



Universidad  
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

**OPTIMIZACION DE LA RED DE INTERCAMBIO DE CALOR  
DE UNA CENTRAL TERMICA CONVENCIONAL MEDIANTE  
EL METODO PINCH**

Autor: Rocío Montenegro Ramírez

Tutor: Javier Villa Briongos

Leganés, Septiembre 2015



## *AGRADECIMIENTOS*

En este apartado me gustaría recordar a todas aquellas personas que han estado a mi lado a lo largo de esta etapa tan importante de mi vida, especialmente durante esta última fase de la carrera. Gracias a todos ellos por su apoyo incondicional, su paciencia y su motivación.

En primer lugar, quisiera dar las gracias a mis padres y a mi hermano por haber estado siempre a mi lado, en mis logros y en mis fracasos, apoyándome, animándome o felicitándome, pues sin ellos no habría llegado hasta aquí.

Quiero agradecer a mis amigos todo lo que han hecho por mi en todos estos años, ayudándome y alegrándome el día a día, pues gracias a eso siempre han conseguido que sacase fuerzas para seguir adelante.

A las grandes personas que he conocido en la universidad, pues son uno de los mejores recuerdos que me llevo de estos años. Las clases sin ellos no hubieran sido iguales, gracias por tantas risas y momentos inolvidables.

Por último agradecer a mi tutor, Javier Villa, el tiempo dedicado a este proyecto y todos sus consejos.

Muchas gracias a todos.

## RESUMEN

Este proyecto utiliza las técnicas del análisis pinch con el objetivo de analizar las características y la eficiencia de un ciclo Rankine regenerativo, presente en una central térmica convencional con doble recalentamiento de 1000MW. La red de intercambio de calor consta de 10 procesos de extracción que han sido evaluados detenidamente. En primer lugar se ha diseñado el ciclo Rankine mediante el software CyclePad, introduciendo todos los parámetros de funcionamiento de la planta, y se ha realizado un balance de masa y energía. Una vez obtenido el ciclo, se han extraído los datos correspondientes a la capacidad calorífica y la entalpía de cada una de las corrientes pertenecientes a la red de intercambio de calor. Tras haber obtenido todos los datos necesarios para el estudio y optimización de la red de intercambio, se han analizado dichos datos mediante el programa Excel, aplicando las distintas técnicas del método del análisis pinch. Para comenzar el estudio se ha seleccionado un valor para la diferencia de temperaturas mínima entre las corrientes frías y calientes. Gracias a la tabla de desplazamiento de temperaturas y a la obtención de las curvas compuestas, se ha determinado una temperatura desplazada del pinch de 97,6°C para el valor de  $\Delta T_{min}$  seleccionado inicialmente. Posteriormente, se ha realizado el análisis con distintos valores de  $\Delta T_{min}$ , con el fin de poder realizar la comparativa y seleccionar el valor óptimo. Una vez concluido el estudio e los 7 casos seleccionados, se ha realizado la comparativa económica, determinando el valor óptimo de diferencia de temperatura mínima en 10°C. Finalmente, se ha llevado a cabo un estudio económico para determinar el ahorro alcanzado mediante la aplicación de este método de optimización en una central de dichas características.

## INDICE

AGRADECIMIENTOS.....	3
RESUMEN.....	4
<b>1. INTRODUCCION Y OBJETIVOS.....</b>	<b>9</b>
1.1. INTRODUCCIÓN.....	9
1.2. OBJETIVOS Y ALCANCE .....	9
<b>2. AMBITO DE APLICACIÓN .....</b>	<b>10</b>
2.1. INTRODUCCIÓN.....	10
2.2. CICLO RANKINE MEJORADO.....	11
2.3. DESCRIPCIÓN CENTRAL DE ESTUDIO .....	12
<b>3. PINCH ANALYSIS.....</b>	<b>14</b>
3.1. INTRODUCCIÓN.....	14
3.2. OBJETIVOS Y ALCANCE .....	15
3.3. BASES TEÓRICAS.....	16
3.3.1. <i>Termodinámica</i> .....	16
3.3.2. <i>Capital y Costes energéticos</i> .....	17
3.3.3. <i>Recuperación e intercambio de calor</i> .....	18
3.3.4. <i>Diagrama temperatura-entalpía</i> .....	20
3.3.5. <i>Curva compuesta</i> .....	22
3.3.6. <i>Tabla de desplazamiento de temperaturas</i> .....	25
3.3.7. <i>Curva compuesta desplazada</i> .....	31
3.3.8. <i>Gran curva compuesta</i> .....	32
3.3.9. <i>Diagrama de rejilla</i> .....	34
3.3.10. <i>Selección de <math>\Delta T_{min}</math></i> .....	34
3.3.11. <i>Cálculo del área de intercambio</i> .....	36
3.3.12. <i>El pinch y su significado</i> .....	37
<b>4. METODOLOGIA .....</b>	<b>38</b>
4.1. INTRODUCCIÓN.....	38
4.2. EXTRACCIÓN DE DATOS .....	38
4.3. TABLA DE DESPLAZAMIENTO DE TEMPERATURAS.....	47
4.4. CURVAS COMPUESTAS.....	51
4.5. GRAN CURVA COMPUESTA .....	52
4.6. EFECTO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA MÍNIMA .....	53
4.6.1. <i>Equipos externos</i> .....	54
4.6.2. <i>Área de intercambio</i> .....	55
4.6.3. <i>Coste total</i> .....	56
4.7. SUPERTARGETING.....	57
<b>3. ESTUDIO ECONOMICO .....</b>	<b>59</b>
4.8. OBJETIVOS Y ALCANCE .....	59
3.2. PRESUPUESTO .....	59
3.2.1. <i>Inversión de capital fijo</i> .....	60
3.2.2. <i>Coste energético</i> .....	62
3.2.3. <i>Ahorro</i> .....	64

<b>4. CONCLUSIONES .....</b>	<b>65</b>
<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>67</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>70</b>
ANEXO A. DATOS DE LA CENTRAL TERMICA.....	70
ANEXO B. DATOS DE LAS CORRIENTES CALIENTES.....	71
ANEXO C. DATOS DE LAS CORRIENTES FRIAS.....	73
ANEXO D. TABLAS DE PROBLEMAS Y GCC PARA $\Delta T_{MIN}$ ESTUDIADOS.....	74

## INDICE DE FIGURAS

Figura 3. Diagrama T/H $\Delta T_{\min} = 0^{\circ}\text{C}$ . Adaptada de [4]	21
Figura 4. Diagrama T/H con $\Delta T_{\min} = 20^{\circ}\text{C}$ . Adaptada de [4]	22
Figura 5. Formación de la curva compuesta [4]	23
Figura 6. Curva compuesta caliente [4]	24
Figura 7. Curva compuesta. Adaptada de [4]	25
Figura 8. Corrientes e intervalos de temperaturas. Adaptado de [4]	27
Figura 9. Cascada de calor factible y factible. Adaptada de [4]	29
Figura 10. Curvas compuestas desplazadas. Adaptada de [4]	32
Figura 11. Gran curva compuesta. Adaptada de [4]	33
Figura 12. Diagrama de rejilla. Adaptado de [4]	34
Figura 13. Variación de utilidades externas, área de intercambio de calor y costes con $\Delta T_{\min}$ . Adaptada de [4]	35
Figura 16. Corrientes calientes en intervalos de $T^a$	48
Figura 17. Corrientes frías en intervalos de $T^a$	49
Figura 18. Curva compuesta caliente	51
Figura 19. Curvas compuestas desplazadas	52
Figura 20. Gran curva compuesta	53
Figura 21. Supertargeting	58
Figura 22. Gran curva compuesta $\Delta T_{\min} = 10^{\circ}\text{C}$	75
Figura 23. Gran curva compuesta $\Delta T_{\min} = 5^{\circ}\text{C}$	77
Figura 24. Gran curva compuesta $\Delta T_{\min} = 20^{\circ}\text{C}$	79
Figura 25. Gran curva compuesta $\Delta T_{\min} = 30^{\circ}\text{C}$	81
Figura 26. Gran curva compuesta $\Delta T_{\min} = 40^{\circ}\text{C}$	83
Figura 27. Gran curva compuesta $\Delta T_{\min} = 50^{\circ}\text{C}$	85
Figura 28. Gran curva compuesta $\Delta T_{\min} = 70^{\circ}\text{C}$	87

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Datos del ejemplo de cuatro corrientes.....	26
Tabla 2. Balances de entalpía en los intervalos de temperatura desplazadas (D).....	28
Tabla 3. Cálculo calor intercambiado.....	31
Tabla 4. Datos de las corrientes calientes.....	41
Tabla 5. Datos de las corrientes frías.....	42
Tabla 6. Temperaturas desplazadas corrientes calientes.....	46
Tabla 7. Temperaturas desplazadas corrientes frías.....	47
Tabla 8. Tabla de desplazamiento de temperaturas caso de estudio.....	50
Tabla 9. Equipos externos para diferentes valores de $\Delta T_{min}$ .....	54
Tabla 10. Área de intercambio para diferentes $\Delta T_{min}$ .....	55
Tabla 11. Coste total en función de $\Delta T_{min}$ .....	56
Tabla 12. Datos de coste capital de las instalaciones.....	61
Tabla 13. Desglose y coste total del capital fijo.....	61
Tabla 14. Datos necesarios para el calculo del COE <sup>a</sup> [10], <sup>b</sup> [13], <sup>c</sup> [14].....	62
Tabla 15. Desglose y coste total energético.....	64
Tabla 16. Información termodinámica básica.....	70
Tabla 17. Datos de las corrientes calientes de la red de intercambio de calor.....	71
Tabla 18. Datos curva compuesta corrientes calientes.....	73
Tabla 19. Datos de las corrientes frías de la red de intercambio de calor.....	73
Tabla 20. Tabla de desplazamiento de temperaturas $\Delta T_{min} = 10^{\circ}C$ .....	75
Tabla 21. Tabla de desplazamiento de temperaturas $\Delta T_{min} = 5^{\circ}C$ .....	76
Tabla 22. Tabla de desplazamiento de temperaturas $\Delta T_{min} = 20^{\circ}C$ .....	78
Tabla 23. Tabla de desplazamiento de temperaturas $\Delta T_{min} = 30^{\circ}C$ .....	80
Tabla 24. Tabla de desplazamiento de temperaturas $\Delta T_{min} = 40^{\circ}C$ .....	82
Tabla 25. Tabla de desplazamiento de temperaturas $\Delta T_{min} = 50^{\circ}C$ .....	84
Tabla 26. Tabla de desplazamiento de temperaturas $\Delta T_{min} = 70^{\circ}C$ .....	86

## 1. INTRODUCCION Y OBJETIVOS

### 1.1. Introducción

Los recursos de combustibles fósiles basados en carbón constituyen alrededor de un 86% de la energía primaria global. Las centrales eléctricas, el transporte y la industria convierten este combustible en aproximadamente 29 billones de toneladas de CO<sub>2</sub> al año [1].

Las centrales eléctricas, por su parte, generan aproximadamente un 40% del CO<sub>2</sub> descargado a la atmosfera. Por tanto, uno de los temas que requiere especial atención debido a su alto potencial en la reducción de emisiones procedentes de la producción de energía, es la optimización de las redes de intercambio de calor. Mediante una óptima configuración de las corrientes frías y calientes de la red de intercambio de calor no solo se reducirían las emisiones de CO<sub>2</sub> si no que se conseguiría también reducir la cantidad de combustible necesario para unos mismos objetivos energéticos de todo el proceso [1].

### 1.2. Objetivos y alcance

El objetivo de este proyecto consiste en la optimización de una central térmica convencional de carbón pulverizado mediante el método de *pinch analysis* o análisis pellizco. Este método tiene como propósito reducir el consumo de energía en los procesos estableciendo unos objetivos de energía factibles, y logra alcanzarlos mediante la optimización de los sistemas de recuperación de calor, los métodos de abastecimiento de energía y las condiciones de operación del proceso [1].

La tecnología pinch representa un conjunto de métodos basados en la termodinámica que garantizan unos niveles de energía mínimos en el diseño de las redes de intercambio de calor. Esta tecnología ha sido empleada para incrementar

la eficiencia del ciclo de una central térmica de vapor y reducir el consumo de combustible de la planta. Además se consigue también una reducción del agua de enfriamiento requerida [2].

El análisis energético se basa en las dos primeras leyes de la termodinámica, adoptándose la ley de conservación de la energía como uno de los enunciados de la Primera Ley, que establece que la energía no se crea ni se destruye, si no que se transforma. El análisis de energía cuantifica el flujo de ésta en los procesos realizados en una central térmica, y junto con la optimización de la planta térmica, estos cálculos han sido realizados mediante el programa Excel [2].

## **2. AMBITO DE APLICACIÓN**

### **2.1. Introducción**

Las centrales térmicas se emplean para la generación de energía eléctrica. En una central termoeléctrica convencional como la del caso a estudiar se emplea carbón pulverizado como combustible fósil y el fluido de trabajo es agua, puesto que el ciclo termodinámico de la planta se corresponde con el ciclo Rankine, que será explicado a continuación. Mediante la quema del combustible fósil en la caldera se genera energía calorífica que es liberada al fluido de trabajo. De esta forma el agua de alimentación se convierte en vapor, que es enviado a las turbinas de nuestra central, donde las altas presiones y temperaturas del vapor consiguen mover un eje que atraviesa los distintos cuerpos de las turbinas. Dicho eje se encuentra solidariamente unido a un generador eléctrico, que transforma la energía mecánica generada en el eje por el movimiento de las turbinas, en energía eléctrica mediante inducción magnética. La energía eléctrica obtenida es una corriente trifásica y alterna que una vez obtenida pasa por un transformador que aumenta su tensión para reducir las pérdidas por efecto Joule durante su transporte. Una vez que el vapor deja las turbinas es enviado al condensador, donde vuelve a convertirse en

agua de alimentación y es bombeado hasta alcanzar de nuevo la caldera, en la que se inicia un nuevo ciclo de producción de vapor [3].

## **2.2. Ciclo Rankine Mejorado**

Existen distintas mejoras del ciclo Rankine que permiten mejorar su eficiencia. A continuación se nombran aquellas que han sido aplicadas a la central térmica en la que se ha realizado el proceso de optimización. En primer lugar cabe destacar el sobrecalentamiento del vapor a la entrada del primer cuerpo de turbina o turbina de súper-alta presión, con el objetivo de obtener un mayor trabajo en la turbina y por tanto, un rendimiento térmico mayor. Al conjunto formado por la caldera y el sobrecalentador se le conoce como generador de vapor. Otra mejora significativa consiste en recalentamientos intermedios del vapor, distribuyendo su expansión en las distintas etapas de la turbina lo que da lugar a los cuerpos de súper-alta, alta, media y baja presión de la turbina. La central del caso de estudio consta de dos recalentamientos situados a la salida de las turbinas de súper-alta y alta presión. Tanto el recalentamiento como el sobrecalentamiento permiten mejorar las condiciones del vapor reduciendo su humedad, evitando la condensación en los cilindros de expansión o en los álabes de la turbina de las etapas de baja presión. Otro punto que juega un papel importante en la mejora del rendimiento de la planta es el ciclo regenerativo, que consiste en la realización de extracciones de vapor en los distintos cuerpos de la turbina, con el objetivo de calentar el agua de alimentación antes de llegar a la caldera y disminuir así el aporte de calor de ésta. Esta mejora supone la introducción de una red de intercambio de calor al ciclo, a través de la cual el agua de alimentación se calienta gracias al calor liberado por las extracciones de vapor procedentes de las turbinas. Esta red de intercambio de calor consta de calentadores regenerativos cerrados, que consisten en intercambiadores tubo carcasa, y un calentador regenerativo abierto, el desaireador, en el cual se mezclan dos corrientes de agua para obtener una corriente de temperatura intermedia. La presencia del desaireador en una central con múltiples intercambiadores es fundamental para mantener la pureza del fluido de trabajo así como para minimizar la corrosión, pues se encarga del proceso de

desgasificación mediante el cual evacua los gases disueltos en el agua de alimentación gracias a la elevada presión a la que opera. En conclusión, las ventajas que se obtienen gracias a dichas mejoras son el aumento del rendimiento del ciclo, una mejora en el funcionamiento del mismo y la reducción de la energía requerida por la caldera para el calentamiento [3].

