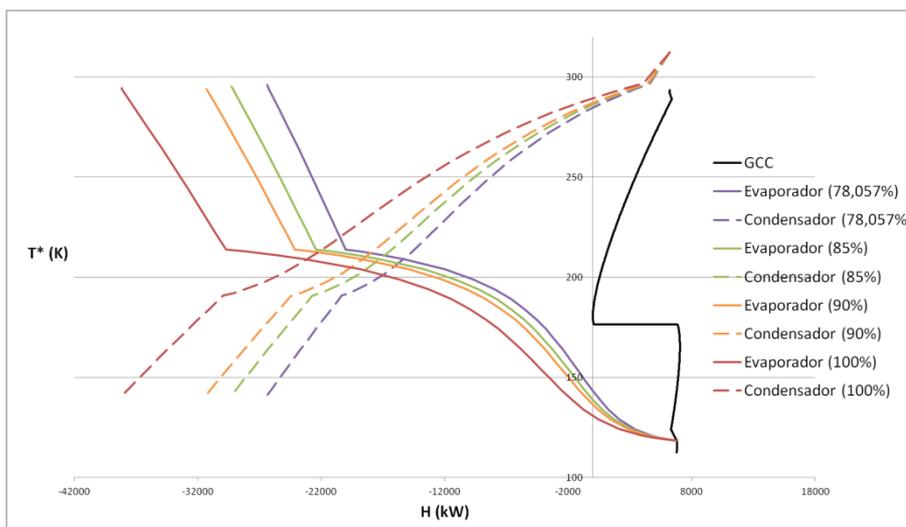


Figura 24. Curva grand compuesta y curvas del evaporador y condensador para el 85% y 90% del flujo original para $\Delta T_{min} = 1,7K$.

9. Red binaria

Previamente al diseño mecánico del intercambiador es necesario abordar el diseño térmico del mismo. Debido a que el elevado consumo energético en los procesos de licuefacción de GN (entre 5 y 6 kWh/kmol de LNG producido (Alabdulkarem et al. 2011)) viene principalmente determinado por la eficiencia del intercambiador, en el diseño de los intercambiadores multicorriente se exigen eficiencias elevadas.

Esto convierte el diseño de intercambiadores multicorriente en un problema muy complejo que es necesario optimizar para minimizar los costes de operación y de inversión, garantizando los requisitos del producto (corriente de GN líquido comprimido) y teniendo en cuenta la caída de presión permitida en el interior del intercambiador (alrededor de 0,1 bar).

Muchos autores (Guo et al. 2015; Pacio and Dorao 2011; Reay 1994; Sahay and Ierapetritou 2009) están de acuerdo en que uno de los parámetros más influyentes en el diseño se encuentra en la eficiencia de las aletas y el flujo de las corrientes en su interior. Esto complica el problema notablemente puesto que la eficiencia de las aletas depende del tipo de aleta y de su geometría.

Con el objetivo de optimizar la elección de la geometría de las aletas Wang (Wang et al. 2017) propone dividir el intercambiador multicorriente en subsecciones cuyos parámetros de diseño (incluyendo la geometría y eficiencia de las aletas) sean independientes en cada capa para encontrar un diseño óptimo en cada una de ellas. En este trabajo también se buscará dividir el intercambiador multicorriente en subunidades equivalentes a intercambiadores de calor binarios entre una corriente caliente y otra fría creando una red binaria formada por 7 intercambiadores, ya que se considera el diseño preliminar de una red de intercambio binaria como una buena guía cualitativa para el posterior diseño del intercambiador.

La red binaria representa contactos directos dos a dos con eficacia completa entre las corrientes del proceso o tramos de ellas. Para el diseño de esta red se ha seguido el método de Pinch (Linnhoff, B. Kemp, 2007) con algunas modificaciones debidas a la complejidad del problema. Estas modificaciones son:

- No linealizar las curvas, debido a que la diferencia mínima de temperatura es muy estrecha y las inercias térmicas de las corrientes muy elevadas. Para lograr la precisión necesaria en los cálculos no es posible aproximar las curvas de las corrientes a tramos rectos.
- Se ha abordado el diseño de la red comenzando por el extremo frío del problema en lugar de hacerlo por la zona del Pinch formada por la estrecha garganta como sería habitual siguiendo el método de Pinch. Se ha permitido

la transferencia de calor de un lado a otro del Pinch, violando las normas del PDM.

Para abordar el problema se han utilizado funciones en MatLab/Octave desarrolladas específicamente. El código que forman las funciones de la librería ha sido facilitado por el tutor de este trabajo [Fidel Mato, comunicación personal] y se acompaña en el ANEXO 3.

A continuación, se muestra una descripción general de las funciones empleadas:

function *cascade* (st, dTm): Calcula el Algoritmo de la tabla del problema (PTA).

function *compenth* (st): Calcula entalpías compuestas por intervalos de temperatura. (Auxiliar para *cascade*).

function *HX_curves* (hotst, hstfrac, Thout, Thin, coldst, cstfrac, Tcin, Tcout, duty, dTmin, plot): Dimensiona un cambiador a partir de las curvas compuestas T vs. flujo térmico de forma rigurosa.

function *HX_up_inc* (hotst, hstfrac, Thout, Thin, coldst, cstfrac, Tcin, Tcout, maxduty, dutyinc, dTmin, plot): Dimensiona un cambiador a partir de las curvas compuestas T vs. flujo térmico por incrementos de temperatura.

function *HX_curves_upward_fast* (hotst, hstfrac, Tcsh, Thlim, coldst, cstfrac, Tcsc, Tclim, dTmin, minadv, nsteps): Dimensiona un cambiador a partir de las curvas compuestas T vs. flujo térmico solo hacia el sentido de T creciente y de forma simplificada, por rapidez.

function *HX_outs* (hotst, coldst, dTmin, reversehot = 0): Dimensiona el cambiador más extenso (duty) posible para unas determinadas condiciones de las corrientes de entrada y una diferencia de T mínima.

function *mindT_in_HX_curves* (hotst, hstfrac, Thout, Thin, coldst, cstfrac, Tcin, Tcout): Calcula la diferencia mínima de temperatura en un cambiador a partir de las curvas compuestas T vs. flujo térmico.

function *Remix_split* (stream, frac, Tfrac, Trest): Calcula la temperatura de mezcla de dos fracciones de corriente a diferentes temperaturas.

function *stream_dH_from_Ts* (stream, stmfrac, T1, T2): Dimensiona un cambiador a partir de las curvas compuestas T vs. flujo térmico para fracciones de corriente y entre dos temperaturas.

function *TsdHs_to_strs* (TsdHs): Transforma una corriente en formato [Ts dHs] en una matriz susceptible de ser utilizada por *hix* (<http://hix.eii.uva.es/hix/fb.pl>).

El código de estas funciones se puede encontrar en la librería en el ANEXO 3.

Utilizando las herramientas de Matlab antes descritas se obtuvo una red sin bifurcaciones en ninguna corriente y con un total de 7 contactos binarios. Esta red se ha desarrollado para un 85% y un 90% del flujo original correspondientes con un 68,36% y 45,57% del ahorro permitido (48,255 kg/s (6375 kmol/h) y 51,093 kg/s (6750 kmol/h) respectivamente).

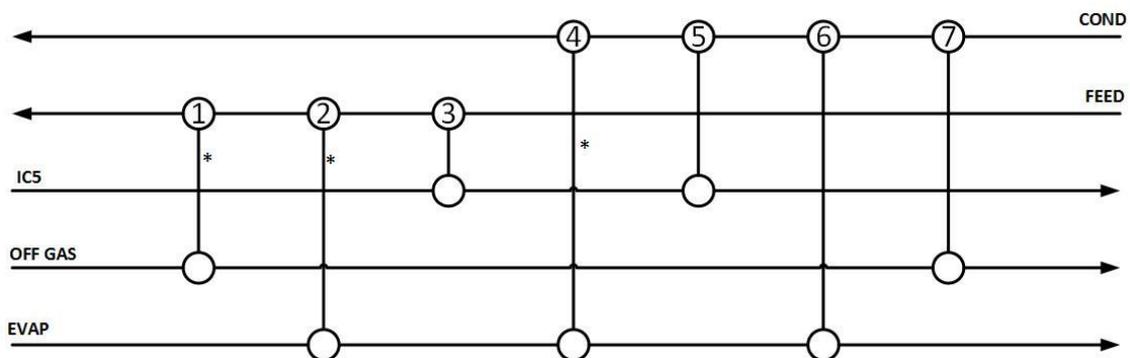


Figura 25. Esquema de la red binaria propuesta.

Para cada flujo de refrigerante no existe una única solución válida si no que existe un rango de posibilidades para los que la red daría respuesta al problema planteado. Con el objetivo de facilitar el posterior diseño se van a determinar los límites en los que la red planteada sería factible.

En este caso el flujo térmico de HX2 (Feed-Evaporador) es el valor crítico que determina el rango de validez de la red para el que existen un valor máximo y mínimo entre los que la red podría funcionar. El valor final vendrá definido en la etapa de diseño del intercambiador.

En el dimensionado de los intercambiadores de calor binarios entre dos corrientes que conforman un único intercambiador multicorriente lo habitual es dar a cada intercambiador el valor máximo posible, buscando reducir el número total de intercambiadores binarios y con ello la complejidad del equipo. Sin embargo, es posible asignar un valor distinto al máximo por razones operativas o de diseño.

El valor del flujo térmico de HX1 (Feed- Off gas) viene fijado por las necesidades del proceso puesto que la corriente de off gas es la única con potencial para reducir las dos últimas décimas (0,2 K) de la alimentación, enfriándola hasta su temperatura

final. Por lo tanto, este contacto tiene siempre la misma extensión (20 kW) independientemente del flujo de refrigerante empleado.

En cambio, el flujo térmico de HX2 (Feed-Evaporador) no viene determinado por el proceso y será el valor crítico que marcará el intervalo de validez de la red binaria. Su valor máximo vendrá limitado por el que sea capaz de llevar a la corriente del evaporador hasta una temperatura de 139,729 K, pues valores superiores de temperatura no permitirían el intercambio final de la corriente del evaporador con el condensador en HX6 respetando la diferencia de temperatura mínima de 1,7 K. En este caso el valor del flujo térmico está en función del flujo puesto que la condición limitante viene dada por la temperatura de salida del evaporador de HX2 a 139,726 K. Para un flujo del 85% del original (48,225 kg/s) el valor máximo sería 7070,996 kW, mientras que para un 90% del flujo original (51,093 kg/s) el máximo estaría en 7486,937 kW.

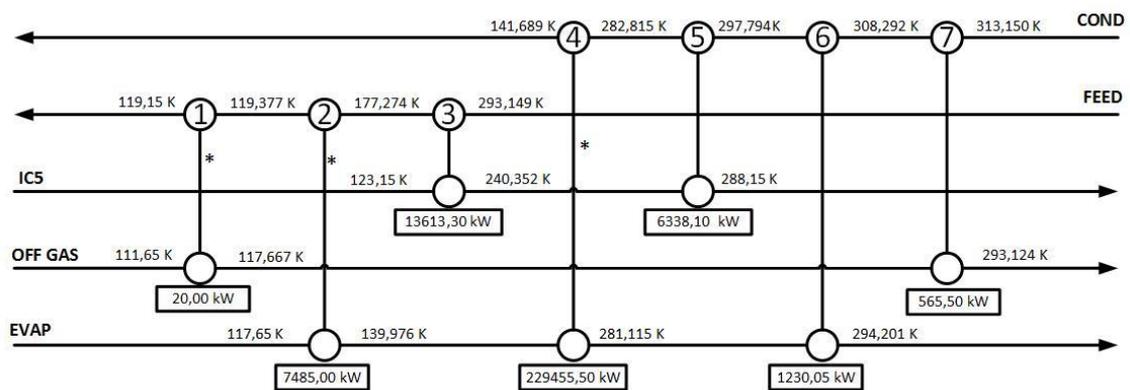


Figura 26. Red binaria para un 90% del flujo original y máximo flujo térmico en HX2.

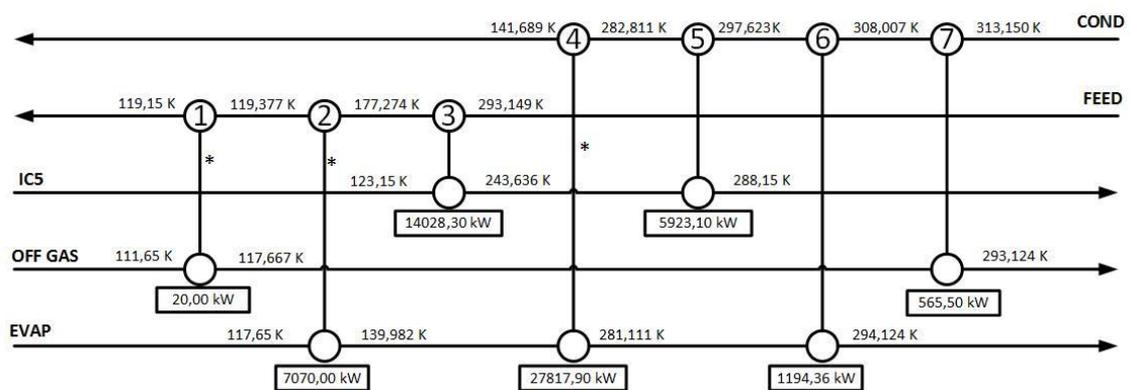


Figura 27. Red binaria para un 85% del flujo original y máximo flujo térmico en HX2.

El límite inferior viene dado por el posible Pinch interior que presentan las curvas del intercambiador HX3 (Feed- IC5). La curva de isopentano es siempre la misma puesto que no participa en ningún intercambio anterior. En cambio, la curva de

alimentación depende del calor aportado en HX2. La cantidad de calor aportado por la alimentación en HX2 modifica la longitud de la zona plana de condensación de la curva de alimentación disponible en HX3, acercando o alejando las curvas de isopentano y de la alimentación en el Pinch interior de HX3.

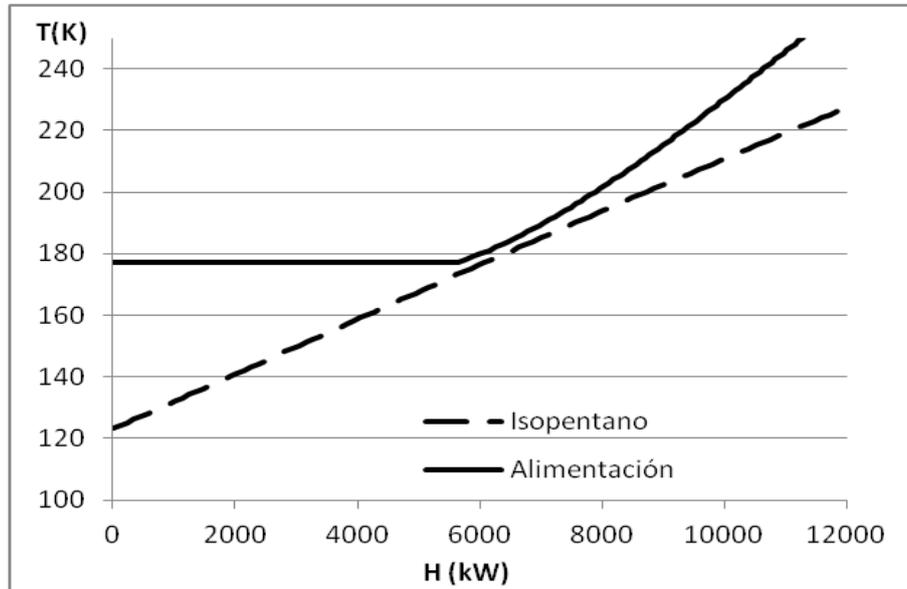


Figura 28. Perfil de temperaturas de HX3 para el mínimo flujo térmico de HX2 para $\Delta T_{min} = 1,7K$.

Si la diferencia de temperatura en el Pinch interior de HX3 fuese inferior a la diferencia de temperatura mínima fijada (1,7 K) el intercambio de calor en HX3 acabaría en el Pinch, con las siguientes consecuencias:

- La corriente de alimentación no se agotaría, por lo que la red planteada no sería válida al no disponer de más etapas de enfriamiento para Feed.
- Quedaría una gran parte de la corriente de isopentano sin enfriar lo que se traduciría en un enfriamiento excesivo de la corriente del condensador en HX5 (Condensador- IC5) hasta agotarla, imposibilitando los intercambios en HX6 y HX7.

El límite inferior del flujo térmico de HX2 será el que permita una diferencia mínima de 1,7 K en el Pinch interior de HX3. Este Pinch se encuentra a una temperatura ligeramente por encima del punto de burbuja de la corriente de alimentación y para una diferencia de temperatura igual que la mínima fijada en el Pinch interior el flujo de HX2, calculado su valor por tanteo, es de 6991,935 kW que se aproximará a 7000 kW para evitar errores de resolución. Este valor es independiente del flujo de refrigerante puesto que sólo depende de la corriente de alimentación.

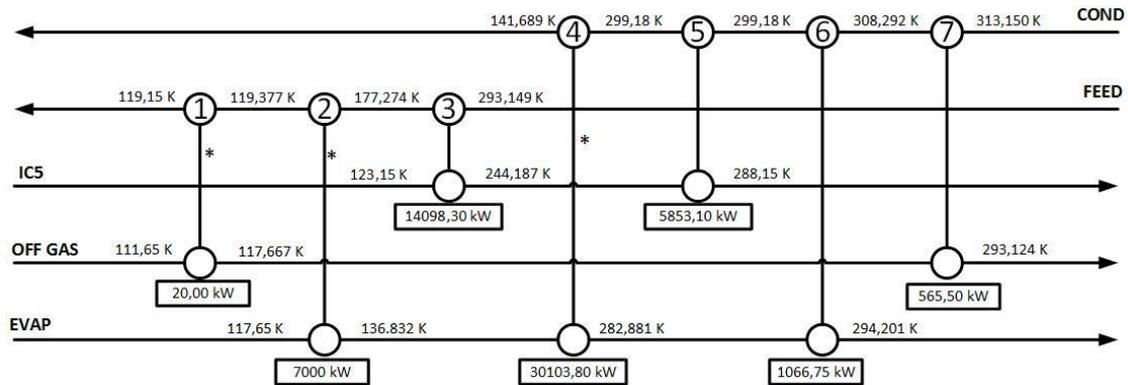


Figura 29. Red binaria para un 90% del flujo original y mínimo flujo térmico en HX2.

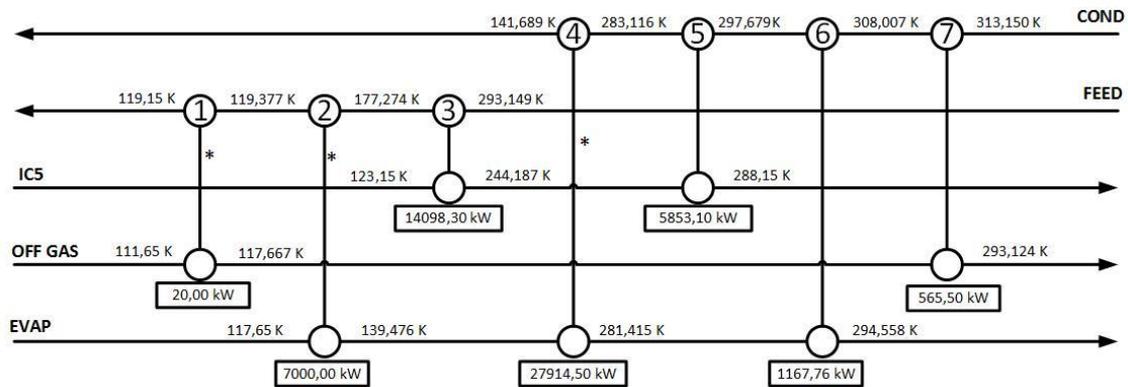


Figura 30. Red binaria para un 85% del flujo original y mínimo flujo térmico en HX2.

Al depender el límite máximo del flujo de refrigerante, y siendo el límite mínimo un valor fijado (7000 kW) independiente de dicho flujo, existe una limitación estructural de la topología. Para un flujo de refrigerante del 80% del valor original el máximo flujo térmico de HX2 se corresponde con 6655,055 kW valor que se encuentra por debajo del mínimo establecido anteriormente. Por lo tanto, se deduce que la estructura de la red binaria detallada anteriormente no es válida para todos los flujos, existiendo un flujo mínimo por debajo del cual ambas condiciones (límite máximo y mínimo) no se pueden cumplir de forma simultánea. Este flujo mínimo será aquel para el que la carga térmica máxima coincida con la mínima, condición que se cumple para un flujo de 47,7399 kg/s (84,050% del original). Las condiciones de la red binaria para este flujo mínimo son las mostradas a continuación.

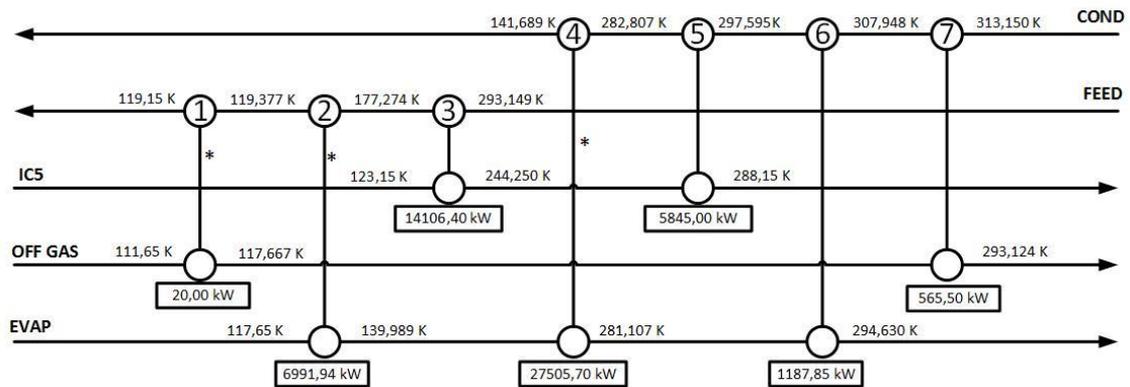


Figura 31. Red binaria para el flujo mínimo absoluto (84,050% del flujo original).

Como red definitiva, pendiente de posibles modificaciones en la fase de diseño, se detalla en el siguiente esquema la red binaria para un 85% del flujo original (48,225 kg/s y un ahorro del 68,35%) y para un valor intermedio de la carga térmica en HX2 (7035 kW).

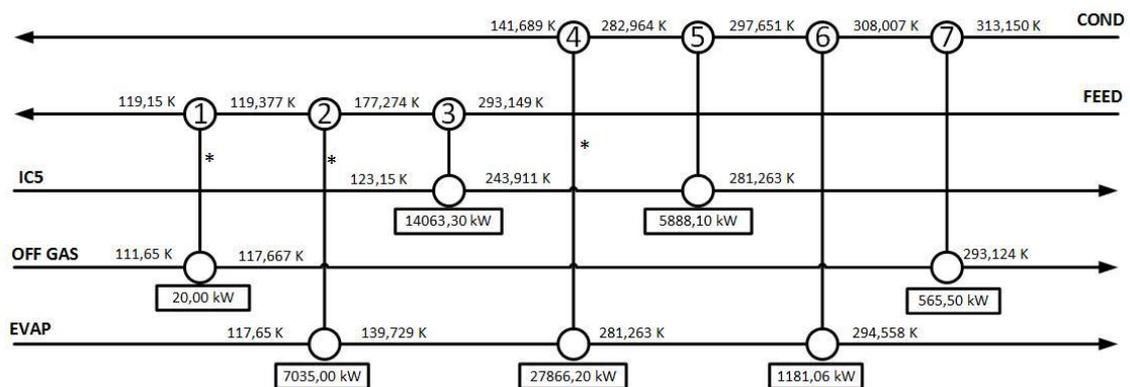


Figura 32. Red binaria para un 85% del flujo original y flujo térmico medio en HX2.

A continuación, aparecen detallados los perfiles de temperaturas de los siete intercambiadores binarios, así como del conjunto de todos ellos.

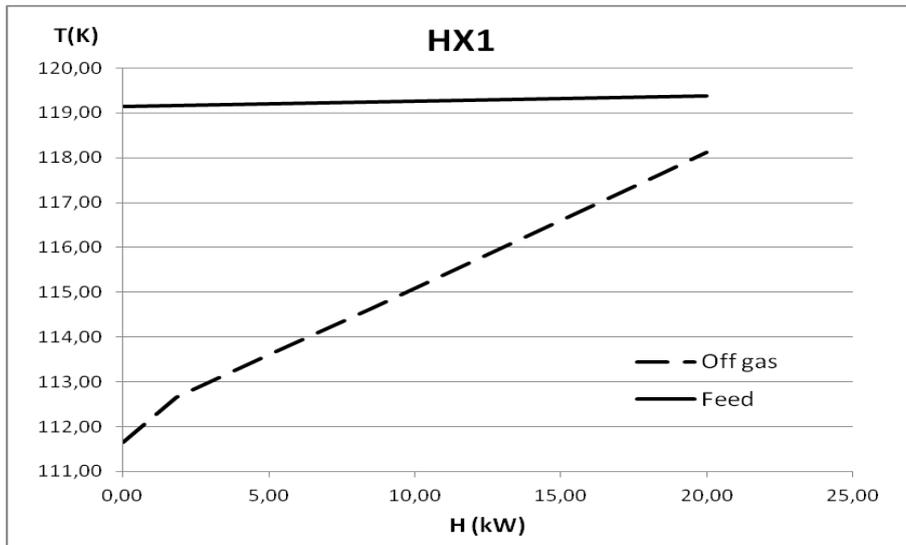


Figura 33. Perfil de temperaturas de HX1 para un 85% del flujo original, flujo térmico medio en HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$.