### **2.3. Descripción central de estudio**

El caso de estudio está basado en una central térmica de carbón pulverizado. En concreto, se trata de un diseño propuesto en China de una central tipo torre con doble recalentamiento de 1000 MW de potencia. Para obtener el diagrama de la planta térmica y los datos correspondientes, se ha utilizado un artículo en el cual se propone el diseño de este tipo de central

La planta consta de 10 procesos de extracción, que incluyen 4 calentadores regenerativos de alta presión, 5 calentadores regenerativos de baja presión y un desaireador. El carbón empleado es bituminoso con 57,87% de carbón, 3,62% hidrógeno, 10,72% oxígeno, 1,00% nitrógeno, 0,24% sulfuro, y 10,3% agua, con un valor calorífico inferior del carbón de 22,13 MJ/kg. El diagrama de flujo del ciclo térmico completo se muestra en la [Figura 1](#). Se pueden distinguir las turbinas de súper-alta (SHPT), alta (HPT), media (IPT) y baja presión (LPT), las cuales están unidas mediante un eje y el generador eléctrico se encuentra acoplado también al mismo [2].

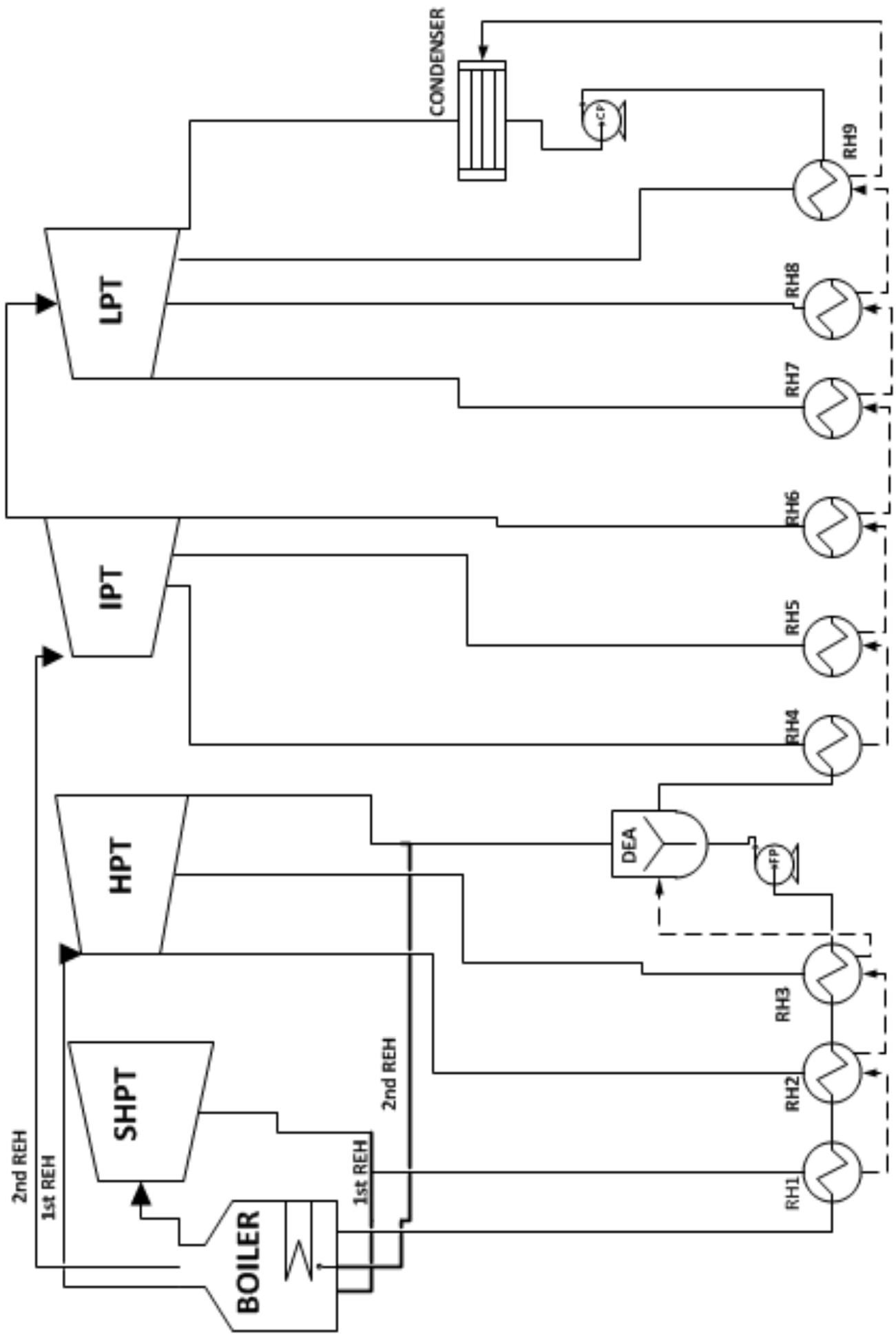


Figura 1. Diagrama de flujo

### 3. PINCH ANALYSIS

#### 3.1. Introducción

El *pinch analysis* o tecnología pinch es una metodología de optimización de la recuperación energética en una planta industrial. Inicialmente Linnhoff y Flower desarrollaron las técnicas de *pinch analysis* para el diseño de redes integradas en la Escuela Politécnica Federal de Zúrich (ETH Zurich) y la Universidad de Leeds en 1978. Posteriormente la compañía ICI plc amplió el uso de *pinch analysis* por toda la empresa, identificando numerosos proyectos nuevos en una amplia variedad de procesos, con un promedio de ahorro energético del 30% en algunos procesos. A raíz de estos avances surgieron nuevas investigaciones, en particular el establecimiento del primer centro y posteriormente el primer Departamento del mundo dedicado a la integración de procesos en el Instituto de Ciencia y Tecnología de la Universidad de Manchester (UMIST). La empresa Union Carbide, en EEUU, registró resultados incluso mejores a los de ICI, debido principalmente al progreso en el entendimiento de cómo efectuar cambios en el proceso. La multinacional BASF, en Alemania, informó de la realización de más de 150 proyectos y logró ahorros energéticos en torno al 25% por modificaciones en su fábrica principal de Ludwigshafen. Además, registraron mejoras ambientales significativas.

Varios estudios financiados parcialmente por el Gobierno de Reino Unido demostraron que las técnicas podían ser aplicadas con eficacia en una amplia gama de industrias en diferentes tipos de procesos. *Pinch analysis* también se ha extendido a situaciones más allá del uso energético, en particular a la minimización de las aguas residuales y el pinch de hidrógeno.

*Pinch analysis* fue algo polémico en sus primeros años. Se comercializó a principios de su desarrollo cuando había poco conocimiento de su aplicación práctica, lo que condujo a varios fracasos comerciales. Sin embargo, las técnicas han sido

generalmente aceptadas y *pinch analysis* se ha convertido en una tecnología madura [4].

### 3.2. Objetivos y alcance

*Pinch analysis* es un método de optimización de una planta de potencia mediante el uso de la energía calorífica de las corrientes de vapor procedentes de las extracciones de las turbinas, minimizando así el uso de servicios externos de enfriamiento y calentamiento con el objetivo de aumentar la eficiencia térmica de la planta y minimizar los costes de energía. La tecnología pinch puede aplicarse tanto para el reajuste de plantas existentes como para nuevos diseños.

*Pinch analysis* emplea objetivos en materia energética que están básicamente basados en la termodinámica. Este procedimiento demuestra como gracias a un buen diseño del proceso de recuperación de calor y de los sistemas de enfriamiento y calentamiento pueden lograrse los objetivos implantados. El primer paso en el procedimiento es, por tanto, establecer los objetivos energéticos para después realizar el diseño que se ajuste a éstos. Dentro de los objetivos energéticos es fundamental establecer el *pinch point*, que es el punto mas restringido de la red de intercambio de calor que proporcionara la información necesaria para comenzar a diseñar nuestra red y alcanzar los objetivos.

Las mejoras obtenidas gracias a este método se extienden desde proyectos de recuperación de calor hasta cambios en las condiciones de operación, mejoras de operatividad e interfaces más efectivas con sistemas de utilidad, todo esto respaldado por una mejor comprensión del proceso. *Pinch analysis* es ahora una parte integral de la estrategia global para el desarrollo y diseño de procesos, comúnmente conocido como síntesis de procesos, y la optimización de plantas existentes [4].

### 3.3. Bases Teóricas

En este apartado se van a presentar los conceptos claves del análisis del punto pinch, mostrando como es posible establecer objetivos energéticos y alcanzarlos con una red de intercambio de calor. Se mostrara, además, un ejemplo simplificado de aplicación de dicho método para poder comprender mejor su metodología.

#### 3.3.1. Termodinámica

*Pinch analysis* está basado en la Primera y la Segunda Ley de la termodinámica. La Primera Ley, la de conservación de la energía, proporciona la ecuación de la energía para el cálculo de la variación de entalpía de las corrientes que atraviesan el intercambiador de calor, permitiendo cuantificar de manera inequívoca la posibilidad de recuperación de energía en un proceso. La Segunda Ley, que describe los procesos espontáneos que existen en los ciclos irreversibles y es perfectamente combinable con la primera, permite conocer la dirección del flujo de calor. Esto implica que la energía calorífica solo puede fluir en la dirección de la corriente caliente a la corriente fría, lo que prohíbe el cruce de temperaturas entre las corrientes, calientes y frías, a través de la unidad de intercambio. Además las corrientes calientes no pueden transferir toda su energía calorífica a las corrientes frías, pues como sostiene la Segunda Ley de la termodinámica “La cantidad de entropía del universo tiende a incrementarse en el tiempo”. Los datos necesarios en el *Pinch analysis* son los de las corrientes en el proceso que va a ser analizado, es decir, las corrientes que necesitan ser calentadas o enfriadas. Los datos de estas corrientes que se necesitan son las temperaturas de entrada y salida y la capacidad de flujo de calor de la corriente (flujo másico por el específico de la corriente). Una vez obtenidos estos datos se puede comenzar el cálculo para el consumo mínimo de energía requerido [5].

### 3.3.2. Capital y Costes energéticos

En ocasiones se piensa que la recuperación de calor solo es importante si los costes energéticos son elevados y los costes de capital bajos. Esto se debe a la idea de que la recuperación de calor nos permite ahorrar energía, en lugar de obtenerla de servicios externos, a cambio de incrementar el coste de capital. Sin embargo, evaluando una red de intercambio diseñada para conseguir el mínimo coste de capital y que logra una recuperación de calor máxima, se descubre que posee el área de superficie total más elevado, proporcionando como resultado unos costes más caros tanto de capital como energéticos.

Se deduce de esto que en las redes de intercambio hay dos efectos básicos termodinámicos que influyen en los costes de capital. En primer lugar el efecto de las fuerzas motrices, y en segundo lugar el efecto de las cargas de calor. A medida que se reducen las fuerzas motrices en un diseño se necesita menos energía procedente de servicios externos y, por tanto, las cargas de calor totales disminuyen. El coste de capital se incrementa entonces con la reducción de las fuerzas motrices, pero disminuye con la reducción de la carga de calor. En un diseño que prescinde de un proceso de recuperación de calor se manejan cantidades considerablemente mayores de energía de las necesarias. Como resultado, los costes de capital se incrementan incluso con unas fuerzas motrices mayores.

En conclusión, el análisis de las fuerzas motrices podría emplearse no para reducirlas, sino para distribuirlas de distinta manera con el objetivo de encontrar otras opciones en el diseño que permitan una mejor operatividad y/o un coste de capital menor para un nivel constante de recuperación energética [4].

### 3.3.3. Recuperación e intercambio de calor

El calor contenido en una corriente se conoce generalmente como entalpía, representada mediante la letra H. El calor transferido de una corriente caliente a una fría, incrementa la entalpía de esta última obedeciendo a una sencilla ecuación:

$$Q = \int_{T_S}^{T_T} CPdT = CP(T_T - T_S) = \Delta H \quad (1)$$

Siendo CP la capacidad calorífica (kW/°C), igual al calor específico Cp (kJ/kg°C) multiplicado por el flujo másico m (kg/s), y dT el cambio de temperatura diferencial. Asumiendo CP constante el aporte de calor va desde una temperatura inicial  $T_i$  hasta una temperatura final u objetivo  $T_o$ .

La capacidad calorífica y la carga de calor se utilizan para determinar las características de la transferencia de calor del sistema y los requerimientos energéticos externos. Con ayuda del software CyclePad se desarrolla el ciclo equivalente a la central del caso de estudio, realizando los balances de masa y energía necesarios para obtener el correcto funcionamiento del mismo. Una vez realizados dichos balances se puede obtener la capacidad calorífica y la carga de calor o entalpía de cada una de las corrientes involucradas en la red de intercambio de calor. La entalpía es un parámetro importante porque permite determinar la cantidad de calor que es posible transferir entre corrientes y la cantidad de calor o enfriamiento externo necesario. En la [Figura 2](#) se puede observar el esquema del ciclo de la central realizado en CyclePad.

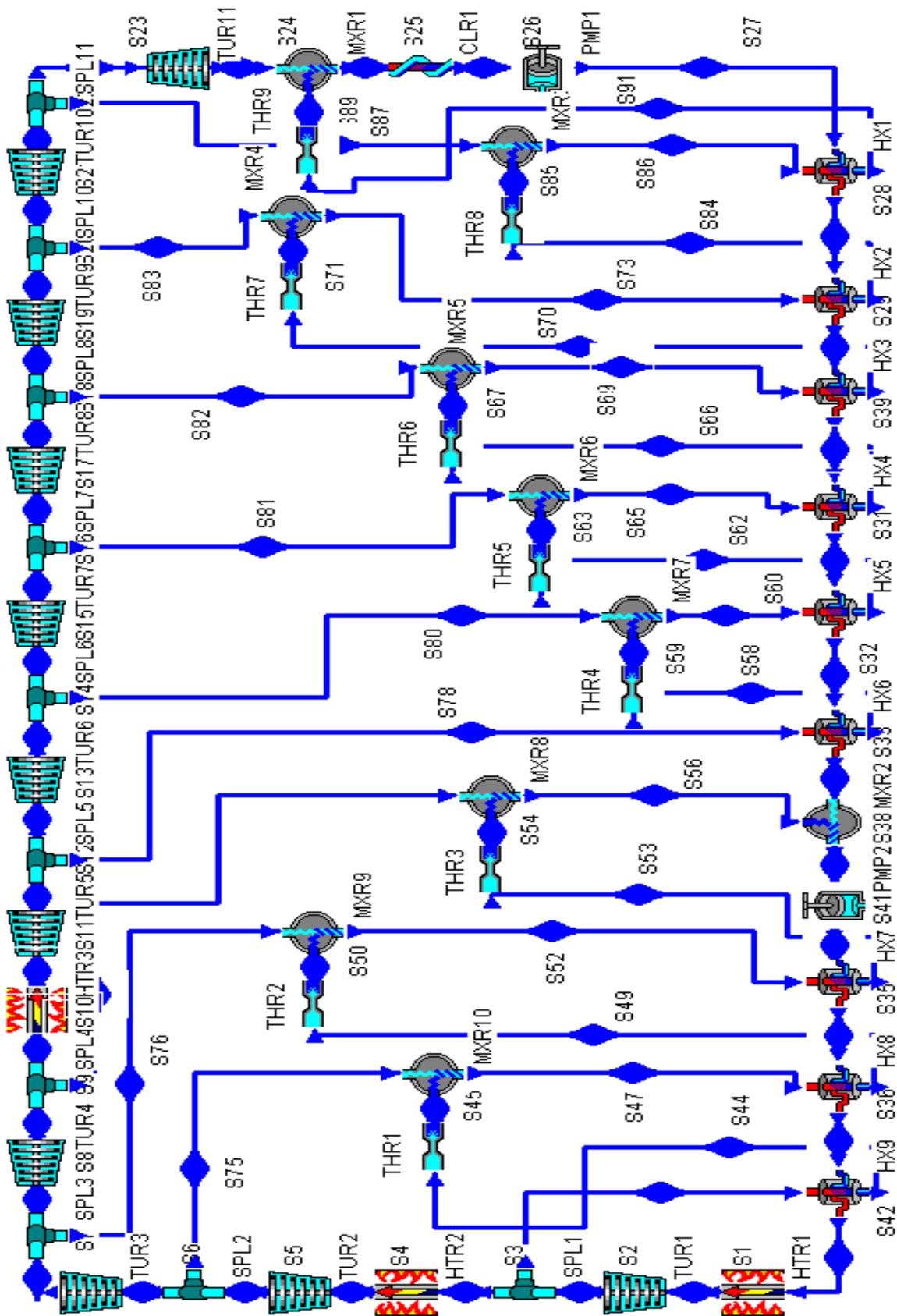


Figura 2. Ciclo central térmica convencional

Una vez recopilados los datos de las corrientes implicadas en la red de intercambio de calor, esto es, temperatura; flujo másico; capacidad calorífica o calor específico; y entalpía, se realiza el diagrama T/H. Esta gráfica es una representación de la temperatura frente a la entalpía, la cual ayuda a visualizar más fácilmente el intercambio de calor producido entre las corrientes frías y calientes. Puesto que el interés se centra en los cambios de entalpía, es decir, el calor aportado o recibido por una corriente en un intervalo de temperaturas dado, es posible colocar la corriente en cualquier lugar del eje X siempre y cuando la pendiente y las temperaturas inicial y final en las que esta comprendida sean las mismas. Con ayuda de la [Ecuación 1](#) se observa que la pendiente de la recta que representa la corriente equivale a  $\frac{1}{CP}$ .