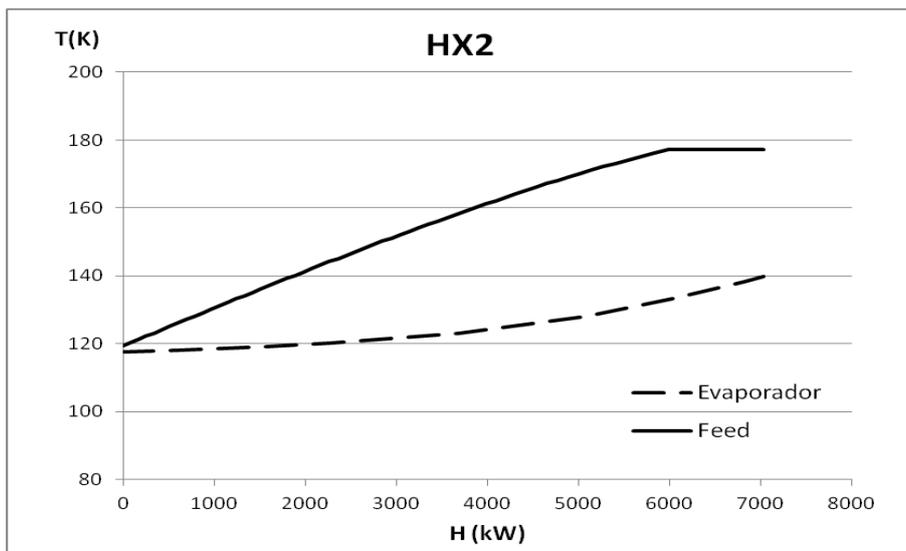


Figura 34. Perfil de temperaturas de HX2 para un 85% del flujo original, flujo térmico medio en HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$.

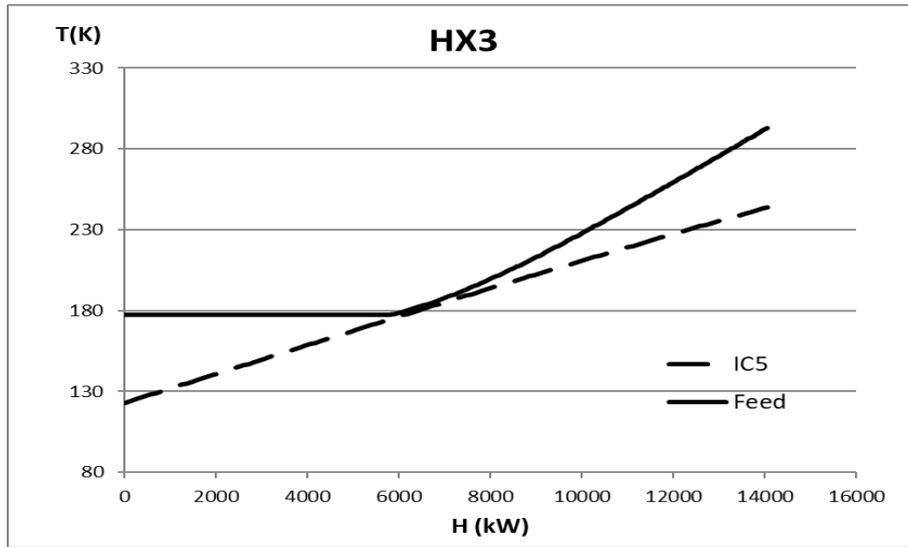


Figura 35. Perfil de temperaturas de HX3 para un 85% del flujo original, flujo térmico medio en HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$.

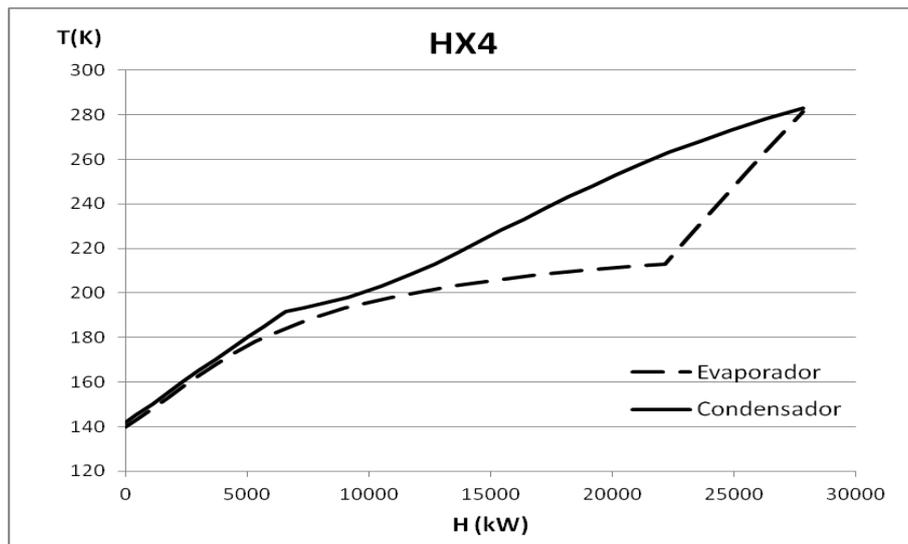


Figura 36. Perfil de temperaturas de HX4 para un 85% del flujo original, flujo térmico medio en HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$.

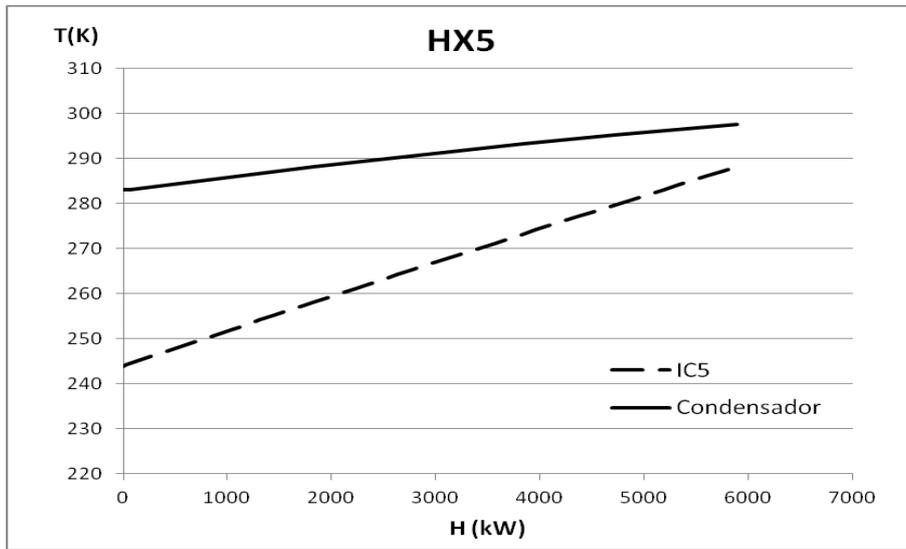


Figura 37. Perfil de temperaturas de HX5 para un 85% del flujo original, flujo térmico medio en HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$.

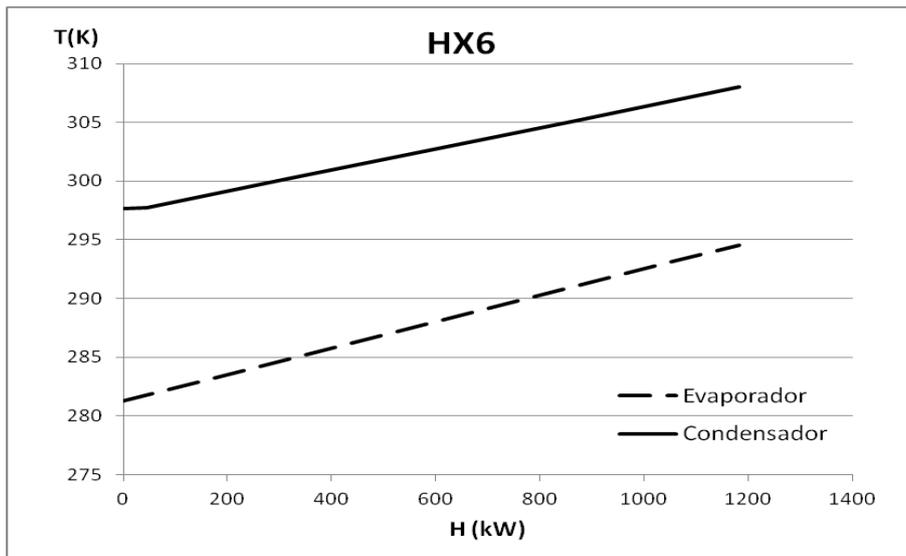


Figura 38. Perfil de temperaturas de HX6 para un 85% del flujo original, flujo térmico medio en HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$.

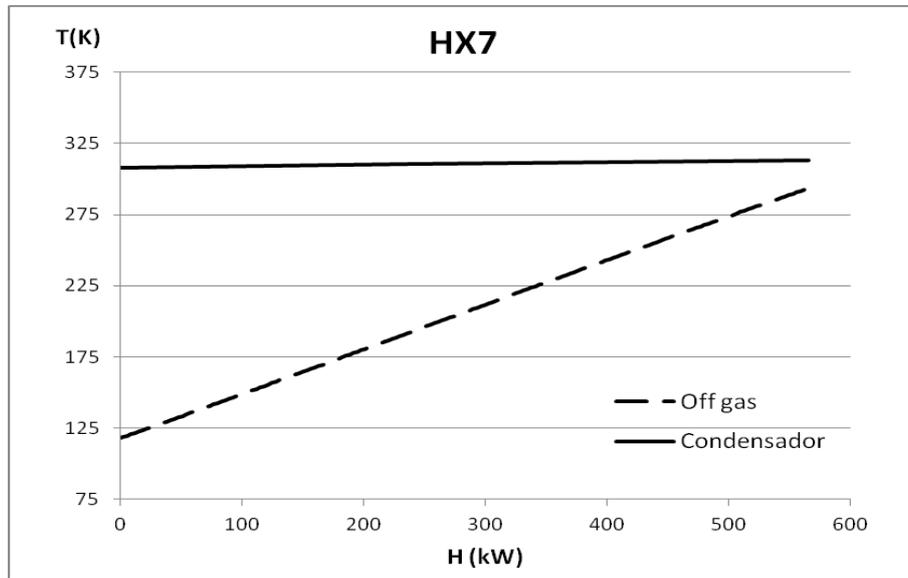


Figura 39. Perfil de temperaturas de HX7 para un 85% del flujo original, flujo térmico medio en HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$.