#### 3.3.4. Diagrama temperatura-entalpía

La [Figura 3](#) muestra un ejemplo de diagrama T/H en el que se puede distinguir la cantidad de calor intercambiado y la cantidad de calor y frío externo requerido. Se observa también que la diferencia de temperatura mínima en este ejemplo es 0, es decir, en la red de intercambio se consigue que la corriente fría se caliente hasta alcanzar la temperatura de la corriente caliente. Es importante también recalcar que, como se ha mencionado anteriormente, para que se produzca un intercambio de calor entre dos corrientes, la corriente caliente debe estar en todo momento a mayor temperatura que la corriente fría. Esto implica que en el diagrama T/H la corriente caliente siempre va a estar representada por encima de la fría.

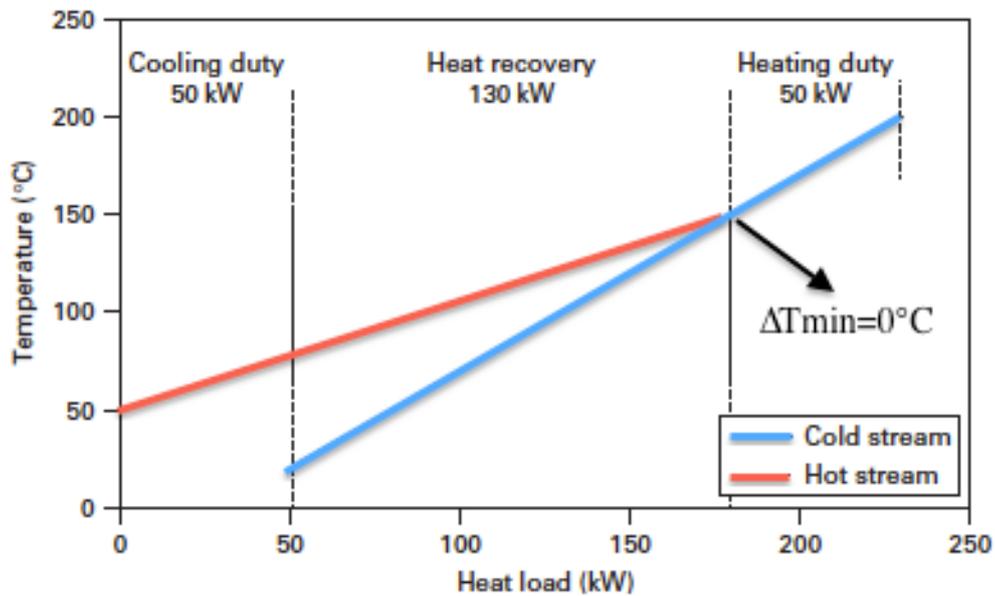


Figura 3. Diagrama T/H  $\Delta T_{min} = 0^{\circ}\text{C}$ . Adaptada de [4]

Sin embargo, este ejemplo representa una situación prácticamente inalcanzable, pues una diferencia de temperatura de  $0^{\circ}\text{C}$  supondría un intercambiador de calor de dimensiones infinitamente grandes [4]. Si se desplaza la corriente fría sobre el eje X hacia la derecha con respecto a la caliente, la diferencia de temperatura mínima se incrementa. De este modo se estaría incrementando, en cantidades iguales, los requerimientos de energía externos procedentes de la caldera y el condensador, y disminuyendo la carga de calor intercambiada en la misma proporción.

En la Figura 4 se encuentra representado el diagrama T/H desplazado con una  $\Delta T_{min}$  de  $20^{\circ}\text{C}$ . Se observa como el calor intercambiado ha disminuido 20 kW, siendo ésta la misma cantidad en la que se han incrementado los servicios externos de calentamiento y enfriamiento. Esto supone que los sistemas de calentamiento y enfriamiento externo aumentan o disminuyen su carga siempre en la misma medida, y el intercambio de calor disminuye o aumenta respectivamente dicha cantidad. Es lo que se conoce como *¡Más dentro, más fuera!* o en inglés *More in, more out!* uno de los conceptos clave del método *pinch*.

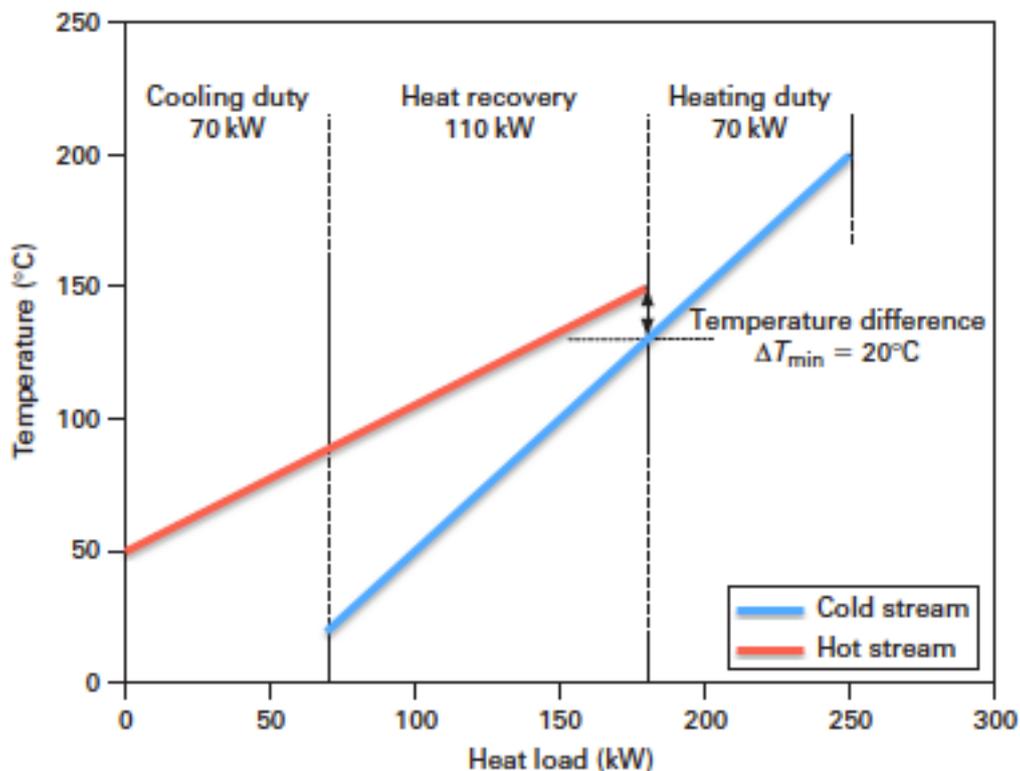


Figura 4. Diagrama T/H con  $\Delta T_{min} = 20^{\circ}\text{C}$ . Adaptada de [4]

En conclusión, a medida que se aumenta la diferencia de temperatura mínima, el consumo de energía externo requerido para el proceso es mayor, mientras que el intercambio de calor decrece. Esto tiene una gran influencia en los costes energéticos y de capital, por tanto, es fundamental realizar un análisis profundizado y riguroso de todos los parámetros influyentes a fin de poder realizar el diseño más apropiado de la red de intercambio de calor.

### 3.3.5. Curva compuesta

El diagrama T/H mostrado hasta ahora representa únicamente dos corrientes, una fría y otra caliente. Sin embargo, para el análisis de procesos complejos como el de una planta química o una central térmica, se precisa poder aplicar esta metodología a procesos reales en los que se ven involucradas múltiples corrientes.

Para trabajar con varias corrientes es necesario representar las cargas de calor o entalpías de todas ellas en un mismo gráfico T/H, obteniendo un gráfico similar al de la [Figura 5](#), donde cada corriente va de su temperatura de partida a su temperatura objetivo, lo que se define como intervalo de temperatura. Se representan por un lado todas las corrientes frías para obtener la curva compuesta fría, y por otro lado todas las corrientes calientes para obtener la curva compuesta caliente. Una vez representadas se trabaja por intervalos de temperatura, obteniendo gracias a éstos y a la capacidad calorífica de cada corriente la carga de calor liberada o requerida en cada intervalo de temperatura. La curva compuesta caliente debe parecerse a la de la [Figura 6](#).

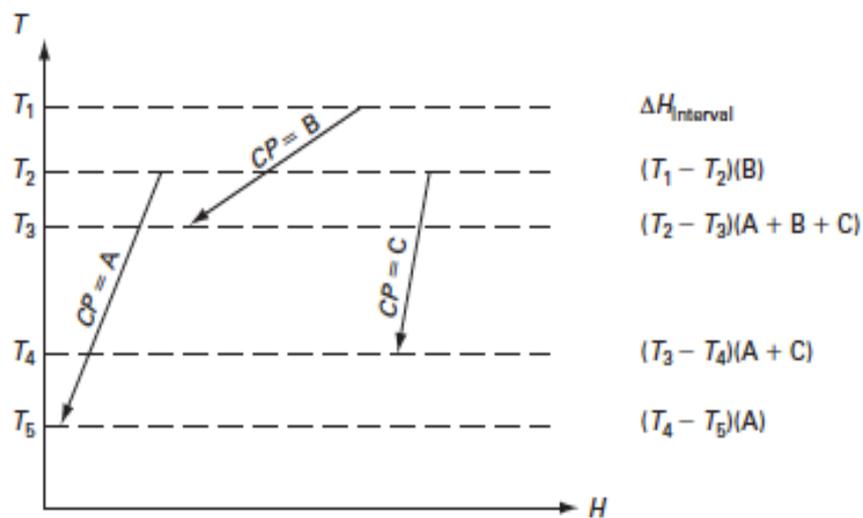


Figura 5. Formación de la curva compuesta [\[4\]](#)

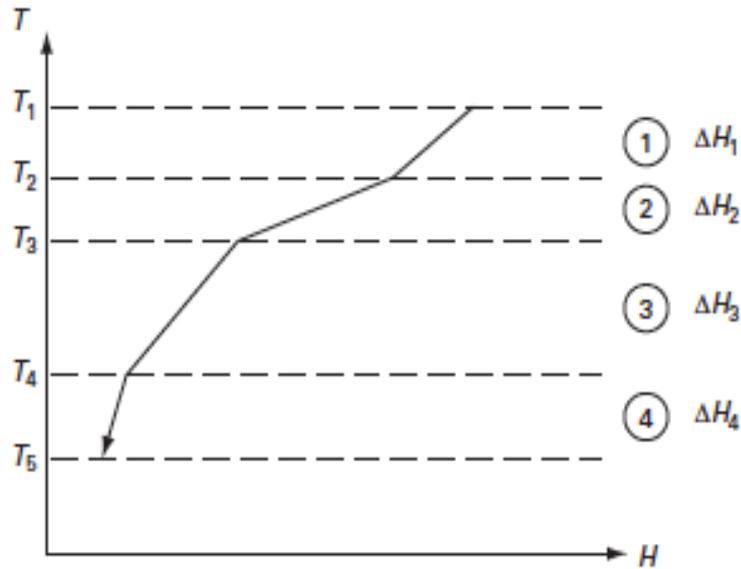


Figura 6. Curva compuesta caliente [4]

Si se representa en un mismo gráfico la curva compuesta fría y la caliente, se obtiene la curva compuesta en la que se representa la cantidad máxima posible de calor recuperado en el proceso. En la [Figura 7](#) se puede observar la curva compuesta, donde la recuperación de calor es de 450 kW mientras que el enfriamiento y el calentamiento externos son de 60 y 20 kW respectivamente. Se localiza también el punto *pinch*, que representa el punto de máximo acercamiento entre la curva fría y la caliente y que proporciona la diferencia de temperatura mínima entre dichas corrientes.

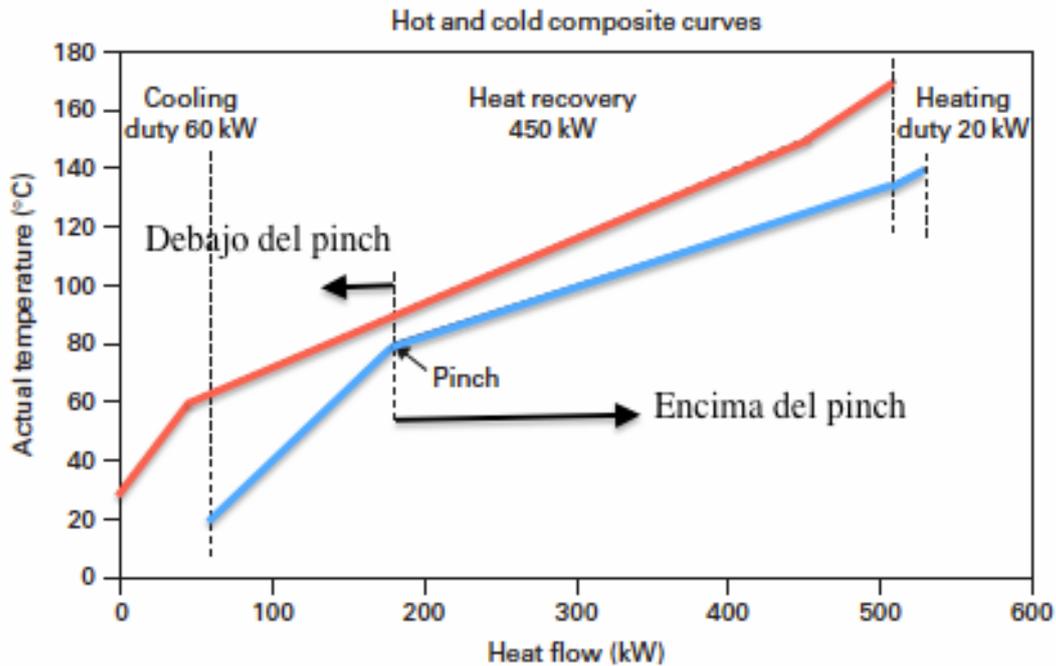


Figura 7. Curva compuesta. Adaptada de [4]

Se deduce gracias a esta gráfica que el *pinch point* o punto pellizco puede estar situado en cualquier punto de la región de intercambio de calor, y no necesariamente en uno de sus extremos. Por tanto, para un valor determinado de  $\Delta T_{min}$  se puede predecir la cantidad mínima de calor externo requerida, tanto para enfriamiento como para calentamiento, en la resolución del problema de recuperación de calor. Esto implica la posibilidad de diseñar una red de intercambio de calor en la que sea posible operar con unos requisitos mínimos de utilidad, en la cual únicamente los intercambiadores de calor en el *pinch point* necesiten operar a valores de  $\Delta T$  hasta  $\Delta T_{min}$  [4].

### 3.3.6. Tabla de desplazamiento de temperaturas

La curva compuesta permite obtener objetivos energéticos para un valor de  $\Delta T_{min}$  determinado. Sin embargo, es un método desordenado e impreciso. Otro procedimiento para lograr los objetivos establecidos algebraicamente es un algoritmo conocido como la tabla de desplazamiento de temperaturas.

En la construcción de la curva compuesta se muestra como los intervalos de balance de entalpía están configurados según las temperaturas de partida y objetivo. Esto mismo puede aplicarse a las corrientes frías y calientes en conjunto para permitir la máxima cantidad posible de calor intercambiado en cada intervalo de temperatura. La única modificación que se necesita es asegurar que en cada intervalo, las corrientes frías y calientes están separadas por un valor de al menos  $\Delta T_{min}$ . Esto se lleva a cabo utilizando temperaturas desplazadas, aumentando las temperaturas de las corrientes frías un valor igual a  $\Delta T_{min}/2$  y disminuyendo las de las corrientes calientes el mismo valor. Por ejemplo, si se establece un  $\Delta T_{min} = 10^{\circ}\text{C}$ , habría que aumentar las corrientes frías en  $5^{\circ}\text{C}$  y disminuir las calientes en  $5^{\circ}\text{C}$  también.

En la [Tabla 1](#) se muestra un ejemplo de un problema de 4 corrientes con  $\Delta T_{min} = 10^{\circ}\text{C}$  que incluye temperaturas desplazadas.

Tipo y numero de corriente	CP (kW/°C)	Temperaturas actuales		Temperaturas desplazadas	
		T <sub>i</sub> (°C)	T <sub>o</sub> (°C)	D <sub>i</sub> (°C)	D <sub>o</sub> (°C)
1. Fría	2	20°	135°	25°	140°
2. Caliente	3	170°	60°	165°	55°
3. Fría	4	80°	140°	85°	145°
4. Caliente	1.5	150°	30°	145°	25°

$\Delta T_{min} = 10^{\circ}\text{C}$

**Tabla 1. Datos del ejemplo de cuatro corrientes**

Mediante este método se asegura un intercambio de calor completo en cada intervalo, es decir, en cada intervalo habrá un exceso o un déficit neto de calor, pero nunca ambos. En la [Figura 8](#) se observa una representación esquemática de las corrientes de la [Tabla 1](#) en la que se aprecian los intervalos de temperatura y las corrientes presentes en cada uno de ellos. En el intervalo 3, por ejemplo, estarían involucradas las cuatro corrientes en el intercambio y mediante balance de entalpía se puede averiguar si existe un exceso o un déficit de energía.

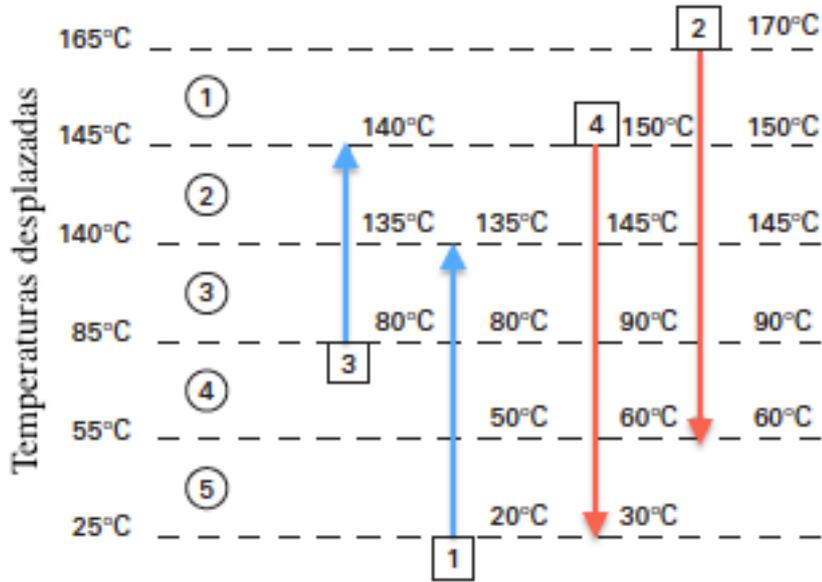


Figura 8. Corrientes e intervalos de temperaturas. Adaptado de [4]

La Ecuación 2 permite realizar los balances de entalpía en cada intervalo  $i$ , trabajando ya con temperaturas desplazadas,  $D$ .

$$\Delta H_i = (D_i - D_{i+1})(\sum CP_C - \sum CP_F)_i \quad (2)$$

Como se puede observar, a diferencia del procedimiento llevado a cabo para la formación de la curva compuesta, al trabajar con corrientes frías y calientes en conjunto hay que introducir en la ecuación la capacidad calorífica tanto de las corrientes calientes como de las frías. Para obtener el balance de entalpía se debe restar al sumatorio de CP de las corrientes calientes el sumatorio de CP de las frías, puesto que las corrientes calientes van a proporcionar calor mientras que las frías lo absorberán. En la Tabla 2 se muestran los resultados de este balance de entalpía aplicado al ejemplo de cuatro corrientes expuesto anteriormente.

<i>Temperaturas desplazadas</i>	<i>Número de intervalo i</i>	$D_i - D_{i+1}$ (°C)	$\Sigma CP_{CAL} - \Sigma CP_{FRIAS}$ (kW/°C)	$\Delta H_i$ (kW)	<i>Exceso o déficit</i>
D <sub>1</sub> =165°C	1	20	+3.0	+60	Exceso
D <sub>2</sub> =145°C	2	5	+0.5	+2.5	Exceso
D <sub>3</sub> =140°C	3	55	-1.5	-82.5	Déficit
D <sub>4</sub> =85°C	4	30	+2.5	+75	Exceso
D <sub>5</sub> =55°C	5	30	-0.5	-15	Déficit
D <sub>6</sub> =25°C					

**Tabla 2.**

**Balances de entalpía en los intervalos de temperatura desplazadas (D)**

De este ejemplo se deduce que en cada intervalo, cuando se produce un exceso de calor, es eliminado del sistema por el equipo de enfriamiento externo. Del mismo modo, cuando se produce un déficit de calor, es aportado al sistema por el equipo de calentamiento externo. Sin embargo, esto no sería apropiado, pues supondría aceptar y rechazar calor en temperaturas inapropiadas.

Para resolver este inconveniente, se ha aplicado una característica fundamental de los intervalos de temperatura. Cualquier calor disponible en un intervalo de temperatura  $i$  se puede suministrar al intervalo siguiente  $i+1$ , de manera que se forme una cascada en la que cada intervalo que presenta un exceso de calor lo suministra al intervalo siguiente y así sucesivamente. La [Figura 9](#) ilustra esta cascada de calor para facilitar la interpretación.

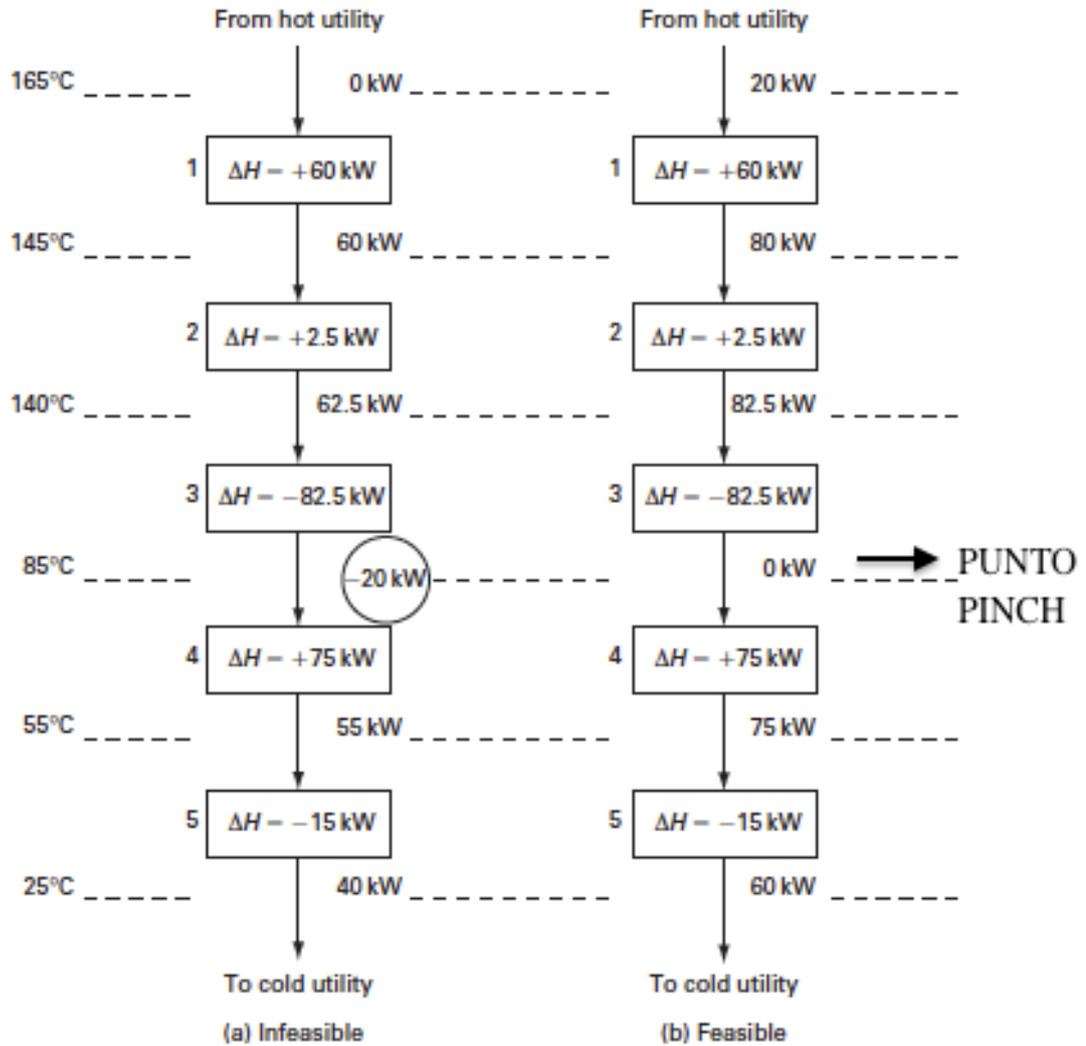


Figura 9. Cascada de calor factible y factible. Adaptada de [4]

Se distinguen dos ejemplos distintos, uno factible y otro no factible. En el primer ejemplo, suponiendo que no hay aporte de calor externo al intervalo más caliente, se parte de 0 kW. Una vez va descendiendo la temperatura dentro de la red de intercambio de calor, el balance de entalpía realizado anteriormente indica en cada intervalo el aporte o extracción de energía correspondiente. Finalmente, el balance de entalpía neto es igual a 40 kW, cantidad que es transportada al equipo de enfriamiento externo. Esto indica que el sistema de enfriamiento siempre va a exceder al sistema de calentamiento en un valor de 40kW, independientemente de sus propios valores.

Sin embargo, no puede haber un aporte o extracción de energía por parte de los equipos externos en cualquier intervalo de temperatura, como ocurre en este caso, pues sería termodinámicamente imposible. Por tanto, la solución a este problema la proporciona el segundo ejemplo, esto es, el caso factible. Para ello debe existir un aporte de calor externo del mismo valor que el déficit de energía existente entre intervalos, es decir, 20kW. Por tanto, el intervalo más caliente comienza con una entalpía de 20 kW, proporcionada por el equipo de calentamiento externo. Este aporte de energía permite que la cascada de calor sea factible obteniendo en este caso un balance de entalpía neto de 60kW, calor que será expulsado del sistema por el equipo de enfriamiento externo. Como se aprecia, la diferencia entre los sistemas de calentamiento y enfriamiento externos sigue siendo de 40kW a pesar de que sus valores se hayan modificado.

Una vez que el sistema sea factible, los requerimientos mínimos de equipos externos son establecidos, 20kW de aporte de calor y 60 kW de extracción de calor. Además, se localiza la posición del *pinch point* en el intervalo de temperatura desplazada de 85°C, donde el flujo de calor es igual a 0kW.

El calor total recuperado mediante el intercambio de calor entre corrientes, se obtiene sumando todas las cargas de calor de las corrientes calientes por un lado y de las frías por otro. En la [Tabla 3](#) se muestran los datos obtenidos correspondientes al ejemplo, 510 kW de calor aportado por las corrientes calientes y 470 kW de calor absorbido por las frías. A estos datos habría que restarles el calor que ha sido aportado y extraído por los equipos externos, en este caso 60 y 20 kW respectivamente. De esta forma se obtiene un intercambio de calor de 450 kW, dato que se puede calcular mediante las corrientes calientes o las frías, puesto que por ambos caminos se alcanza el mismo resultado.

Tipo y numero de corriente	CP (kW/°C)	Temperaturas actuales		$\Delta H = CP((T_o - T_i)$ (kW)	$\Delta H_T$
		$T_i(^{\circ}C)$	$T_o(^{\circ}C)$		
1. Fría	2	20°	135°	230	470
2. Fría	4	80°	140°	240	
1. Caliente	3	170°	60°	-330	-510
2. Caliente	1.5	150°	30°	-180	

**Tabla 3. Cálculo calor intercambiado**

En la [Tabla 3](#) se observa que en el cálculo de la carga de calor se emplean las temperaturas actuales en lugar de las desplazadas. Sin embargo, puesto que lo que interesa son las diferencias de temperatura experimentadas por las corrientes, el resultado obtenido es el mismo.

En conclusión, mediante el algoritmo de la tabla de desplazamiento de temperaturas se puede extraer rápidamente los datos de los diagramas de flujo y analizarlos para comprobar si el proceso se aproxima o no al óptimo, o si existe un alcance significativo para el ahorro de energía. Los objetivos energéticos se obtienen fácilmente gracias a este procedimiento [\[4\]](#).

### 3.3.7. Curva compuesta desplazada

La curva compuesta desplazada se obtiene representando la curva compuesta en función de las temperaturas desplazadas. De esta forma, como se aprecia en la [Figura 10](#), las curvas compuestas fría y caliente se tocan en el punto correspondiente al *pinch point*, dividiendo el proceso en dos partes.

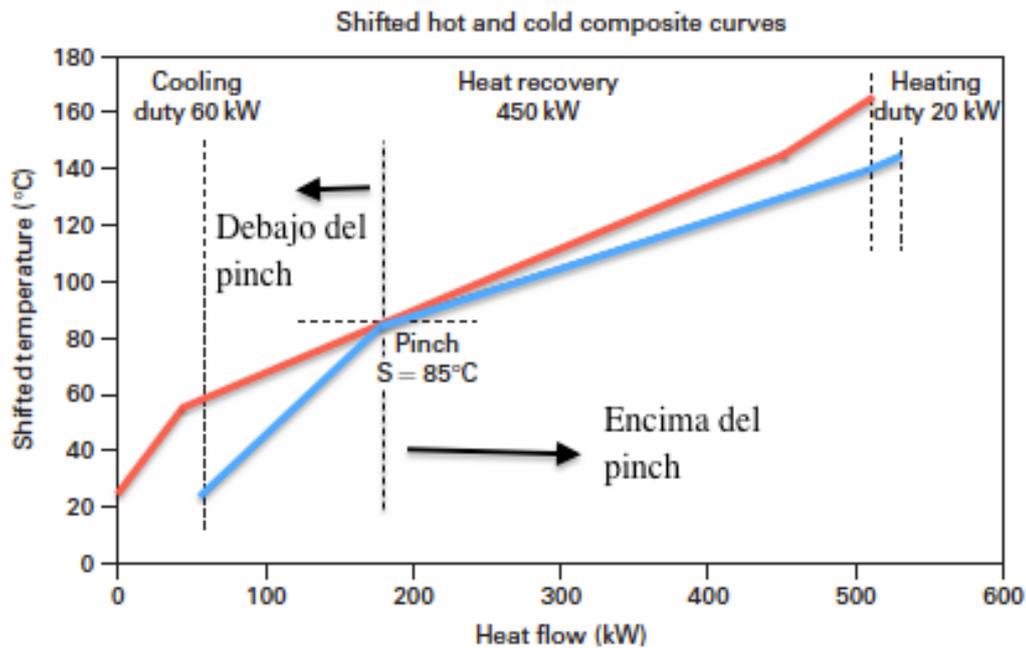


Figura 10. Curvas compuestas desplazadas. Adaptada de [4]

Por último se considera que la variación de calor experimentada por las corrientes frías y calientes con respecto al pinch, que se encuentra fijo, es  $\Delta Q_F$  y  $\Delta Q_C$  respectivamente. Por tanto, por encima del pinch se debe cumplir que  $\Delta Q_F > \Delta Q_C$ , y la diferencia debe ser proporcionada por el equipo de calentamiento externo. Mientras que por debajo del pinch  $\Delta Q_C > \Delta Q_F$ , y el exceso es eliminado por el equipo de enfriamiento externo [4].

### 3.3.8. Gran curva compuesta

Una vez obtenida la curva compuesta desplazada, se halla la cantidad mínima de calentamiento o enfriamiento que necesita ser proporcionada a una temperatura dada. Esto se consigue mediante un grafico que representa el flujo de calor neto frente a la temperatura desplazada conocido como Gran curva compuesta (GCC). Este grafico permite conocer, para una temperatura dada, la diferencia entre el calor disponible procedente de las corrientes calientes y el calor requerido por las corrientes frías.

En la [Figura 11](#) se observa la gran curva compuesta correspondiente al ejemplo de la [Tabla 1](#), donde se aprecia que la GCC es una representación gráfica de la tabla de desplazamiento de temperaturas que se ha visto en la sección 3.3.5.