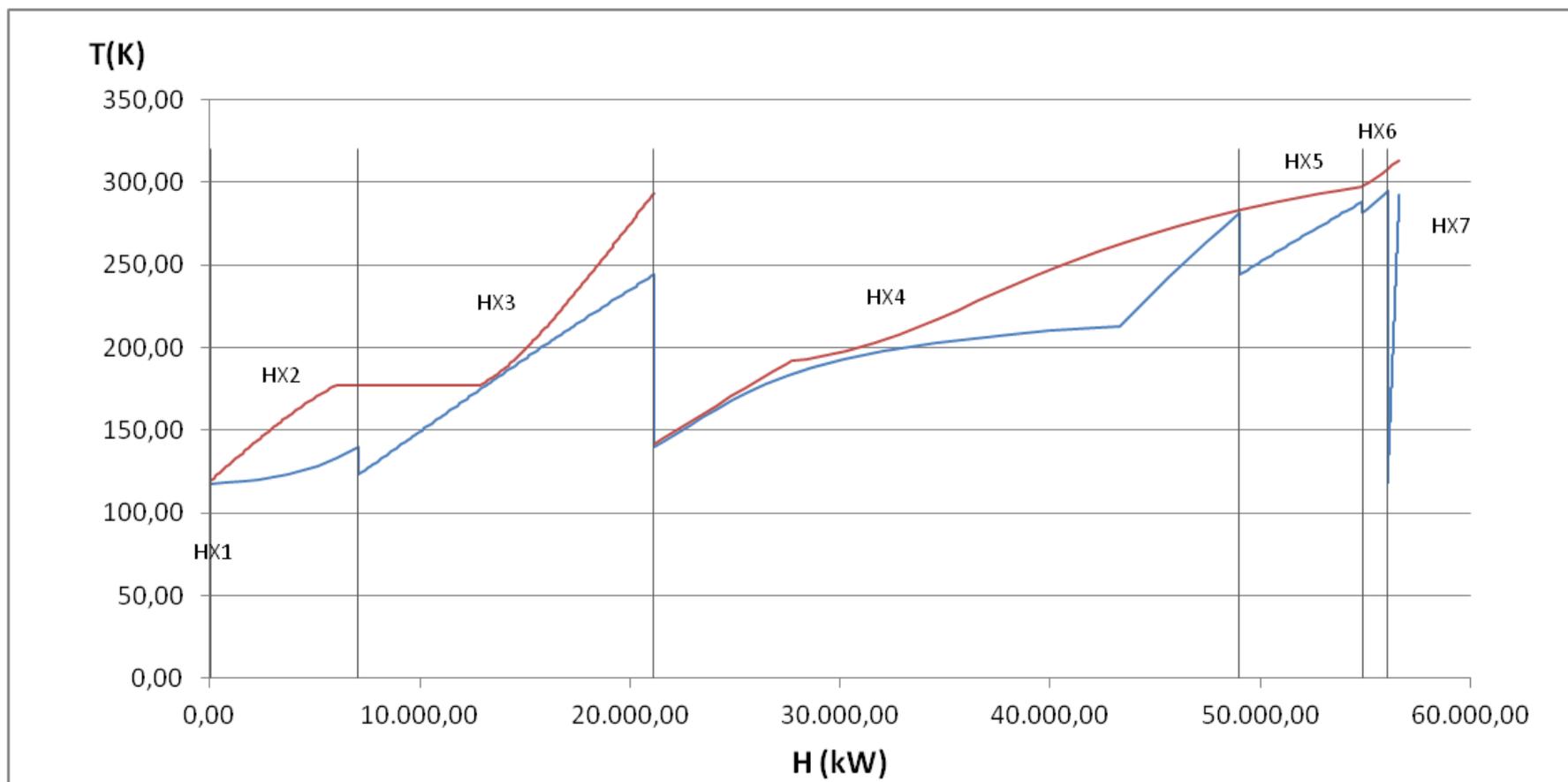


Figura 40. Perfil de temperaturas del conjunto de intercambiadores binarios para un 85% del flujo original, un valor medio del flujo térmico de HX2 y $\Delta T_{min} = 1,7K$.

10. Diseño mecánico

En la literatura existen numerosas publicaciones sobre el diseño mecánico y optimización de intercambiadores de calor de aletas y placas. Muchos autores como (Skaugen et al. 2013; Xie et al. 2008; Guo et al. 2018) proponen complejos algoritmos genéticos basados en diferentes parámetros como solución a este problema.

Al ser un problema tan complejo en el que existen un número tan elevado de variables que influyen en la eficacia del intercambiador, la opción más utilizada para la construcción de los intercambiadores multiflujo pasa por software comercial como Aspen. Guo et al. 2018; Alabdulkarem et al. 2011; Pacio and Dorao 2011 recomiendan el uso de simuladores comerciales y en concreto Aspen o HYSYS® como la opción más sencilla para diseñar y optimizar intercambiadores de placas y aletas especialmente utilizado para el diseño de intercambiadores para procesos criogénicos de licuefacción de GN.

En consecuencia, la parte del diseño mecánico del intercambiador correspondiente al diseño térmico previamente desarrollado se llevará a cabo utilizando el componente EDR de Aspen HYSYS®.

El nuevo intercambiador de calor se diseñará para un 85% del flujo original del refrigerante utilizado por Soave (6375 kmol/h) manteniendo las condiciones de presión y temperatura propuestas por el autor. Las razones por las que se limita el diseño a este ahorro, ligeramente superior al mínimo global son: mantener un margen de seguridad en caso de perturbaciones durante la operación, permitiendo al sistema de control conservar ciertos recursos de corrección. Aquí se incluye la posibilidad bastante probable de que la composición del GN sea ligeramente distinta al metano puro. Otra razón es simplificar el diseño mecánico mediante Aspen HYSYS® EDR, ya que, en condiciones de gradiente mínimo muy estrecho la tarea de diseño mecánico se presenta realmente complicada sin una amplia experiencia en el uso de este software.

En la Figura 41 se detallan dichas condiciones para todas las corrientes de entrada y salida del intercambiador.

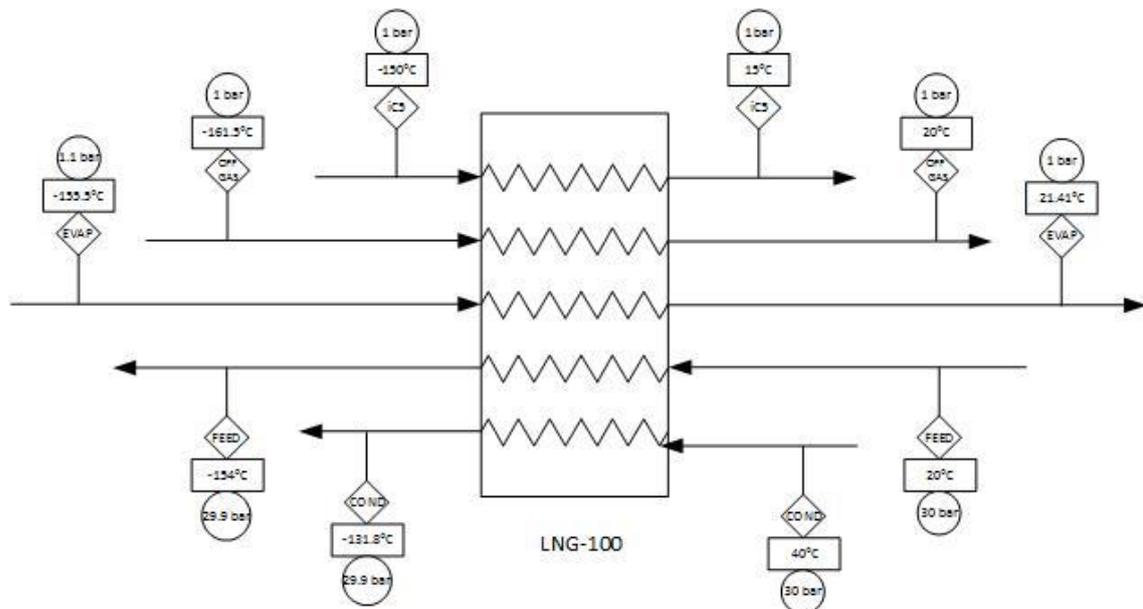


Figura 41. Diagrama de flujo del intercambiador de calor con un 85% del flujo original.

Este intercambiador supondría un ahorro del 68,35% del ahorro máximo permitido en cuanto al flujo de refrigerante empleado. Esto se traduciría en ahorros considerables en los costes de operación, emisiones de CO₂ y pérdidas por combustión de GN.

10.1. Simulación Aspen HYSYS® EDR

El diseño del intercambiador de calor mediante Aspen HYSYS® EDR se realizará utilizando dos de sus modos: modo “Design” y modo “Stream by stream simulation”.

En el modo “Design” se realiza un diseño mecánico y térmico detallado del intercambiador a partir de unas condiciones fijas de entrada y salida y en el modo “Stream by stream simulation” se parte del diseño preliminar realizado en el modo “Design” y de unas condiciones de entrada fijas obteniendo mediante simulación las correspondientes corrientes de salida.

Para asemejar al máximo los cálculos previamente realizados durante el diseño térmico a los efectuados por EDR se trabaja con el paquete de propiedades de Aspen (Aspen Properties) y con el paquete termodinámico de cálculo de Soave (SRK).

En la simulación realizada sólo se determinan las corrientes de entrada y de salida del intercambiador utilizando los valores por defecto propuestos por EDR para las todas variables relacionadas con el modelo de capas (layern pattern) y la geometría de las aletas debido a la falta de experiencia en el campo. El factor de ensuciamiento y las pérdidas hacia el exterior se consideran nulos.

La relación de corrientes establecida por Hysys y que será utilizada durante todo este apartado es la mostrada a continuación:

- Stream 1: Alimentación
- Stream 2: Off gas
- Stream 3: Isopentano
- Stream 4: Evaporador
- Stream 5: Condensador

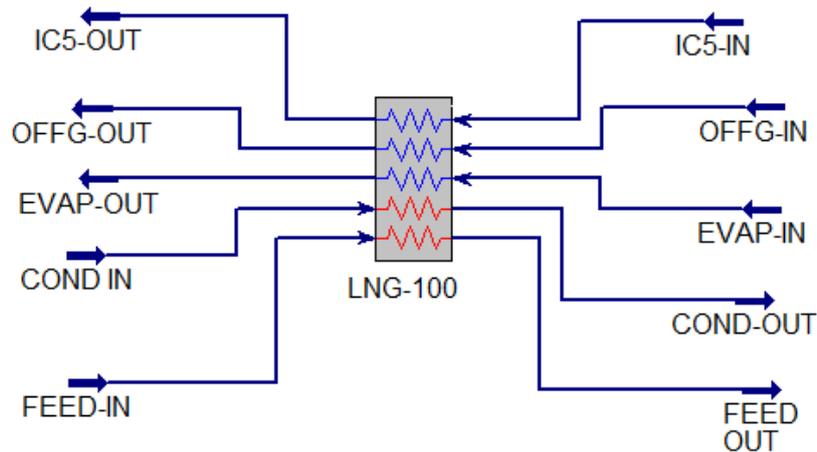


Figura 42. Esquema del intercambiador de calor utilizado por Aspen HYSYS®.

Durante el uso del modo de diseño de EDR se detectan algunas inconsistencias en los cálculos del balance energético que resultan en variaciones de las temperaturas de salida de las corrientes de off gas y del evaporador efectuadas de forma automática por el programa.

$T_{\text{out Off gas}} = 15,43^{\circ}\text{C}$ (en lugar de los 20°C originales)

$T_{\text{out Evap}} = 16,83^{\circ}\text{C}$ (en lugar de los $21,408^{\circ}\text{C}$ originales)

Estas modificaciones no suponen un problema importante para el funcionamiento del intercambiador dentro del sistema de licuefacción ya que tanto la corriente de off gas como el evaporador tienen como único requisito que estar ampliamente por encima del punto de burbuja. La corriente de off gas está destinada como combustible para proveer energía a los compresores, mientras que el evaporador se dirige a los compresores donde su temperatura se incrementará para posteriormente pasar por etapas de refrigeración con agua reduciendo su temperatura hasta los 40°C de la entrada del condensador.

De la simulación con el modo “Stream by Stream simulation” se obtienen unas condiciones de salida (presión y temperatura) ligeramente diferentes a las deseadas.

	Stream 1	Stream 2	Stream 3	Stream 4	Stream 5
	Feed	Off gas	IC5	Evap	Cond
Outlet temperature (°C)	-154	20	15	21,41	-131,46
Outlet temperature from input (°C)	-157,54	25,11	10,6	30,06	-134,7

Tabla 3. Temperaturas de salida modificadas por EDR.

Las condiciones de salida obtenidas mostradas en Tabla 4 no son las ideales puesto que las condiciones de salida de la alimentación y el condensador no coinciden con las detalladas anteriormente. Estos cambios provocarían importantes cambios en las corrientes de salida del flash (off gas y la corriente de GN licuado) y en las condiciones de entrada del evaporador aguas arriba de la válvula.

Además, las caídas de presión de algunas corrientes son superiores a las establecidas (0,39 bar en la corriente de off gas) y significativamente más elevadas de lo usualmente utilizado en este campo.

	Stream 1	Stream 2	Stream 3	Stream 4	Stream 5
	Feed	Off gas	IC5	Evap	Cond
Outlet temperature (°C)	-157,54	25,11	10,6	30,06	-134,7
Outlet pressure (bar)	29,86	0,848	0,614	87,04	29,87
Pressure drop (bar)	0,141	0,152	0,386	0,23	0,131

Tabla 4. Condiciones de salida de todas las corrientes para el nuevo intercambiador.

Para ajustar estos valores sería necesario modificar los tipos y la geometría de las aletas utilizadas, notablemente influyente en la caída de presión y el modelo de capas. Estas modificaciones no están incluidas en este trabajo debido a falta de experiencia y conocimiento en el campo.