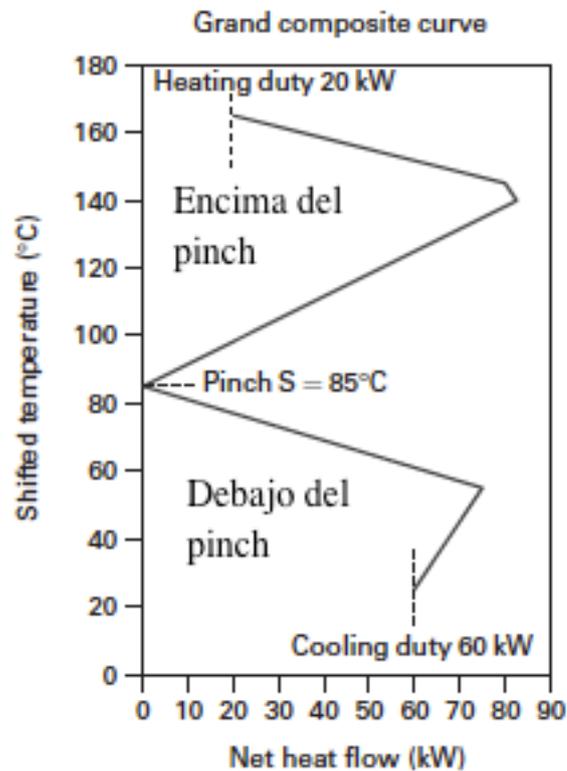


Figura 11. Gran curva compuesta. Adaptada de [\[4\]](#)

La GCC muestra los objetivos energéticos de equipos de enfriamiento y calentamiento externo en los extremos de la curva, al igual que la tabla de desplazamiento de temperaturas. Sin embargo, en este gráfico se puede obtener también la temperatura a la que se produce este aporte o extracción de calor externo.

El pinch point también se aprecia fácilmente, pues se corresponde con el punto en el cuál el flujo neto de calor es 0 y la curva toca con el eje de temperaturas [\[4\]](#).

### 3.3.9. Diagrama de rejilla

El diagrama de rejilla es una representación gráfica que proporciona ayuda a la hora de diseñar la red de intercambio de calor. Las corrientes son representadas horizontalmente de manera que se aprecia como las corrientes frías y calientes van a contracorriente entre ellas en el intercambio de calor. Se representan las corrientes calientes en la parte superior y las frías en la inferior, las temperaturas por su parte, van en aumento de derecha a izquierda. En la [Figura 12](#) se muestra el diagrama de rejilla correspondiente al ejemplo de la [Tabla 1](#).



Figura 12. Diagrama de rejilla. Adaptado de [4]

El diagrama de rejilla facilita la comprobación de la factibilidad de las temperaturas de intercambio.

### 3.3.10. Selección de $\Delta T_{min}$

La diferencia de temperatura mínima entre las curvas compuestas fría y caliente afecta a la temperatura del pinch point, a los requerimientos de calor externos, y al tamaño de los intercambiadores de calor. Sin embargo, como se menciona anteriormente, únicamente los intercambiadores de calor en el pinch point deben operar a valores de  $\Delta T$  de hasta  $\Delta T_{min}$ , por ser este el punto más restringido de la red de intercambio.

En la [Figura 13](#) se puede apreciar la relación existente entre el área de intercambio de calor y la diferencia de temperatura mínima, siendo éstas inversamente proporcionales. Por lo tanto un valor muy pequeño de  $\Delta T_{min}$  implicaría intercambiadores de calor muy extensos y de elevado coste. Por otro lado las utilidades externas, tanto de frio como de calor, disminuyen a medida que el área de intercambio aumenta, y por tanto,  $\Delta T_{min}$  decrece.

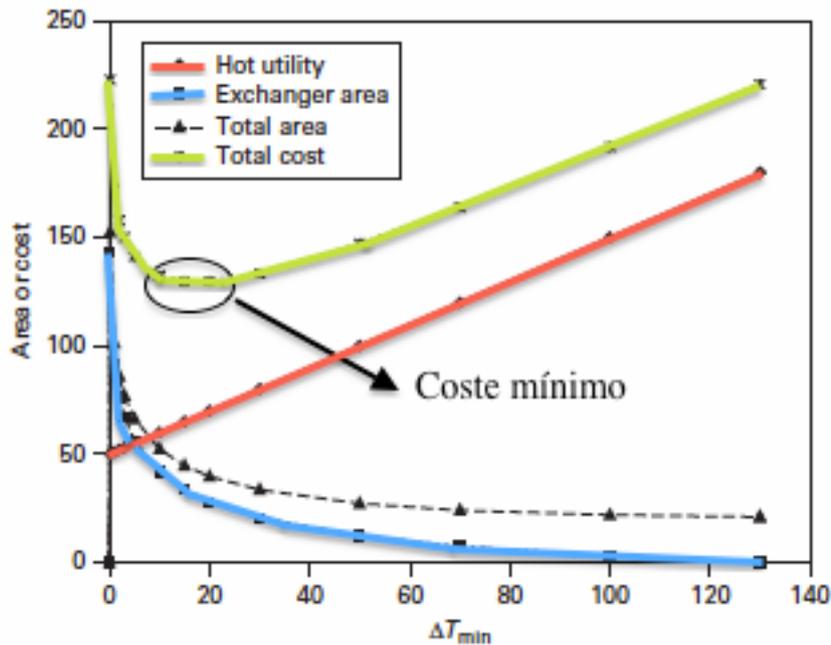


Figura 13. Variación de utilidades externas, área de intercambio de calor y costes con  $\Delta T_{min}$ .

Adaptada de [4]

En conclusión, el valor óptimo de  $\Delta T_{min}$  debe proporcionar un equilibrio entre costes de capital y costes energéticos. Para ello, se asume en primera aproximación que el coste energético es proporcional al uso de energía, y por tanto, a los equipos de enfriamiento y calentamiento externos. Por otro lado, se asume también que el coste capital es proporcional al área de intercambio de calor. De esta forma se puede determinar el coste mínimo para el nuevo diseño, obteniendo para ello el valor óptimo de  $\Delta T_{min}$  buscado.

### 3.3.11. Cálculo del área de intercambio

Para alcanzar el valor óptimo de  $\Delta T_{min}$  se debe conocer, además de los requerimientos de calor externos, el área de intercambio necesaria en el proceso. Para ello se ha empleado la [Ecuación 3](#) mostrada a continuación.

$$A = \frac{Q}{U\Delta T_{LM}} \quad (3)$$

Donde  $A$  es el área de intercambio en  $m^2$ ,  $Q$  es el calor transferido en el intercambiador ( $kW$ ),  $U$  es el coeficiente de transferencia de calor total ( $kW/(m^2\text{°}K)$ ), y  $\Delta T_{LM}$  la diferencia de temperatura logarítmica ( $\text{°}K$ ). Puesto que los intercambiadores de calor son únicamente a contracorriente, donde las corrientes calientes entran a una temperatura dada  $T_{h1}$  y salen a  $T_{h2}$ , y las corrientes frías entran a  $T_{c1}$  y salen a  $T_{c2}$ , siendo  $T_{h2}$  y  $T_{c1}$  los extremos fríos y  $T_{h1}$  y  $T_{c2}$  los extremos calientes del intercambio, entonces  $\Delta T_{LM}$  viene dada por la siguiente ecuación.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_H - \Delta T_C}{\ln \frac{\Delta T_H}{\Delta T_C}} = \frac{T_{h1} - T_{c2} - T_{h2} + T_{c1}}{\ln \left( \frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}} \right)} \quad (4)$$

Observando la [Ecuación 3](#) y la [4](#), se puede apreciar que se dispone de todos los datos necesarios, a excepción del coeficiente global de transferencia de calor  $U$ . Sin embargo, para simplificar los cálculos se ha adoptado la hipótesis de que éste es un valor constante. Por tanto, se puede prescindir de él puesto que los datos que se van a obtener serán proporcionales al área de intercambio. Como consecuencia de esto se va a trabajar en magnitudes de  $kW/\text{°}K$ , que como se demostrará más adelante, será suficiente a la hora de seleccionar el valor de  $\Delta T_{min}$  óptimo. Sin embargo, a la hora de realizar un estudio económico más específico, será necesario

determinar esta variable para poder conocer con exactitud el ahorro en cuanto a coste capital que supone la aplicación del método pinch.

### 3.3.12. El pinch y su significado

Como se ha visto anteriormente, por encima del pinch, es decir, en la parte derecha del gráfico de la curva compuesta, la curva compuesta caliente transfiere todo su calor a la curva compuesta fría, de manera que solo se requiere calentamiento externo para que ésta última alcance su temperatura objetivo. La región por encima del pinch es por tanto un disipador neto de calor, donde el calor fluye hacia dentro pero no hacia fuera del proceso, involucrando intercambio de calor y calentamiento externo, pero no enfriamiento externo. Por el contrario, por debajo del pinch se requiere únicamente de enfriamiento externo, siendo esta región una fuente neta de calor en la que están involucrados intercambio de calor y enfriamiento externo pero no calentamiento.

Se sabe por tanto que el calor procedente de equipos externos fluye en la región por encima del pinch, mientras que el calor disipado por equipos externos fluye en la región por debajo del pinch. Sin embargo, el flujo de calor a través del pinch es cero, resultado que ya se observó en la sección 3.3.5 en la tabla de desplazamiento de temperaturas.

Se deduce de esto que cualquier diseño de una red de intercambio de calor que transfiera  $X$  calor a través del pinch debe, por balance de entalpía, requerir  $X$  energía más que la mínima requerida por los equipos de enfriamiento y calentamiento externos. Esto permite desarrollar tres reglas de oro fundamentales para producir un diseño que alcance los objetivos de utilidad mínima:

- No transferir calor a través del pinch.
- No utilizar equipos de enfriamiento por encima del pinch.
- No utilizar equipos de calentamiento por debajo del pinch.

En conclusión, si un proceso emplea mas energía de la establecida por sus objetivos energéticos, una o más de sus reglas de oro deben haberse incumplido. Por tanto, descomponer el problema en el pinch resulta de gran utilidad a la hora de diseñar la red de intercambio de calor.

## **4. METODOLOGIA**

### **4.1. Introducción**

Para llevar a cabo el análisis de pinch de la central se divide el proceso en varios pasos. En primer lugar, se deben extraer los datos de las corrientes contenidas en nuestro ciclo, temperatura; flujo másico; capacidad calorífica, mediante un balance de masa y calor. Una vez obtenidos todos los datos necesarios se selecciona un valor de  $\Delta T_{min}$  y se calcula el pinch point y los requerimientos mínimos de equipos externos. Por último, se modifica la red de intercambio de calor para adaptarla a los resultados obtenidos mediante el análisis de pinch, comparándola en todo momento con la original.

Mediante una hoja de Excel en la que se han introducido los datos correspondientes a las corrientes del circuito, se han obtenido los requerimientos energéticos para diferentes valores de  $\Delta T_{min}$  con el objetivo de compararlos y alcanzar el valor óptimo.

### **4.2. Extracción de datos**

La extracción de los datos de las corrientes del proceso es una parte totalmente trascendental del análisis pinch. Una mala decisión a la hora de seleccionar los datos podría suponer la obtención de objetivos energéticos inalcanzables por cualquier sistema existente.

El primer paso necesario es producir el balance de calor y masa de la central térmica. Para ello se ha empleado el software CyclePad. En el caso de una central nueva, el balance de masa y calor puede ser llevado a cabo desde los datos de diseño. Sin embargo, para una central ya existente como es el caso, se debe realizar un balance nuevo, puesto que los materiales se ven afectados con el paso del tiempo y por tanto el rendimiento también.

Una vez realizado el balance de masa y calor, el siguiente paso es extraer los datos de las corrientes frías y calientes de tal manera que se pueda realizar el análisis de pinch correctamente. Los datos requeridos de cada corriente son el rango de temperatura  $\Delta T$ , el tipo de corriente (caliente o fría), y o bien la capacidad calorífica  $CP$  (kW/°C) o la entalpía de la corriente  $\Delta H$  (kW). La [Ecuación 5](#) relaciona de forma sencilla estos parámetros.

$$\Delta H = CP(T_2 - T_1) = C_p \dot{m}(T_2 - T_1) = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5)$$

Donde  $\dot{m}$  es el flujo másico (kg/s),  $C_p$  el calor específico (kJ/kg°K) y  $h$  la entalpía específica (kJ/kg).

A la hora de elegir las corrientes involucradas en la red de intercambio de calor se debe prestar especial atención, pues cualquier error podría echar por la borda todo el desarrollo realizado posteriormente. Uno de los puntos a considerar es la capacidad calorífica (CP). Por ejemplo, si una corriente experimenta un cambio de estado y por tanto su CP varía considerablemente, es aconsejable dividir la corriente en varias subcorrientes. Sin embargo, si se dividiése el proceso en demasiadas corrientes se estaría incrementando la complejidad de la red, añadiendo restricciones innecesarias y podrían ocultar oportunidades de recuperación de calor. También es fundamental considerar que en aquellos elementos donde se produzca un cambio significativo de la composición, como en este caso sería el evaporador, las corrientes de entrada y de salida deben mantenerse separadas.

En conclusión, el diseñador debe decidir cuidadosamente que temperaturas dentro de la red de intercambio define como fijas, y a cuales proporciona cierta libertad de cambio. Aunque las condiciones establecidas en un primer caso base no tienen porque ser definitivas, pues una vez estudiado a fondo pueden realizarse modificaciones que permitan mejorar el diseño incrementando la recuperación de calor.

En la [Tabla 4](#) y [5](#) se muestran los parámetros del diseño original de la red de intercambio de calor de las corrientes calientes y frías respectivamente, extraídos del diagrama de flujo correspondiente a la [Figura 2](#).

<i>Corriente</i>	<i>Temperatura inicial (°C)</i>	<i>Temperatura objetivo (°C)</i>	<i>Flujo másico (kg/s)</i>	<i>Variación de entalpía (kW)</i>	<i>Capacidad calorífica (kW/°C)</i>	<i>Punto del ciclo</i>	
HX 1	455,4	274,6	46,6	96322,00	532,75	de S16 a S17	<i>CICLO DE ALTA</i>
HX 1 Drenaje	274,6	242,7	46,6	7299,42	228,82	de S17 a S29	
HX 2	524,2	242,7	33,54	81732,28	290,35	de S18 a S29	
HX 2 Drenaje	242,7	234,6	80,14	3059,75	377,75	de S29 a S34	
HX 3	434,7	234,6	7,8	17907,55	89,49	de S27 a S34	
HX 3 Drenaje	234,6	224,1	87,94	4110,32	391,46	de S34 a S23	
DEA	404,9	224,1	57,5	131361,05	726,55	de S32 a S23	
HX 6	380,2	146,6	11,16	29136,97	124,73	de S13 a S42	<i>CICLO DE BAJA</i>
HX 6 Drenaje	146,6	133,6	11,16	614,80	47,29	de S42 a S43	
HX 5	327,6	133,6	9,32	23866,00	123,02	de S15 a S43	
HX 5 Drenaje	133,6	119,1	20,48	1269,76	87,57	de S43 a S44	
HX 4	280,6	119,1	10,3	26052,31	161,31	de S16 a S44	
HX 4 Drenaje	119,1	102,6	30,78	2153,68	130,53	de S44 a S45	
HX 3	227,2	102,6	11,5	28693,19	230,28	de S17 a S45	
HX 3 Drenaje	102,6	84,34	42,28	3276,28	179,42	de S45 a S46	
HX 2	174,7	84,34	12,45	30771,79	340,55	de S18 a S46	
HX 2 Drenaje	84,34	45,23	54,73	14954,43	382,37	de S46 a S47	
HX 1	112,6	45,23	25,22	63488,07	942,38	de S19 a S47	

**Tabla 4. Datos de las corrientes calientes**

<i>Corriente</i>	<i>Temperatura inicial (°C)</i>	<i>Temperatura objetivo (°C)</i>	<i>Flujo másico (kg/s)</i>	<i>Variación de entalpía (kW)</i>	<i>Capacidad calorífica (kW/°C)</i>	<i>Punto del ciclo</i>	
HX 1	40,23	79,34	443,2	1402,00	35,85	de S53 a S37	<i>CICLO DE BAJA</i>
HX 2	79,34	97,64	443,2	106501,00	5819,73	de S37 a S38	
HX 3	97,64	114,1	443,2	30846,00	1874,00	de S38 a S39	
HX 4	114,1	128,7	443,2	27322,00	1871,37	de S39 a S40	
HX 5	128,7	141,6	443,2	24480,00	1897,67	de S40 a S41	
HX 6	141,6	156,9	443,2	29137,00	1904,38	de S41 a S14	
DEA	156,9	229,9	443,2	146802,36	2010,99	de S14 a S22	<i>CICLO DE ALTA</i>
HX 3	229,9	237,7	594	20966,00	2687,95	de S22 a S21	
HX 2	237,7	269,6	594	89033,00	2791,00	de S21 a S20	
HX 1	269,6	301,8	594	96322,00	2991,37	de S20 a S15	

**Tabla 5. Datos de las corrientes frías**

Como se puede observar, también se encuentran indicados los puntos del ciclo entre los que está comprendida cada corriente. Sin embargo, éstos pertenecen a las Figuras 14 y 15, puesto que el tamaño del ciclo de la Figura 2 impedía identificar las corrientes de manera legible. Además, en las tablas se indica las corrientes pertenecientes al ciclo de baja y al de alta presión, estando dichas partes separadas por el desaireador, como también se aprecia en las tablas. Los nombres dados a las corrientes se corresponden con el intercambiador que atraviesan cada una de ellas, indicándose en el caso de las corrientes calientes aquellas procedentes del drenaje del intercambiador anterior. Para entender esto más fácilmente se proporcionan los diagramas de flujo correspondientes al ciclo de alta y baja, respectivamente, en las Figura 14 y 15 mostrados a continuación.

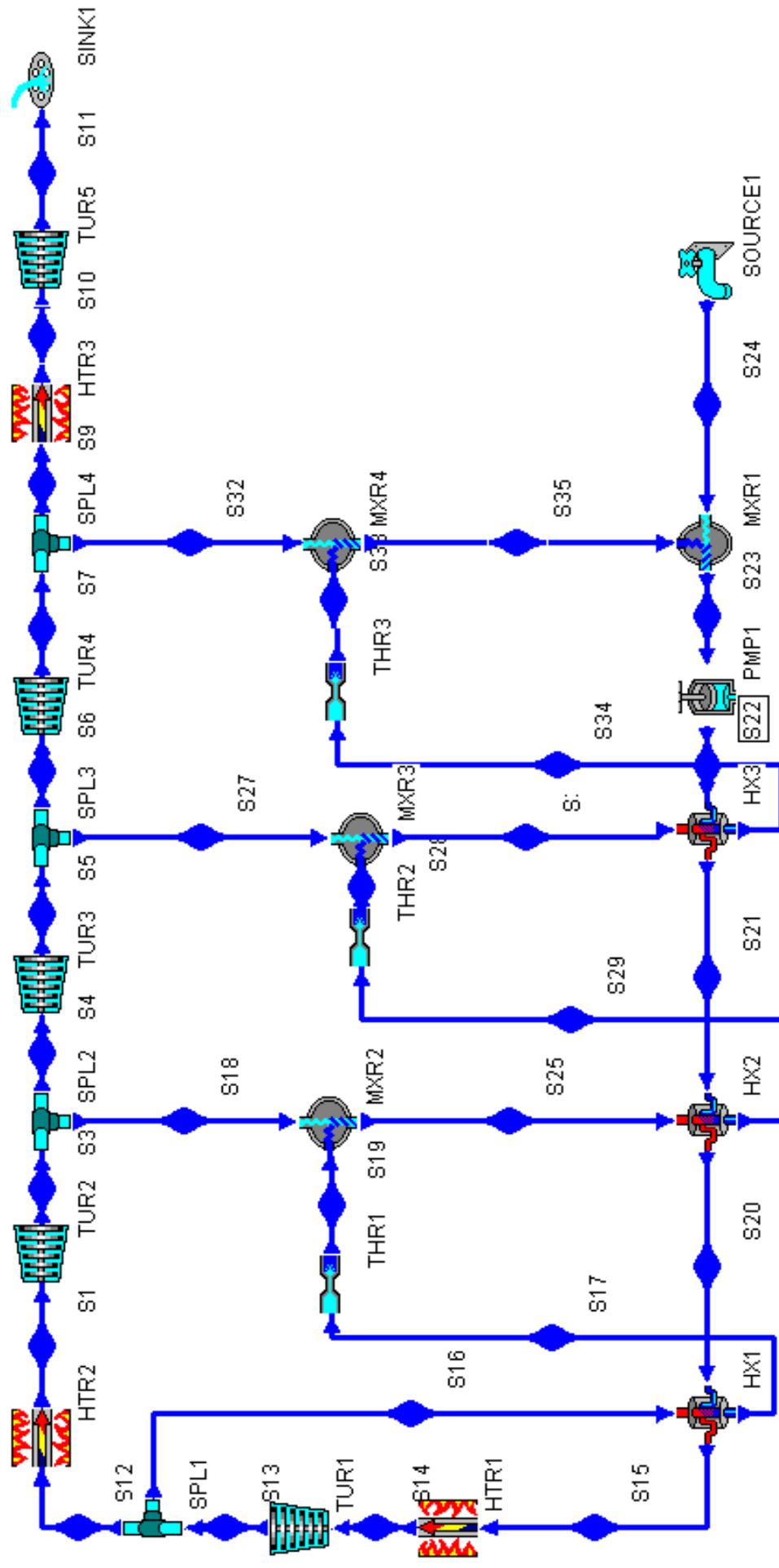


Figura 14. Diagrama de flujo ciclo de alta presión

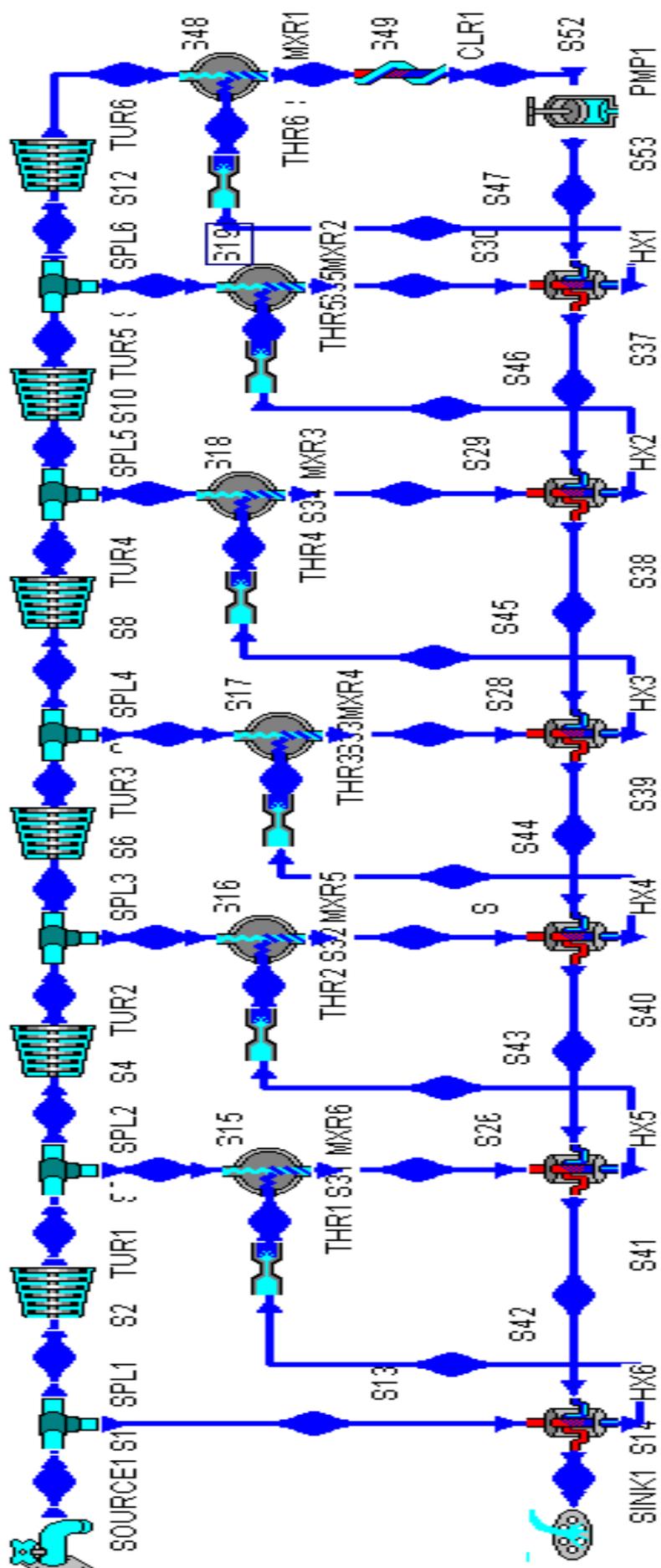


Figura 15. Diagrama de flujo ciclo de baja presión

Se puede apreciar en los diagramas de flujo de las [Figura 14](#) y [15](#), que cada intercambiador tiene únicamente una corriente de entrada y otra de salida en el circuito caliente. Esto se debe a las limitaciones del software CyclePad empleado, puesto que al no permitir el uso de intercambiadores de calor con más de una entrada hay que emplear antes un mezclador para poder incluir las dos corrientes necesarias, una procedente del drenaje del intercambiador anterior, y la segunda procedente de los sangrados de las turbinas. Por tanto, a la hora de seleccionar las corrientes para aplicar el método del análisis pinch se trataran como dos corrientes diferentes, como puede apreciarse en las tablas de datos recogidas.

Una vez recogidos los datos necesarios de las corrientes, se selecciona un valor de  $\Delta T_{min}$  para comenzar el estudio. En primer lugar se ha seleccionado  $\Delta T_{min} = 10^{\circ}\text{C}$ , por ser éste uno de los valores óptimos más comunes. A continuación se muestran los valores de las temperaturas desplazadas para las corrientes frías y calientes.

<i>Corriente</i>	<i>Temperatura desplazada inicial (°C)</i>	<i>Temperatura desplazada objetivo (°C)</i>	
HX 1	450,4	269,6	<i>CICLO DE ALTA</i>
HX 1 Drenaje	269,6	237,7	
HX 2	519,2	237,7	
HX 2 Drenaje	237,7	229,6	
HX 3	429,7	229,6	
HX 3 Drenaje	229,6	219,1	
DEA	399,9	219,1	
HX 6	375,2	141,6	<i>CICLO DE BAJA</i>
HX 6 Drenaje	141,6	128,6	
HX 5	322,6	128,6	
HX 5 Drenaje	128,6	114,1	
HX 4	275,6	114,1	
HX 4 Drenaje	114,1	97,6	
HX 3	222,2	97,6	
HX 3 Drenaje	97,6	79,34	
HX 2	169,7	79,34	
HX 2 Drenaje	79,34	40,23	
HX 1	107,6	40,23	

**Tabla 6. Temperaturas desplazadas corrientes calientes**

<i>Corriente</i>	<i>Temperatura desplazada inicial (°C)</i>	<i>Temperatura desplazada objetivo (°C)</i>	
HX 1	45,23	84,34	<i>CICLO DE BAJA</i>
HX 2	84,34	102,64	
HX 3	102,64	119,1	
HX 4	119,1	133,7	
HX 5	133,7	146,6	
HX 6	146,6	161,9	
DEA	161,9	234,9	<i>CICLO DE ALTA</i>
HX 3	234,9	242,7	
HX 2	242,7	274,6	
HX 1	274,6	306,8	

**Tabla 7. Temperaturas desplazadas corrientes frías**

#### **4.3. Tabla de desplazamiento de temperaturas**

Para realizar la tabla de desplazamiento de temperaturas se debe ordenar las temperaturas desplazadas, tanto de las corrientes calientes como de las corrientes frías, comenzando por las más elevadas. Debido a la gran cantidad de corrientes presentes en este problema, se han representado todas ellas según los rangos de temperatura en los que se encuentran, con el propósito de facilitar su ordenación para la tabla de desplazamiento de temperaturas. Además, se puede apreciar que aparecen representadas según su entalpía específica  $h$  (kJ/kg), puesto que la variación de flujo másico presente entre las corrientes provoca que los rangos de entalpía sean muy amplios, dificultando la representación gráfica.

En la [Figura 16](#) y [17](#) se muestran las gráficas de todas las corrientes calientes y frías, respectivamente, en las que se aprecia con más facilidad como se distribuyen en los distintos intervalos.