10.2. Diseño térmico

La curva compuesta de las corrientes del proceso proporcionada resultante del diseño térmico realizado por EDR y mostrada en Figura 43 es prácticamente equivalente a la obtenida previamente en el apartado 4. *Curvas compuestas del proceso.*

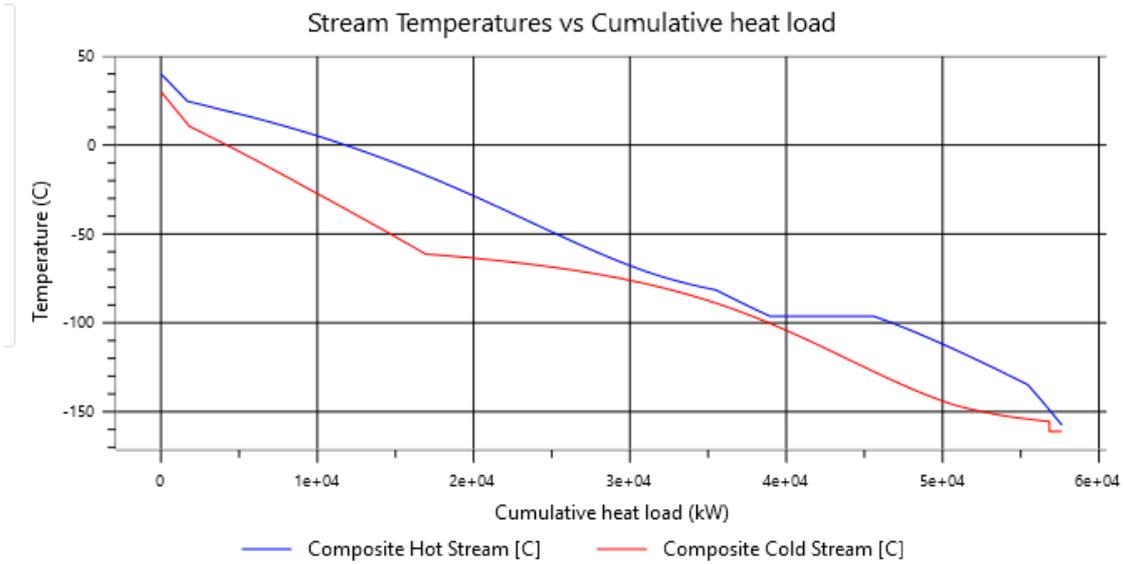


Figura 43. Curvas compuestas combinadas de las corrientes del proceso y servicios auxiliares dadas por Aspen HYSYS® EDR.

Para cada una de las corrientes se conoce el perfil de temperatura y de presión en el interior del intercambiador donde 0 mm es el extremo caliente (superior) y 3596 mm el extremo frío (inferior).

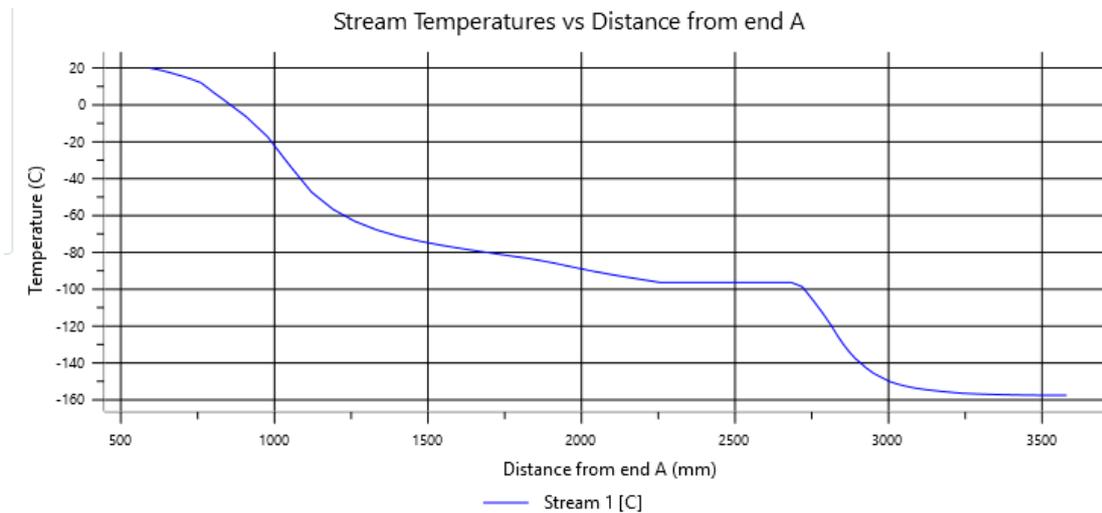


Figura 44. Perfil de temperatura de la corriente de alimentación.

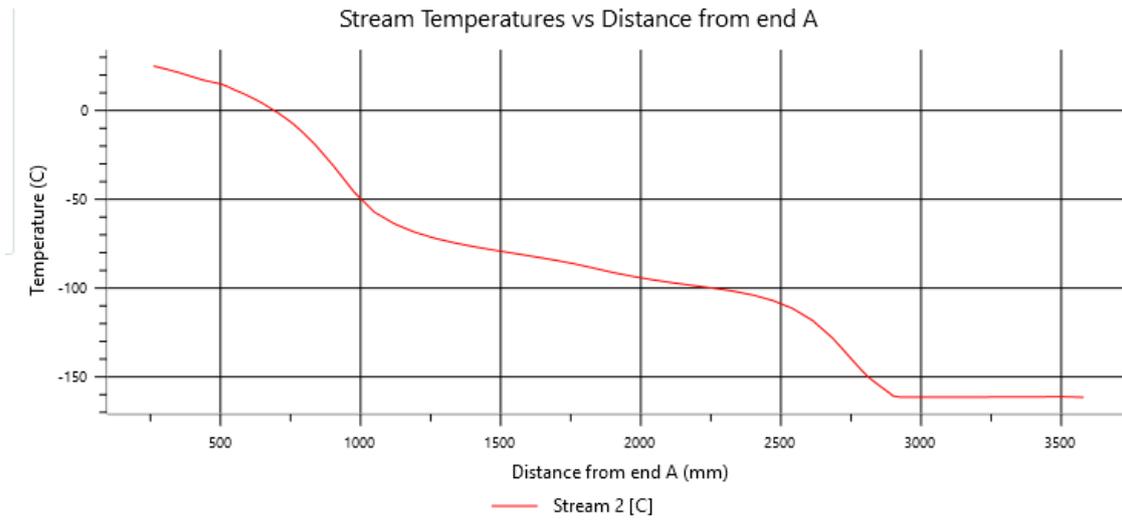


Figura 45. Perfil de temperatura de la corriente de off gas.

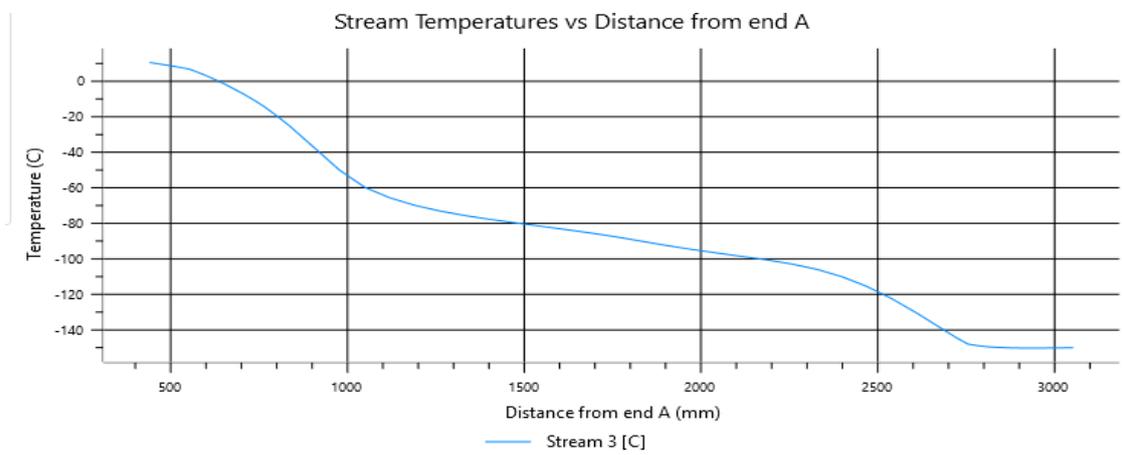


Figura 46. Perfil de temperatura de la corriente de isopentano.

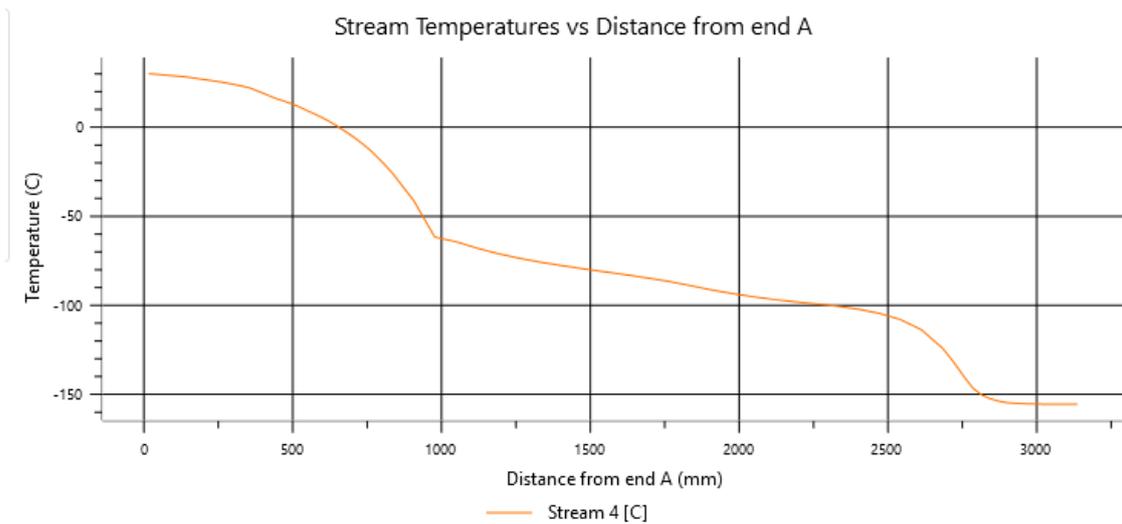


Figura 47. Perfil de temperatura del evaporador.

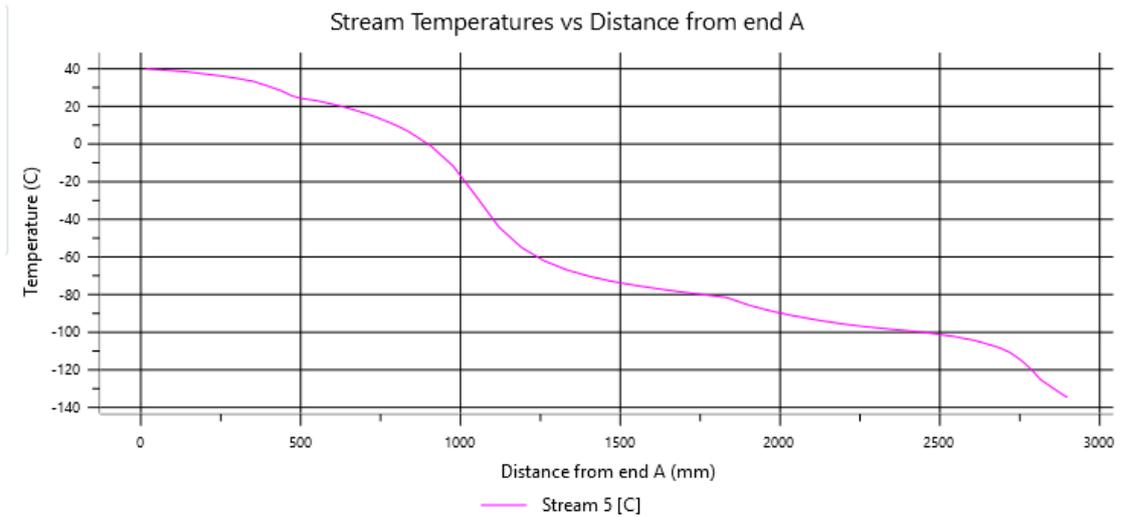


Figura 48. Perfil de temperatura del condensador.

Hay que resaltar que a la vista de estos perfiles puede asegurarse la no existencia de cruces de temperatura en el intercambiador, pues los ascensos y descensos de T en todas las corrientes siguen una pauta monótonamente creciente o decreciente.

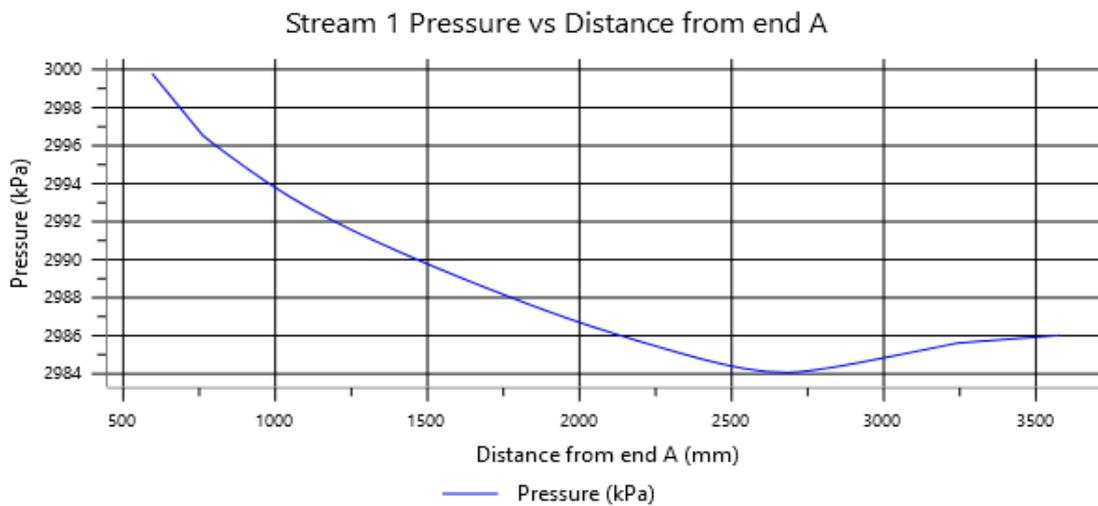


Figura 49. Perfil de presiones de la corriente de alimentación.

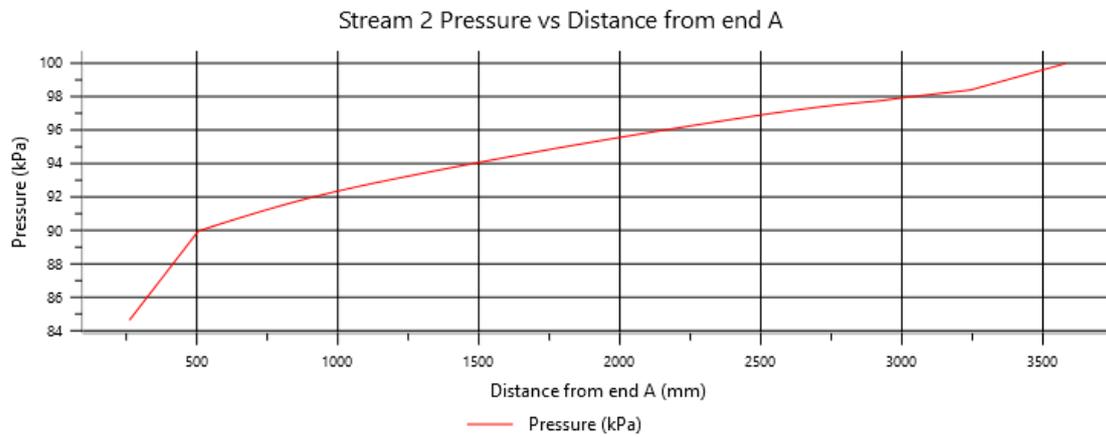


Figura 50. Perfil de presiones de la corriente de off gas.

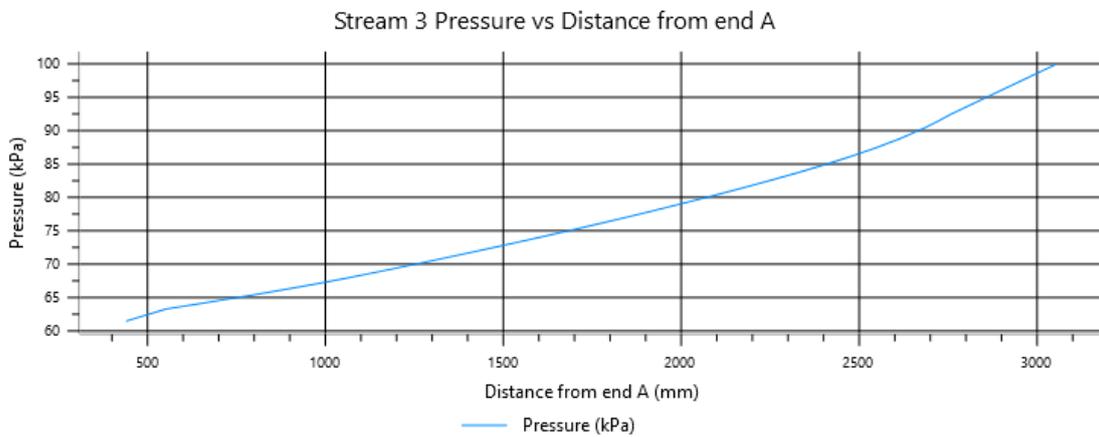


Figura 51. Perfil de presiones de la corriente de isopentano.

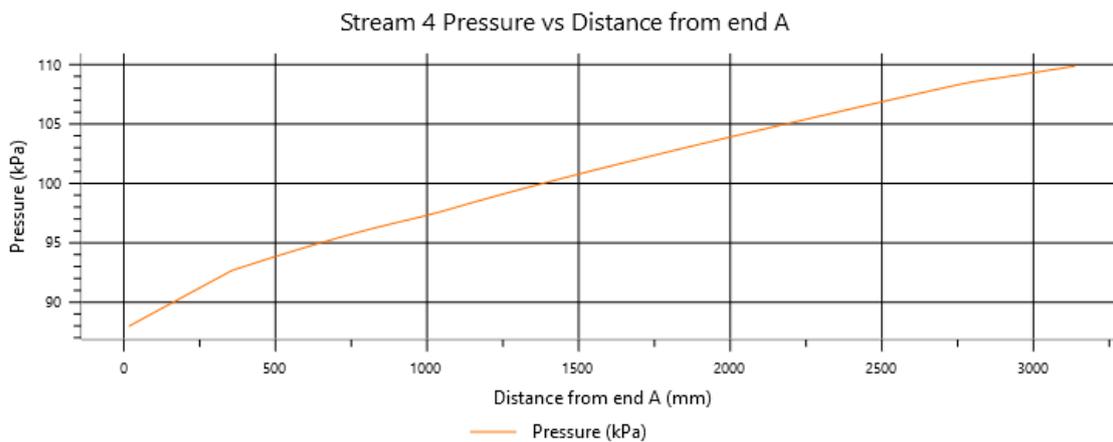


Figura 52. Perfil de presiones del evaporador.

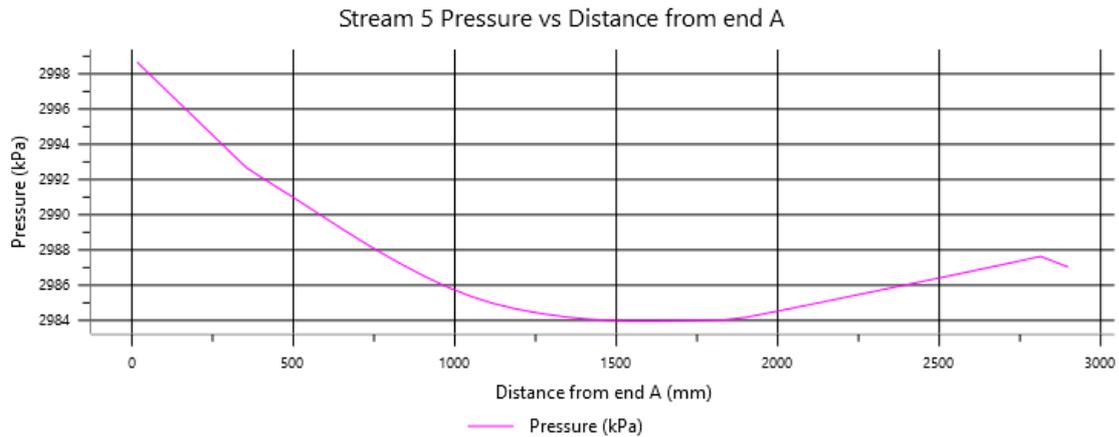


Figura 53. Perfil de presiones del condensador.

En este caso los perfiles de temperatura de cada capa coinciden con los perfiles de cada corriente (mostrados en las gráficas anteriores) puesto que el modelo de capas desarrollado es el más simple posible, con un único tipo de capa para cada corriente. La correspondencia entre capas y corrientes es la siguiente:

- Capa A: Alimentación
- Capa B: Off gas
- Capa C: Isopentano
- Capa D: Evaporador
- Capa E: Condensador

10.3. Resultados del diseño mecánico con Aspen HYSYS® EDR.

El intercambiador resultante de la etapa de diseño es un intercambiador de placas y aletas fabricado en aluminio, el material más utilizado para este tipo de aplicaciones, vertical, de flujo axial, unas dimensiones de 3596,47 x 1000 x 1161,9 mm y un peso vacío de 23531,2 kg. Al ser el peso propuesto por EDR notablemente superior al que le correspondería a un bloque de aluminio compacto de las mismas dimensiones que el intercambiador se concluye que los cálculos de EDR incluyen accesorios, superestructura, tubuladuras, bridas, instrumentación...

Como se observa en la figura siguiente (Figura 54) las corrientes frías (corrientes 2, 3 y 4) entran por la parte inferior y salen por la superior, mientras que las corrientes calientes (corrientes 1 y 5) fluyen en sentido contrario.

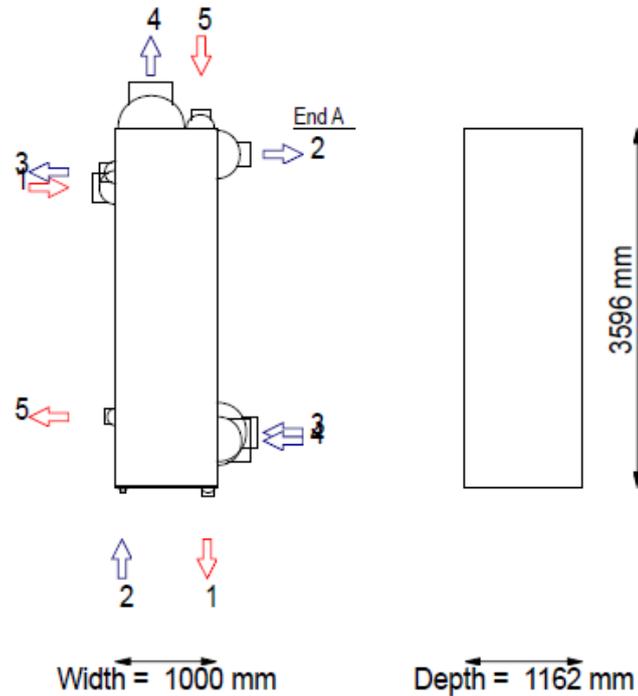


Figura 54. Plano de dimensiones generales del intercambiador.

La eficacia del intercambiador de calor es una de las claves para alcanzar la viabilidad económica de una planta de licuefacción de GN. Esta eficacia depende principalmente de dos conceptos relacionados entre sí: la eficacia de las aletas y el modelo de capas. La eficacia de las aletas viene determinada por la geometría de dichas aletas: dimensiones y tipo de aleta.

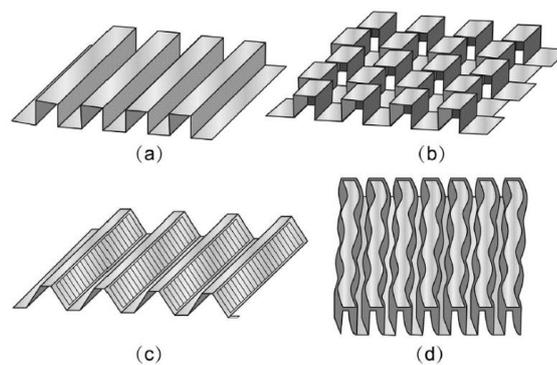


Figura 55. Tipos de aletas comúnmente empleados. (a) Plain fin (b) Offset fin (c) Louvered fin (d) Wavy fin. (Wang, et. al., 2017)

Sin embargo, la geometría de aletas más adecuada cambia dependiendo de las condiciones de la corriente que circule a través de ellas. Por ello aparece el concepto de modelo de capas que consiste en organizar el intercambiador de calor en tipos de capas cada una con un único modelo de aletas optimizado y por el que circula una única corriente, aunque es posible asignar dos tipos de capas a una misma corriente. Dentro del intercambiador de calor las capas se distribuyen una a una organizadas

en base al óptimo intercambio de calor entre corrientes, como una compleja red binaria múltiple, de tal forma que las especificaciones de salida se cumplan.

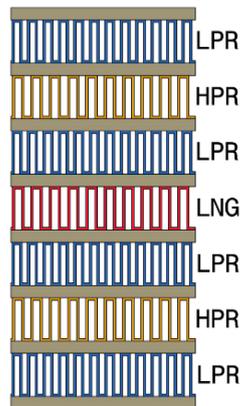


Figura 56. Ejemplo de varias capas distribuidas en un intercambiador de calor para GN licuado.

El diseño de un modelo de capas optimizado es complicado por lo que frecuentemente se utiliza software para desarrollarlo.

En el intercambiador diseñado existen cinco tipos de capas cada uno de ellos con un tipo de aleta principal optimizado y asignado a cada una de las corrientes del proceso. De las cinco aletas utilizadas dos son de tipo serrado y tres de tipo perforado, todas ellas con la misma altura (6,4mm) pero, distintos espesores. La geometría detallada de las aletas está definida en el informe adjunto en el ANEXO 3.

La distribución de las capas está organizada en cinco intercambiadores iguales en paralelo cada uno de ellos formado por 146 capas pertenecientes a alguno de los cinco bloques de capas anteriormente nombrados.