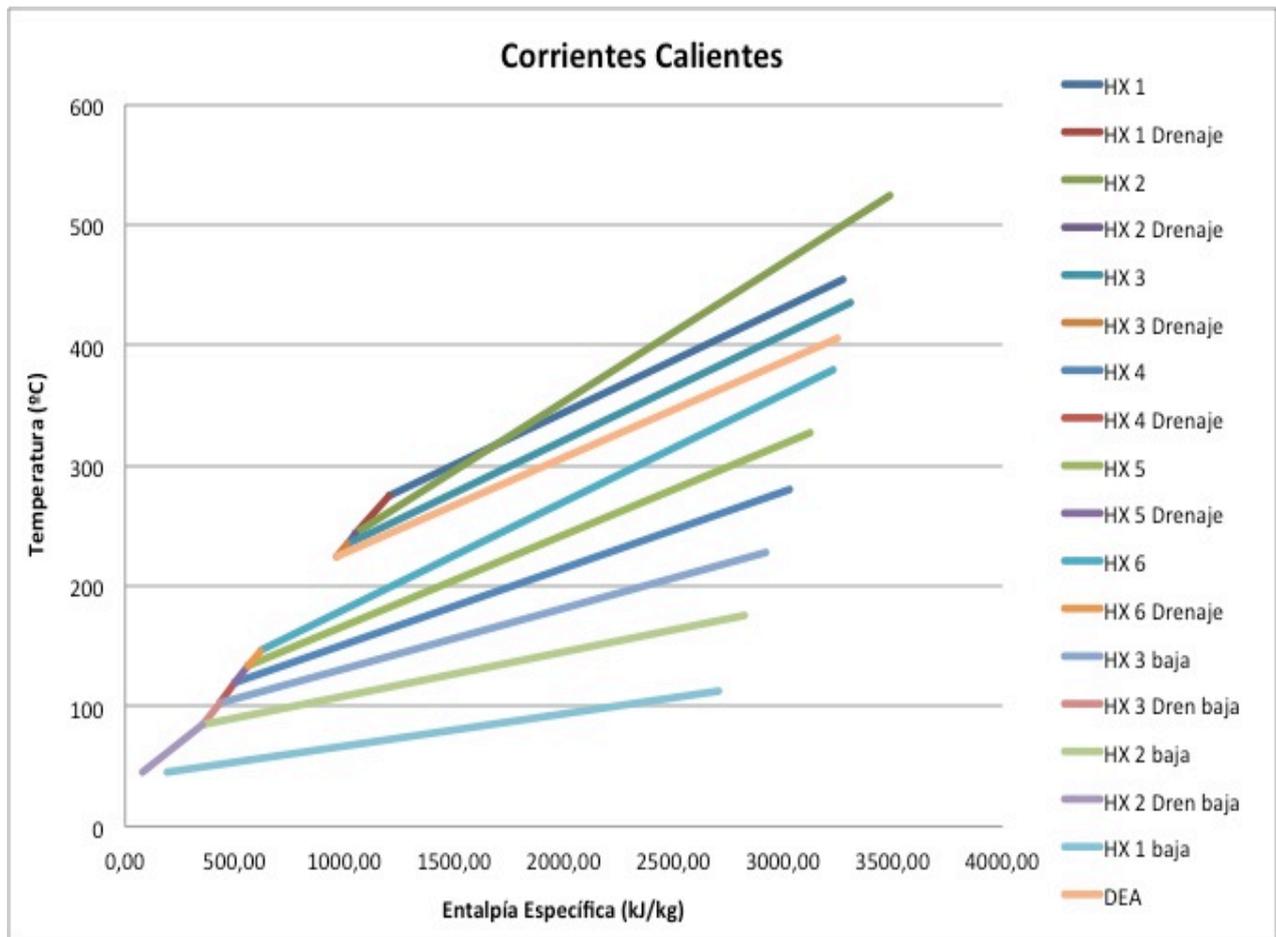


Figura 16. Corrientes calientes en intervalos de T<sup>a</sup>

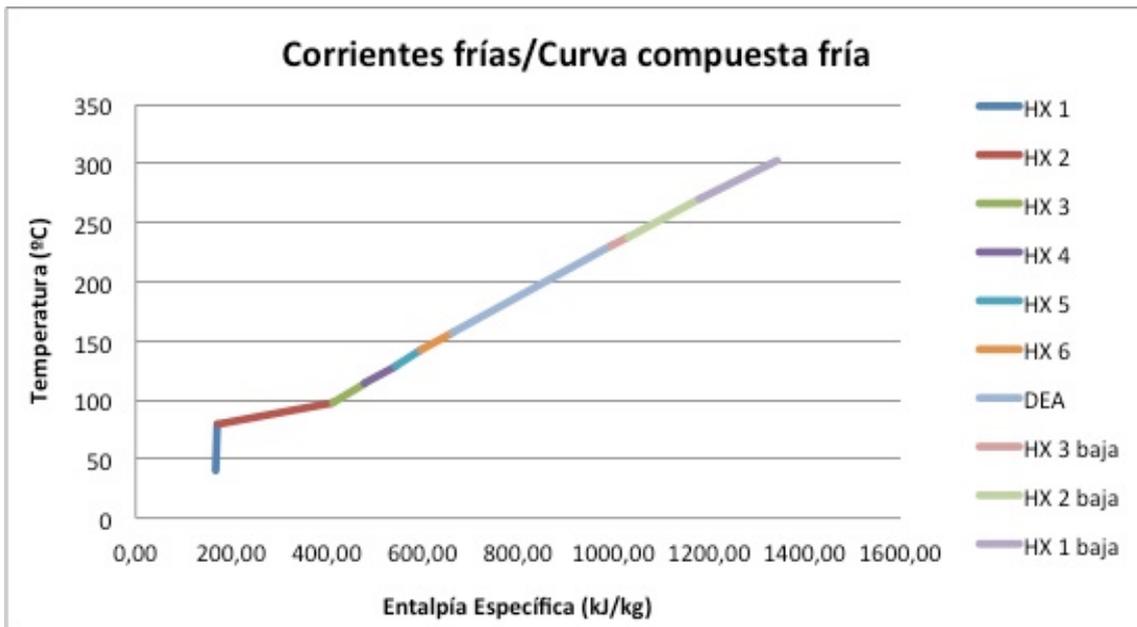


Figura 17. Corrientes frías en intervalos de Tª

En la [Figura 17](#) se puede observar como las corrientes frías se encuentran perfectamente ordenadas, formando, sin necesidad de realizar cálculos extra, la curva compuesta fría. Esto se debe a que el circuito frío se comporta como una única corriente que parte de una temperatura fría, a la salida del condensador, hasta una temperatura caliente, al final del circuito de intercambio de calor, mostrando un comportamiento lineal. Sin embargo, no sería del todo correcto trabajar de este modo debido a que en el desaireador se mezclan la corriente fría con el drenaje procedente del intercambiador HX3 del ciclo de alta presión, aumentando así el flujo másico de la corriente. Por otro lado, tras haber realizado el estudio admitiendo las distintas posibilidades, se ha considerado la división en distintas subcorrientes como la mejor opción, puesto que al disponer de un mayor número de datos se obtiene un resultado más preciso y cercano a la realidad.

Una vez ordenadas las corrientes frías y calientes en los distintos intervalos de temperatura, se calcula la carga neta de calor para todos los intervalos mediante el uso de la [Ecuación 2](#). En la [Tabla 8](#) se observa la tabla de desplazamiento de temperaturas correspondiente al caso de estudio, en la que se obtienen los objetivos energéticos: calentamiento y enfriamiento externo, y situación del pinch point a 97,6°C.

<i>Intervalo</i>	<i>Temperatura desplazada inicial (°C)</i>	<i>Temperatura desplazada objetivo (°C)</i>	$\Sigma CP$ <i>(kW/°C)</i>	$\Delta H = \Sigma CP * \Delta T$ <i>(kW)</i>	<i>H liberada (kW)</i>	
					67316,98	<i>CALOR EXTERNO</i>
1	519,2	450,4	290,35	19975,80	87292,78	
2	450,4	429,7	823,10	17038,18	104330,96	
3	429,7	399,9	912,59	27195,28	131526,24	
4	399,9	375,2	1639,15	40487,01	172013,25	
5	375,2	322,6	1763,88	92780,12	264793,36	
6	322,6	306,8	1886,90	29812,97	294606,33	
7	306,8	275,6	-1104,47	-34459,46	260146,87	
8	275,6	274,6	-943,16	-943,16	259203,72	
9	274,6	269,6	-742,79	-3713,96	255489,76	
10	269,6	242,7	-1136,21	-30564,07	224925,69	
11	242,7	237,7	-1033,16	-5165,78	219759,90	
12	237,7	234,9	-1085,13	-3038,35	216721,55	
13	234,9	229,6	-408,17	-2163,30	214558,25	
14	229,6	222,2	-483,87	-3580,65	210977,61	
15	222,2	219,1	-253,59	-786,12	210191,49	
16	219,1	169,7	-1371,65	-67759,39	142432,10	
17	169,7	161,9	-1031,10	-8042,59	134389,51	
18	161,9	146,6	-924,49	-14144,68	120244,84	
19	146,6	141,6	-917,78	-4588,92	115655,92	
20	141,6	133,7	-995,22	-7862,21	107793,70	
21	133,7	128,6	-968,91	-4941,45	102852,25	
22	128,6	119,1	-1051,66	-9990,78	92861,47	
23	119,1	114,1	-1054,29	-5271,44	87590,03	
24	114,1	107,6	-1172,64	-7622,13	79967,89	
25	107,6	102,64	-230,26	-1142,07	78825,83	
26	102,64	97,6	-4175,98	-21046,96	57778,86	
27	97,6	84,34	-4357,38	-57778,86	0,00	<i>PINCH</i>
28	84,34	79,34	1426,50	7132,50	7132,50	
29	79,34	45,23	1135,73	38739,68	45872,18	
30	45,23	40,23	1171,58	5857,88	51730,06	<i>FRIO EXTERNO</i>
31	40,23					

**Tabla 8. Tabla de desplazamiento de temperaturas caso de estudio**

#### 4.4. Curvas compuestas

Otro método para determinar el pinch point es, como ya se ha mencionado anteriormente, mediante las curvas compuestas. En primer lugar se obtiene la curva compuesta caliente, trabajando con el conjunto de corrientes calientes como se explico previamente en la sección 3.3.4. Se realiza el mismo procedimiento con las corrientes frías, sin embargo, al tratarse de una única corriente dividida en subcorrientes, no será necesario realizar los cálculos con intervalos de temperatura para obtener la curva compuesta fría, pues el resultado es el de la [Figura 17](#) mostrada en el apartado anterior. En la [Figura 18](#) se muestra la curva compuesta caliente, y en la [Figura 19](#) se representa en conjunto la curva compuesta fría y caliente desplazadas.

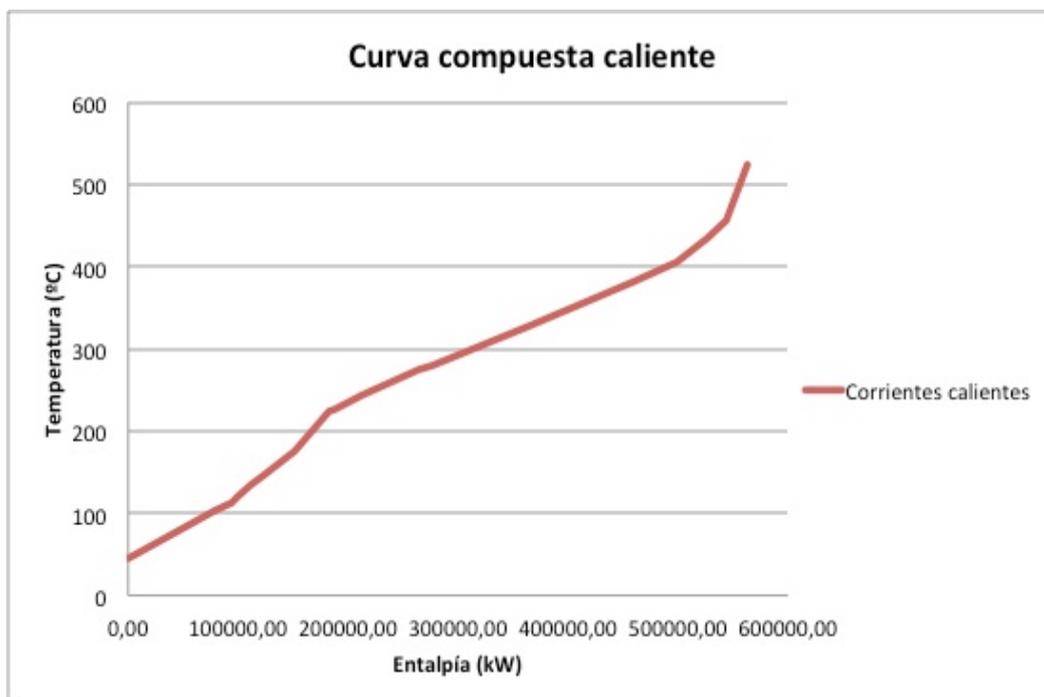


Figura 18. Curva compuesta caliente

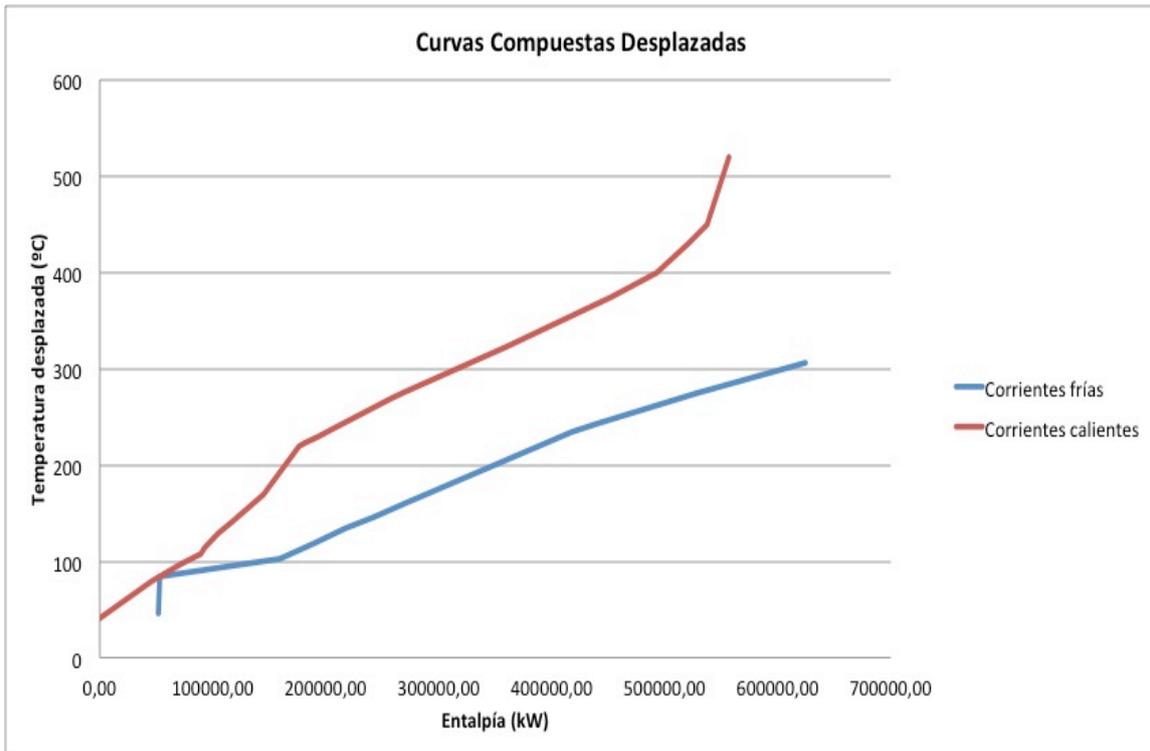


Figura 19. Curvas compuestas desplazadas

Se puede observar en la [Figura 19](#) que existe un punto en el que ambas curvas se tocan, este es el pinch point. Una vez identificado este punto se comprueba como el valor de la temperatura del pinch coincide con el citado anteriormente en la sección 4.3.

#### 4.5. Gran curva compuesta

Por último se realiza la gran curva compuesta, mostrada en la [Figura 20](#). Los requerimientos externos se pueden obtener también mediante este procedimiento.

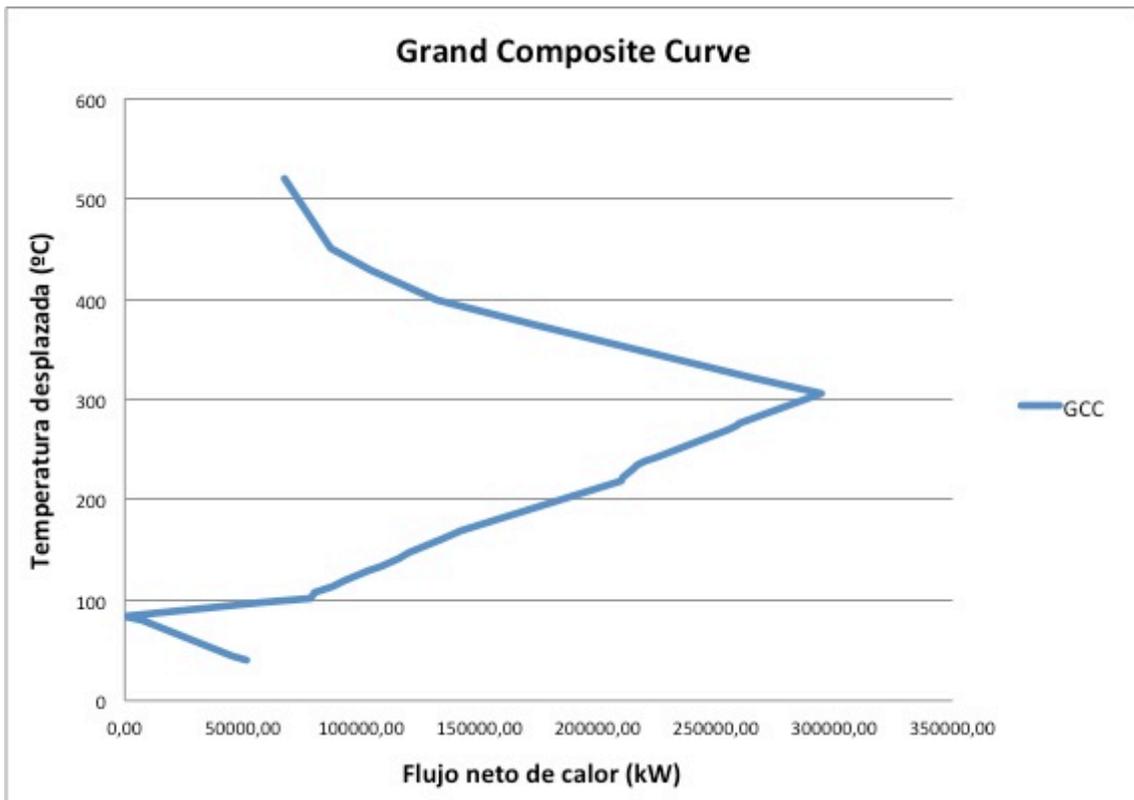


Figura 20. Gran curva compuesta

En la [Figura 20](#) se aprecia como el pinch point coincide con el valor obtenido mediante la tabla de desplazamiento de temperaturas, establecido en 97,6°C. Además, también proporciona el valor de la energía externa necesaria y la temperatura correspondiente a la que se requiere dicho aporte energético.

#### 4.6. Efecto de la diferencia de temperatura mínima

Una vez realizado el primer estudio, correspondiente a un valor de  $\Delta T_{min} = 10^{\circ}\text{C}$ , se han analizado múltiples casos para determinar el efecto de la diferencia de temperatura mínima en el proceso de optimización de la central.

#### 4.6.1. Equipos externos

La diferencia de temperatura mínima es primordial para optimizar la eficiencia y el coste de la red de intercambio de calor. En primer lugar se selecciona un valor de 10°C, por tratarse éste de uno de los valores más comunes, para posteriormente realizar el estudio valiéndose de diferentes valores con el fin de encontrar el óptimo. En la [Tabla 9](#) mostrada a continuación aparecen los requerimientos externos obtenidos para cada valor de  $\Delta T_{min}$  seleccionado, y el calor recuperado por la red de intercambiador de calor.