Estas capas están distribuidas entre las 5 corrientes de la siguiente forma:

Stream 1 (Feed): 20 capas

Stream 2 (Off gas): 4 capas

Stream 3 (Isopentano): 21 capas

Stream 4 (Evaporador): 72 capas

Stream 5 (Condensador): 29 capas

Total: 146 capas

El número de capas determina el área de intercambio de cada corriente:

Stream 1 (Feed): 2666,2 m²

Stream 2 (Off gas): 580,1 m²

Stream 3 (Isopentano): 2562,3 m²

Stream 4 (Evaporador): 9686,5 m²

Stream 5 (Condensador): 3835,9 m²

Total: 19331 m²

El informe detallado del diseño del intercambiador mediante el componente EDR de Aspen HYSYS® se encuentra adjunto en el ANEXO 3.

CONCLUSIONES

- Se ha desarrollado un modelo de simulación de la planta de licuefacción de GN, a excepción del tren de compresión, basado en la EoS de SRK y se ha implementado en MatLab/Octave; el modelo reproduce con gran precisión los parámetros de operación; como comprobación adicional se ha realizado la simulación en Aspen HYSYS® del caso base, ofreciendo iguales resultados. El modelo se considera validado.
- Se ha realizado el análisis energético del proceso utilizando la tecnología de Pinch, resultando en la evidencia de un consumo de flujos térmicos de asociados al refrigerante superiores al mínimo necesario, que permitiría trabajar con un valor mínimo del 78,1 % del flujo original, con una diferencia mínima de temperatura (ΔT) de 1,7K.
- Se ha propuesto una red de intercambiadores binarios hipotéticos (en contracorriente) que permite comprobar la viabilidad del intercambio para un flujo de refrigerante de 5419 kmol/h, un 85% del originalmente utilizado por Soave.
- Se ha diseñado en detalle el nuevo intercambiador de calor multicorriente de placas y aletas en aluminio para ese mismo flujo de refrigerante de 5419 kmol/h utilizando la herramienta EDR del software Aspen HYSYS®, y obteniéndose un dispositivo de (aprox.) 3 x 1 x 1,1 m sin cruces internos de temperatura.

BIBLIOGRAFÍA

- Alabdulkarem, A. *et al.* (2011) 'Optimization of propane pre-cooled mixed refrigerant LNG plant', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 31(6–7), pp. 1091–1098. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.12.003.
- Aspen Technology Inc, Bedford, MA, U. S. (2018) 'ASPEN HYSYS® , A. Version 11.0.'
- 'Computers them. Engng', (1989), 13(4), pp. 577–585.
- Eaton, John W., David Bateman, Søren Hauberg, R. W. (2018) 'GNU Octave manual: a high-level interactive language for numerical computations.'
- Guo, K., Zhang, N. and Smith, R. (2015) 'Optimisation of fin selection and thermal design of counter-current plate-fin heat exchangers', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 78, pp. 491–499. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.11.071.
- Guo, K., Zhang, N. and Smith, R. (2018) 'Design optimisation of multi-stream plate fin heat exchangers with multiple fin types', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 131, pp. 30–40. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.099.
- He, T., Karimi, I. A. and Ju, Y. (2018) 'Review on the design and optimization of natural gas liquefaction processes for onshore and offshore applications', *Chemical Engineering Research and Design*. Institution of Chemical Engineers, 132, pp. 89–114. doi: 10.1016/j.cherd.2018.01.002.
- li-ye, P. (1990) 'and Modeling Optimization Models for Heat Area and Energy Targeting of Multi-Stream', *Computers them. Engng*, 14.
- Khan, M. S. *et al.* (2013) 'Knowledge based decision making method for the selection of mixed refrigerant systems for energy efficient LNG processes', *Applied Energy*. Elsevier Ltd, 111, pp. 1018–1031. doi: 10.1016/j.apenergy.2013.06.010.
- Lee, G. C., Smith, R. and Zhu, X. X. (2002) 'Optimal synthesis of mixed-refrigerant systems for low-temperature processes', *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 41(20), pp. 5016–5028. doi: 10.1021/ie020057p.
- Lemmon, Eric W., M. O. M. and D. G. F. (no date) "'Thermophysical Properties of Fluid Systems"' en NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69, Eds. P.J. Linstrom and W.G. Mallard, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, 20899,'.
- Linnhoff, B. Kemp, I. C. (Ed. . (2007) *Pinch Analysis and Process Integration*. Second edi. Butterworth-Heinemann.
- Michael L. Michelsen & Jorgen Mollerup (2007) 'Thermodynamic Models: Fundamentals and Computational Aspects.', *Tie-Line Publications 2007*; ISBN: 87-989961-3-4.
- Neau, E.; Raspo, I.; Escandell, J.; Nicolas, C. & Hernández-Garduza, O. (2009) *The Soave, Twu and Boston–Mathias alpha functions in cubic equations of state. Part*

II. Modeling of thermodynamic properties of pure compounds Fluid Phase Equilibria.

- Pacio, J. C. and Dorao, C. A. (2011) 'A review on heat exchanger thermal hydraulic models for cryogenic applications', *Cryogenics*. Elsevier Ltd, 51(7), pp. 366–379. doi: 10.1016/j.cryogenics.2011.04.005.
- Price, B. C. and Mortko, R. A. (1996) 'PRICO - a simple, flexible proven approach to natural gas liquefaction, in "GASTECH, LNG, Natural Gas, LPG international conference , Vienna"'.
Reay, D. A. (1994) 'Pergamon', 14(5).
- Sahay, N. and Ierapetritou, M. (2009) 'Nihar SCM', *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*, 7(PART 1), pp. 405–410. doi: 10.1002/aic.
- Skaugen, G. et al. (2013) 'A flexible and robust modelling framework for multi-stream heat exchangers', *Computers and Chemical Engineering*. Elsevier Ltd, 49, pp. 95–104. doi: 10.1016/j.compchemeng.2012.10.006.
- Soave (1972) 'Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state.', *Chemical Engineering Science*.
- Soave (2016) 'Proposal of a combined process of LNG production and regasification.', *ResearchGate*. Available at: <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.3422.1843>.
- The MathWorks, Inc., Natick, MA, U. S. (2018) 'The MathWorks (2018) . MATLAB User's Guide Release 2018a'.
- Wang, Z. et al. (2017) 'A thermal design method for the performance optimization of multi-stream plate-fin heat exchangers', *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31(6), pp. 3017–3024. doi: 10.1007/s12206-017-0545-y.
- Wang, Z., Sundén, B. and Li, Y. (2017) 'A novel optimization framework for designing multi-stream compact heat exchangers and associated network', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 116, pp. 110–125. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.067.
- Xie, G. N., Sunden, B. and Wang, Q. W. (2008) 'Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm', *Applied Thermal Engineering*, 28(8–9), pp. 895–906. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.07.008.
- Xu, X. et al. (2014) 'Automatically varying the composition of a mixed refrigerant solution for single mixed refrigerant LNG (liquefied natural gas) process at changing working conditions', *Energy*. Elsevier Ltd, 64, pp. 931–941. doi: 10.1016/j.energy.2013.10.040.
- Zhe Wang, Bengt Sundén, Yanzhong Li, (2017). A Novel Optimization Framework for Designing Multi-Stream Compact Heat Exchangers and Associated Network. *Applied Thermal Engineering*, vol. 116, Elsevier Ltd, pp. 110–25, doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.01.067.

ANEXOS

ANEXO 1: Tablas de temperatura vs. flujo de entalpía.

- 1.1. Tabla temperatura vs. flujo de entalpía para el metano a 30 bar (Lemmon, Eric W.)

Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)	Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)
293.15	0.0000	260.15	80.1621
292.15	2.4310	259.15	82.5931
291.15	4.7997	258.15	85.0865
290.15	7.2308	257.15	87.5175
289.15	9.6618	256.15	90.0109
288.15	12.0929	255.15	92.4420
287.15	14.5239	254.15	94.9353
286.15	16.8926	253.15	97.3664
285.15	19.3237	252.15	99.8597
284.15	21.7547	251.15	102.3531
283.15	24.1858	250.15	104.8465
282.15	26.6168	249.15	107.3399
281.15	29.0478	248.15	109.8333
280.15	31.4165	247.15	112.3266
279.15	33.8476	246.15	114.8200
278.15	36.2786	245.15	117.3134
277.15	38.7097	244.15	119.8068
276.15	41.1407	243.15	122.3001
275.15	43.5718	242.15	124.8559
274.15	46.0028	241.15	127.3492
273.15	48.4338	240.15	129.9049
272.15	50.8649	239.15	132.4606
271.15	53.2959	238.15	134.9540
270.15	55.7270	237.15	137.5097
269.15	58.1580	236.15	140.0655
268.15	60.5891	235.15	142.6212
267.15	63.0201	234.15	145.1769
266.15	65.4511	233.15	147.7949
265.15	67.8822	232.15	150.3506
264.15	70.3756	231.15	152.9063
263.15	72.8066	230.15	155.5244
262.15	75.2376	229.15	158.1424
261.15	77.6687	228.15	160.7605

Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)	Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)
227.15	163.3785	182.15	303.7806
226.15	165.9966	181.15	308.3684
225.15	168.6146	180.15	313.1993
224.15	171.2950	179.15	318.3232
223.15	173.9130	178.15	323.8273
222.15	176.5934	177.274001	329.0634
221.15	179.2738	177.274	599.2582
220.15	181.9542	177.15	600.0561
219.15	184.6969	176.15	606.2459
218.15	187.3773	175.15	612.1365
217.15	190.1200	174.15	617.7902
216.15	192.8627	173.15	623.2445
215.15	195.6054	172.15	628.5242
214.15	198.4105	171.15	633.6668
213.15	201.1532	170.15	638.6785
212.15	203.9582	169.15	643.5780
211.15	206.8256	168.15	648.3840
210.15	209.6307	167.15	653.0965
209.15	212.4981	166.15	657.7341
208.15	215.3654	165.15	662.2970
207.15	218.2952	164.15	666.7913
206.15	221.1625	163.15	671.2295
205.15	224.1546	162.15	675.6054
204.15	227.0843	161.15	679.9314
203.15	230.0764	160.15	684.2138
202.15	233.1307	159.15	688.4463
201.15	236.1228	158.15	692.6414
200.15	239.2395	157.15	696.7929
199.15	242.3562	156.15	700.9132
198.15	245.4730	155.15	704.9961
197.15	248.6645	154.15	709.0478
196.15	251.8872	153.15	713.0622
195.15	255.1473	152.15	717.0578
194.15	258.4572	151.15	721.0223
193.15	261.8108	150.15	724.9556
192.15	265.2205	149.15	728.8702
191.15	268.6863	148.15	732.7599
190.15	272.2144	147.15	736.6246
189.15	275.8174	146.15	740.4706
188.15	279.4889	145.15	744.2980
187.15	283.2539	144.15	748.1066
186.15	287.1061	143.15	751.8903
185.15	291.0706	142.15	755.6615
184.15	295.1597	141.15	759.4141
183.15	299.3860	140.15	763.1479

Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)
139.15	766.8693
138.15	770.5782
137.15	774.2683
136.15	777.9461
135.15	781.6113
134.15	785.2641
133.15	788.9045
132.15	792.5323
131.15	796.1477
130.15	799.7507
129.15	803.3474
128.15	806.9291
127.15	810.5027
126.15	814.0664
125.15	817.6213
124.15	821.1669
123.15	824.7038
122.15	828.2319
121.15	831.7519
120.15	835.2638
119.15	838.7676

1.2. Tabla temperatura vs. flujo de entalpía para el metano a 1 bar (Lemmon, Eric W.)

Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)	Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)
111.65	512.7700	152.65	598.8200
113.65	514.9800	153.65	600.9300
114.65	517.1900	154.65	603.0500
115.65	519.3900	155.65	605.1600
116.65	521.5900	156.65	607.2800
117.65	523.7800	157.65	609.3900
118.65	525.9700	158.65	611.5100
119.65	528.1500	159.65	613.6200
120.65	530.3300	160.65	615.7300
121.65	532.5100	161.65	617.8400
122.65	534.6800	162.65	619.9500
123.65	536.8500	163.65	622.0600
124.65	539.0100	164.65	624.1700
125.65	541.1700	165.65	626.2800
126.65	543.3300	166.65	628.3900
127.65	545.4900	167.65	630.5000
128.65	547.6400	168.65	632.6100
129.65	549.8000	169.65	634.7200
130.65	551.9500	170.65	636.8200
131.65	554.0900	171.65	638.9300
132.65	556.2400	172.65	641.0400
133.65	558.3800	173.65	643.1500
134.65	560.5200	174.65	645.2500
135.65	562.6600	175.65	647.3600
136.65	564.8000	176.65	649.4600
137.65	566.9400	177.65	651.5700
138.65	569.0700	178.65	653.6700
139.65	571.2000	179.65	655.7800
140.65	573.3300	180.65	657.8900
141.65	575.4600	181.65	659.9900
142.65	577.5900	182.65	662.1000
143.65	579.7200	183.65	664.2000
144.65	581.8500	184.65	666.3100
145.65	583.9700	185.65	668.4100
146.65	586.0900	186.65	670.5100
147.65	588.2200	187.65	672.6200
148.65	590.3400	188.65	674.7200
149.65	592.4600	189.65	676.8300
150.65	594.5800	190.65	678.9300
151.65	596.7000	191.65	681.0400

Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)	Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)
192.65	683.1400	239.65	782.5700
193.65	685.2500	240.65	784.7100
194.65	687.3600	241.65	786.8400
195.65	689.4600	242.65	788.9800
196.65	691.5700	243.65	791.1200
197.65	693.6700	244.65	793.2500
198.65	695.7800	245.65	795.3900
199.65	697.8900	246.65	797.5300
200.65	699.9900	247.65	799.6800
201.65	702.1000	248.65	801.8200
202.65	704.2100	249.65	803.9600
203.65	706.3100	250.65	806.1100
204.65	708.4200	251.65	808.2600
205.65	710.5300	252.65	810.4100
206.65	712.6400	253.65	812.5600
207.65	714.7500	254.65	814.7100
208.65	716.8600	255.65	816.8600
209.65	718.9700	256.65	819.0100
210.65	721.0800	257.65	821.1700
211.65	723.1900	258.65	823.3300
212.65	725.3000	259.65	825.4800
213.65	727.4100	260.65	827.6400
214.65	729.5300	261.65	829.8000
215.65	731.6400	262.65	831.9700
216.65	733.7500	263.65	834.1300
217.65	735.8700	264.65	836.3000
218.65	737.9800	265.65	838.4700
219.65	740.1000	266.65	840.6400
220.65	742.2100	267.65	842.8100
221.65	744.3300	268.65	844.9800
222.65	746.4500	269.65	847.1500
223.65	748.5700	270.65	849.3300
224.65	750.6800	271.65	851.5100
225.65	752.8000	272.65	853.6900
226.65	754.9300	273.65	855.8700
227.65	757.0500	274.65	858.0500
228.65	759.1700	275.65	860.2400
229.65	761.2900	276.65	862.4200
230.65	763.4200	277.65	864.6100
231.65	765.5400	278.65	866.8000
232.65	767.6700	279.65	868.9900
233.65	769.7900	280.65	871.1900
234.65	771.9200	281.65	873.3800
235.65	774.0500	282.65	875.5800
236.65	776.1800	283.65	877.7800
237.65	778.3100	284.65	879.9800
238.65	780.4400	285.65	882.1900

Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)
286.65	884.3900
287.65	886.6000
288.65	888.8100
289.65	891.0300
290.65	893.2400
291.65	895.4600
292.65	897.6700

1.3. Tabla temperatura vs. flujo de entalpía para el isopentano (2-metil – butano) a 1 bar (Lemmon, Eric W.)

Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)	Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)
123.15	-346.5400	163.15	-274.8900
124.15	-344.7200	164.15	-273.1000
125.15	-342.9000	165.15	-271.3100
126.15	-341.0800	166.15	-269.5200
127.15	-339.2700	167.15	-267.7200
128.15	-337.4600	168.15	-265.9300
129.15	-335.6500	169.15	-264.1400
130.15	-333.8500	170.15	-262.3400
131.15	-332.0500	171.15	-260.5400
132.15	-330.2500	172.15	-258.7400
133.15	-328.4500	173.15	-256.9400
134.15	-326.6600	174.15	-255.1400
135.15	-324.8600	175.15	-253.3300
136.15	-323.0700	176.15	-251.5200
137.15	-321.2800	177.15	-249.7100
138.15	-319.4900	178.15	-247.9000
139.15	-317.7000	179.15	-246.0900
140.15	-315.9100	180.15	-244.2800
141.15	-314.1300	181.15	-242.4600
142.15	-312.3400	182.15	-240.6400
143.15	-310.5600	183.15	-238.8200
144.15	-308.7700	184.15	-237.0000
145.15	-306.9900	185.15	-235.1700
146.15	-305.2100	186.15	-233.3500
147.15	-303.4300	187.15	-231.5200
148.15	-301.6500	188.15	-229.6800
149.15	-299.8600	189.15	-227.8500
150.15	-298.0800	190.15	-226.0100
151.15	-296.3000	191.15	-224.1700
152.15	-294.5200	192.15	-222.3300
153.15	-292.7400	193.15	-220.4900
154.15	-290.9500	194.15	-218.6400
155.15	-289.1700	195.15	-216.7900
156.15	-287.3900	196.15	-214.9400
157.15	-285.6100	197.15	-213.0800
158.15	-283.8200	198.15	-211.2200
159.15	-282.0400	199.15	-209.3600
160.15	-280.2500	200.15	-207.5000
161.15	-278.4600	201.15	-205.6300
162.15	-276.6800	202.15	-203.7600

Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)	Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)
203.15	-201.8900	246.15	-118.1300
204.15	-200.0200	247.15	-116.0900
205.15	-198.1400	248.15	-114.0600
206.15	-196.2600	249.15	-112.0200
207.15	-194.3700	250.15	-109.9700
208.15	-192.4800	251.15	-107.9200
209.15	-190.5900	252.15	-105.8700
210.15	-188.7000	253.15	-103.8100
211.15	-186.8000	254.15	-101.7500
212.15	-184.9000	255.15	-99.6830
213.15	-182.9900	256.15	-97.6120
214.15	-181.0900	257.15	-95.5370
215.15	-179.1800	258.15	-93.4570
216.15	-177.2600	259.15	-91.3730
217.15	-175.3400	260.15	-89.2850
218.15	-173.4200	261.15	-87.1920
219.15	-171.5000	262.15	-85.0940
220.15	-169.5700	263.15	-82.9920
221.15	-167.6400	264.15	-80.8860
222.15	-165.7000	265.15	-78.7750
223.15	-163.7700	266.15	-76.6600
224.15	-161.8200	267.15	-74.5390
225.15	-159.8800	268.15	-72.4150
226.15	-157.9300	269.15	-70.2850
227.15	-155.9700	270.15	-68.1510
228.15	-154.0200	271.15	-66.0130
229.15	-152.0600	272.15	-63.8690
230.15	-150.0900	273.15	-61.7210
231.15	-148.1200	274.15	-59.5690
232.15	-146.1500	275.15	-57.4110
233.15	-144.1800	276.15	-55.2490
234.15	-142.2000	277.15	-53.0820
235.15	-140.2100	278.15	-50.9100
236.15	-138.2200	279.15	-48.7340
237.15	-136.2300	280.15	-46.5520
238.15	-134.2400	281.15	-44.3660
239.15	-132.2400	282.15	-42.1750
240.15	-130.2300	283.15	-39.9780
241.15	-128.2300	284.15	-37.7770
242.15	-126.2100	285.15	-35.5720
243.15	-124.2000	286.15	-33.3610
244.15	-122.1800	287.15	-31.1450
245.15	-120.1500	288.15	-28.9240

- 1.4. Tabla temperatura vs. flujo de entalpía para la mezcla (0,6/0,4 en moles metano/propano) a 30 bar obtenida mediante simulación.

Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)
313.15	781.2701
310.15	774.0189
305.15	761.8995
300.15	749.7182
297.748	743.8364
295.15	716.9125
293.15	697.5408
288.15	653.4799
283.15	614.5510
278.15	579.6904
273.15	548.1038
268.15	519.1820
263.15	492.4466
258.15	467.5113
253.15	444.0560
248.15	421.8060
243.15	400.5171
238.15	379.9609
233.15	359.9124
228.15	340.1335
223.15	320.3523
218.15	300.2301
213.15	279.3036
208.15	256.8707
203.15	231.7363
198.15	201.5525
193.15	160.6946
191.708	145.0643
190.15	140.3088
185.15	125.1902
180.15	110.2746
175.15	95.5360
170.15	80.9517
165.15	66.5016
160.15	52.1677
155.15	37.9338
150.15	23.7854
145.15	9.7089
141.689	0.0000

- 1.5. Tabla temperatura vs. flujo de entalpía para la mezcla (0,6/0,4 en moles metano/propano) a 1 bar obtenida mediante simulación.

Temperature (K)	Enthalpy (kJ/kg)
117.65	0.0000
118.15	13.5855
119.15	34.4550
120.15	50.0342
123.15	81.1024
128.15	111.7671
133.15	132.8592
138.15	150.0115
143.15	165.2377
148.15	179.4979
153.15	193.3713
158.15	207.2978
163.15	221.6898
168.15	236.9981
173.15	253.7643
178.15	272.6783
183.15	294.6573
188.15	320.9738
193.15	353.4805
198.15	395.0353
203.15	450.3708
208.15	528.0534
210.15	568.7635
212.15	617.4348
213.054	642.7031
218.15	651.7146
223.15	660.5968
233.15	678.4982
243.15	696.6081
253.15	714.9560
263.15	733.5700
273.15	752.4764
283.15	771.6991
293.15	791.2601
293.59	791.5051

ANEXO 2: Modelo termodinámico: ecuación de estado de Soave-Redlich-Kwong.

2.1. SRK – Componentes puros

Ecuación de estado:

$$\left(P + \frac{a_i}{V(V-b_i)}\right)(V - b_i) = RT$$

Parámetros críticos:

$$ac_i = 0.45724 \frac{R^2 T_{c_i}^2}{P_{c_i}}$$
$$b_i = 0.07780 \frac{RT_{c_i}}{P_{c_i}}$$

Función alfa:

$$\alpha_i = \left[1 + m(1 - \sqrt{Tr_i})\right]^2 \text{ donde } m_i = 0.37464 + 1.54226\omega_i - 0.26992\omega_i^2$$

Parámetro a corregido:

$$a_i = \alpha_i ac_i$$

Coefficiente de fugacidad:

$$\ln \Phi_i = \frac{b_i}{(V-b_i)} - \frac{2a_i}{RTV} - \ln \left[Z \left(1 + \frac{b_i}{V} \right) \right]$$

Parámetros agrupados (adimensionales):

$$A_i = 0.42748 \frac{\alpha_i Pr_i}{Tr_i^2} \text{ ,, } B_i = 0.08664 \frac{Pr_i}{Tr_i}$$

Ecuación de estado (adimensional):

$$Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2)Z - AB = 0$$

Agrupación (para discrepancias):

$$D = m a_i \alpha_i \sqrt{\frac{Tr_i}{\alpha_i}}$$

Discrepancia de entalpía (entalpía residual):

$$\Delta H' = RT \left[1 - Z + \frac{A_i}{B_i} \left[1 + \frac{D}{\alpha_i \alpha_i} \right] \ln \left(1 + \frac{B_i}{Z} \right) \right]$$

Discrepancia de entropía (entropía residual):

$$\Delta S' = R \left[-\ln(Z - B_i) + \left[\frac{A_i D}{a_i \alpha_i B_i} \right] \ln \left(1 + \frac{B_i}{Z} \right) \right]$$

2.2. SRK – Sistemas multicomponentes

Regla de mezcla (1PVW):

$$a_{mix} = \sum_i \sum_j [x_i x_j a_{ij}]; b_{mix} = \sum_i [x_i b_i] \text{ donde } a_{ij} = (1 - k_{ij}) \sqrt{a_i a_j}$$

Parámetros agrupados:

$$A = \frac{a_{mix} P}{R^2 T^2}, B = \frac{b_{mix} P}{RT}$$

$$A_{ij} = \frac{a_{ij} P}{R^2 T^2}, B_i = \frac{b_i P}{RT}$$

Ecuación de estado (adimensional):

$$Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2)Z - AB = 0$$

Coefficiente de fugacidad parcial:

$$\ln \hat{\Phi}_i = \frac{B_i}{B} (Z - 1) - \ln(Z - B) + \frac{A}{B} \left[\frac{B_i}{B} - \frac{2}{A} \sum_j [x_j A_{ij}] \right] \ln \left(1 + \frac{B}{Z} \right)$$

Agrupación (para discrepancias):

$$D = \sum_i \sum_j [(1 - k_{ij}) m_j x_i x_j \sqrt{a_i} \sqrt{a_j} T r_j]$$

Discrepancia de entalpía (entalpía residual):

$$\Delta H_{res} = RT \left[1 - Z + \frac{A}{B} \left[1 + \frac{D}{a_{mix}} \right] \ln \left(1 + \frac{B}{Z} \right) \right]$$

Discrepancia de entropía (entropía residual):

$$\Delta H_{res} = RT \left[1 - Z + \frac{A}{B} \left[1 + \frac{D}{a_{mix}} \right] \ln \left(1 + \frac{B}{Z} \right) \right]$$

ANEXO 3: Material complementario

Adjunto a este archivo en la sección de anexos se encuentran como material complementario:

- La librería de funciones de MatLab utilizada para la simulación.
- El informe detallado de los resultados de diseño de Aspen HYSYS® EDR.