$\Delta T_{min}$ (°C)	Equipo de calentamiento externo (kW)	Equipo de enfriamiento externo (kW)	Calor recuperado (kW)	Equipos externos totales (kW)
5	61847,06	44418,38	512806,12	106265,44
10	67316,98	51730,06	505494,38	119047,04
20	81940,44	66353,52	490870,92	148293,96
30	97786,51	82199,59	475024,85	179986,1
40	107900,69	92313,77	464910,67	200214,46
50	116097,78	100510,86	456713,58	216608,64
70	134006,59	118419,67	438804,77	252426,26

**Tabla 9. Equipos externos para diferentes valores de  $\Delta T_{min}$**

Como se puede observar, la diferencia de temperatura mínima guarda una relación lineal con los requerimientos externos, como se aprecia en la [Figura 13](#). Mientras que el calor recuperado es inversamente proporcional a la diferencia de temperatura mínima. Esto se debe a que al aumentar la diferencia de temperatura mínima, el calor recuperado en los intercambiadores de calor es menor, y por tanto, se requiere de una mayor cantidad de energía procedente de los equipos externos.

#### 4.6.2. Área de intercambio

Basándose en estos datos, el valor óptimo coincidiría con el valor mínimo de  $\Delta T_{min}$ . Sin embargo, como ya se ha mencionado, esto implicaría intercambiadores de calor demasiado extensos, lo que incrementaría el coste capital. Por este motivo se debe estudiar también la influencia de  $\Delta T_{min}$  sobre el área de intercambio de calor, y por tanto, sobre el coste capital.

A continuación se muestra en la [Tabla 10](#) la variación de la diferencia de temperatura mínima con el área de intercambio.

$\Delta T_{min}$ (°C)	Área de intercambio (kW/°K)
5	70299,62
10	24706,78
20	14068,19
30	12544,35
40	11429,52
50	11390,92
70	10022,98

Tabla 10. Área de intercambio para diferentes  $\Delta T_{min}$

Como se puede apreciar en este caso, la relación existente entre la diferencia de temperatura mínima y el área de intercambio de calor no presenta un comportamiento lineal, pero si proporcional, encontrándose el óptimo en 70°C por suponer éste el menor coste de capital. Esto se debe, una vez más, a que para lograr una mayor aproximación en las temperaturas de las corrientes de intercambio, esto es, conseguir una mayor cantidad de calor intercambiado, es necesario que las corrientes se mantengan en contacto más tiempo, y por tanto, el área del intercambiador deberá ser mas extensa cuanto menor es la diferencia de temperatura entre corrientes.

Se observa, además, que las magnitudes del área de intercambio no se encuentran en  $m^2$ , sino en  $kW/^\circ K$ . Esto se debe a que se ha prescindido del valor del coeficiente global de transferencia de calor  $U (kW/(m^2 \cdot K))$ , al no ser necesario para realizar la optimización de la red de intercambio de calor, con el fin de simplificar los cálculos.

#### 4.6.3. Coste total

Por último, como se ha señalado anteriormente en la sección 3.3.9, para seleccionar el valor de  $\Delta T_{min}$  óptimo se debe tener en cuenta tanto los requerimientos de equipos externos, como el área de intercambio de calor requerida en el proceso. Estas dos variables están directamente relacionadas con el coste energético y el coste capital, respectivamente. En la siguiente tabla se puede apreciar la variación del coste total con la diferencia de temperatura mínima.

$\Delta T_{min}$ ( $^\circ C$ )	Coste total
5	176.565,06
10	143.753,82
20	160.838,31
30	194.054,29
40	211.643,98
50	226.631,62
70	263.817,18

**Tabla 11.** Coste total en función de  $\Delta T_{min}$

Si se observan los resultados obtenidos en la [Tabla 11](#), se puede identificar la temperatura óptima en  $10^\circ C$ , puesto que es el valor que proporciona un menor coste total para la instalación. Además, se aprecia un pico en el coste total

correspondiente a este valor de  $\Delta T_{min}$ , aumentándose a partir de ese punto a medida que se incrementa la diferencia de temperatura mínima.

Sin embargo, se percibe también que el coste total no presenta unidades, puesto que no se disponía de los datos necesarios para realizar un estudio a fondo. En el caso del coste energético procedente de los equipos externos, se ha trabajado con unidades de energía. Y en el caso del coste capital relacionado con el área de intercambio de calor, los datos se encuentran en unidades de kW/°K, al no trabajar con el coeficiente de transferencia de calor global (U), ni con el precio por metro cuadrado del intercambiador. Sin embargo, a la hora de juntar ambas variables para estudiar el coste total, puesto que el coste energético es lineal con respecto a la diferencia mínima de temperatura, es posible hacer un estudio aproximado sin necesidad de disponer de dichos datos previamente mencionados.

#### **4.7. Supertargeting**

Como resultado del análisis conjunto del área de intercambio de calor, los equipos externos y el coste total, se obtiene la siguiente gráfica.

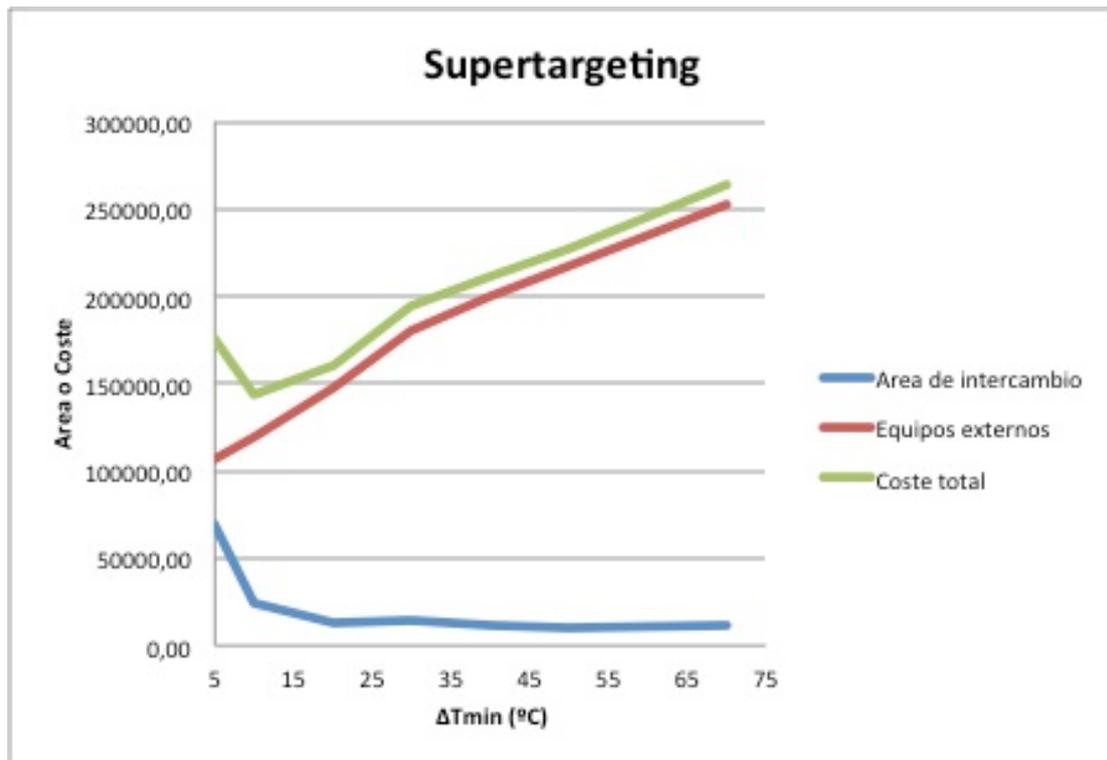


Figura 21. Supertargeting

En la [Figura 21](#) se puede apreciar más fácilmente la relación existente entre la diferencia de temperatura mínima y los distintos parámetros influyentes de manera directa en el coste de la instalación. En primer lugar el área de intercambio de calor, que presenta una relación de proporcionalidad inversa con  $\Delta T_{min}$ , puesto que al aumentar el área disminuye la temperatura. En segundo lugar los equipos externos, que reflejan una relación no sólo proporcional sino también lineal con la diferencia de temperatura mínima, puesto que a mayor energía consumida por éstos mayor coste energético. Por último, para poder llevar a cabo la optimización de la central térmica, se asume en primera aproximación que el coste energético es proporcional al uso energético, y que el coste capital correspondiente al área de intercambio de calor es proporcional a ésta. De esta manera se obtiene la ecuación del coste total que aparece en la [Figura 21](#). Gracias a esta última ecuación se puede encontrar el valor óptimo de  $\Delta T_{min}$ , correspondiente a 10°C, que permite obtener el coste mínimo para el diseño de la central térmica.

Si se compara la [Figura 21](#) con la gráfica de la [Figura 13](#), se observa que los costes estudiados presentan el mismo comportamiento en función de la variación de  $\Delta T_{min}$ , lo que permite verificar que la aproximación realizada para alcanzar el valor óptimo es adecuada.

### **3. ESTUDIO ECONOMICO**

#### **4.8. Objetivos y alcance**

En este capítulo se van a analizar los costes de la central térmica, realizando posteriormente una comparación de los costes anuales de la central en función de los diferentes valores de  $\Delta T_{min}$  estudiados anteriormente. De esta manera se puede evaluar la rentabilidad obtenida al aplicar el método de optimización de análisis del pinch.

En la comparativa económica de los gastos anuales presentes en el diseño de la central térmica, se han tenido en cuenta los costes de capital fijo, incluyendo los costes de maquinaria, las tasas de instalación e ingeniería y la contingencia en el diseño del proceso. Por otra parte también se ha analizado el consumo eléctrico, considerados de forma simplificada como la suma de los costes de transporte, los costes de combustible y los costes de operación y mantenimiento [\[8\]](#).

#### **3.2. Presupuesto**

En este apartado se estudiara más detenidamente tanto la inversión de capital fijo como los costes energéticos, realizando un presupuesto detallado de los distintos costes anteriormente citados.

### 3.2.1. Inversión de capital fijo

La inversión de capital fijo se emplea comúnmente como un criterio económico para evaluar la factibilidad de un proyecto. Ésta consiste en el coste del equipamiento adquirido (PEC), las tasas de ingeniería e instalación (IEF) y la contingencia del proceso y el proyecto (PPC) [9]. De acuerdo con algunos presupuestos de costos de proyectos relacionados sobre las plantas de energía con doble ciclo de vapor de recalentamiento en China, el FCI de la planta de potencia estudiada se estima en 648 M€, el cuál es aproximadamente un 6% mayor al de una central térmica con un único recalentamiento y la misma potencia de salida [10].

El PEC, referente a las tuberías de vapor y a la estructura de acero de la central, se trata como un costo exponencial que se expresa de la siguiente manera [9].

$$PEC = PEC_0 \left( \frac{S}{S_0} \right)^f \quad (6)$$

Donde  $PEC_0$  es el coste del equipamiento comprado con un componente de referencia cuyo tamaño es  $S_0$ ,  $PEC$  es el coste del equipamiento comprado con un componente cuyo tamaño es  $S$ , y  $f$  es el factor de escala. En este estudio, la planta de potencia de doble recalentamiento de 1000 MW de potencia se selecciona como referencia, y los datos de coste de capital de las instalaciones están basados en el presupuesto de dicha central térmica de 1000 MW en China. Los de los datos sobre el coste capital de algunas instalaciones se muestran con detalle a continuación [10], y más adelante se presentará el coste total del equipamiento comprado (PEC).

Componente	PECO (M€)	S0 (m)	S (m)	f*	PEC (M€)
Tuberías de vapor vivo	10,6	261,1	171,1	0,95	7,1
Tuberías de vapor primer recalentamiento lado frío	1,9	261,5	171,5	0,95	1,3
Tuberías de vapor primer recalentamiento lado caliente	8,3	253,1	183,1	0,95	6,1
Tuberías de vapor segundo recalentamiento lado frío	2,4	266,5	176,5	0,95	1,7
Tuberías de vapor segundo recalentamiento lado caliente	4,8	258,1	188,1	0,95	3,5
Estructura de acero	14,2	130	60	0,70	8,3

**Tabla 12. Datos de coste capital de las instalaciones**

\* El factor de escala está basado en las referencias [9] y [11].

Al tratarse de una central térmica con doble recalentamiento supercrítica, es decir, que el agua alcanza una presión superior a 220 bar y 370°C de temperatura de saturación [12], se requieren tuberías capaces de soportar elevadas temperaturas y presiones. Además, el acero empleado en la fundición de la caldera también exige una alta resistencia estructural. Todo esto supone que el valor del PEC de dichas instalaciones sea bastante elevado, como se puede observar en la [Tabla 12](#).

A continuación se muestra un desglose de los costes incluidos en la inversión de capital fijo (FCI), incluyendo el coste total de equipamiento (PEC).

PEC (M€)	490,1
Tasas de instalación e ingeniería (IEF, M€)	73,5
Contingencia del proyecto y el proceso (PPC, M€)	84,5
Coste total del capital fijo (FCI, M€)	648,1

**Tabla 13. Desglose y coste total del capital fijo**

Como se ha mencionado anteriormente, en la [Tabla 13](#) se puede apreciar la importancia que presenta el PEC dentro del coste total del capital fijo, suponiendo éste la inversión mayoritaria dentro de los distintos costes involucrados.

Para el cálculo de las tasas de instalación e ingeniería, se ha estimado un 15% del valor del PEC, mientras que la contingencia del proceso y el proyecto se ha considerado en un 15% del valor conjunto del PEC y el IEF [\[10\]](#).

### 3.2.2. Coste energético

La planta de potencia de doble recalentamiento se evalúa financieramente a través del uso de índices económicos. Como se ha mencionado previamente, el coste nivelado de la electricidad (COE) se calcula como la suma de los costes de transporte; los costes de combustible; y los costes de operación y mantenimiento, todos ellos considerados anualmente [\[10\]](#). Para poder calcular el COE es necesario una serie de datos que se muestran a continuación en la [Tabla 14](#).

<i>Precio del carbón<sup>a</sup></i>	3,6€/GJ LHV
<i>Poder calorífico inferior (LHV)</i>	22,13 MJ/kg
<i>Tasa de descuento<sup>b</sup> (k)</i>	0,08
<i>Vida útil de la planta<sup>c</sup> (n)</i>	30 años
<i>Intereses durante la construcción<sup>b</sup> (<math>\alpha</math>)</i>	9,8% del FCI
<i>Coficiente de costes de mantenimiento y operación anuales (<math>\gamma</math>)</i>	4% del FCI
<i>Horas anuales de operación (N)</i>	6900 h/año
<i>Factor de capacidad anual (w)</i>	0,8

**Tabla 14.** Datos necesarios para el calculo del COE <sup>a</sup> [\[10\]](#), <sup>b</sup> [\[13\]](#), <sup>c</sup> [\[14\]](#)

Una vez proporcionados los datos necesarios se puede calcular el COE mediante la siguiente expresión.

$$\text{COE} = \frac{\text{FC}_L + \text{CC}_L + \text{OMC}_L}{\dot{W} \cdot N \cdot w} \quad (7)$$

Donde  $\text{FC}_L$ ,  $\text{CC}_L$ , y  $\text{OMC}_L$  representan los valores anuales del coste de combustible (€/año), los costes de transporte (€/año) y los costes de mantenimiento operación (€/año), respectivamente.  $\dot{W}$  representa la potencia neta de salida de la planta (kW);  $N$  indica el número de horas de operación de la planta al año (h/año), y  $w$  representa el factor de capacidad medio [10].

Para obtener  $\text{FC}_L$  se aplica la siguiente ecuación.

$$\text{FC}_L = 3,6 \dot{m}_{coal} \cdot c_{coal} \cdot \text{LHV} \cdot N \cdot w \quad (8)$$

Donde  $\dot{m}_{coal}$  y  $c_{coal}$  hacen referencia al flujo másico (kg/s) y al precio (€/MJ) del carbón, respectivamente, en base al poder calorífico inferior (LHV).

El cálculo de  $\text{CC}_L$  se obtiene mediante la ecuación 9 [10].

$$\text{CC}_L = \text{CRF} \cdot \text{FCI}(1 + \alpha) \quad (9)$$

Como se ha visto en el apartado anterior, FCI es la inversión de capital fijo de la central de estudio, y  $\alpha$  es el ratio de interés durante su construcción. El CRF hace referencia al factor de recuperación de capital, que guarda relación con la tasa de descuento ( $k$ ) y la vida útil de los equipos ( $n$ ) mediante la siguiente ecuación [10].

$$CRF = [k \cdot (1 + k)^n] / [(1 + k)^n - 1] \quad (10)$$

Para el cálculo de los costes de mantenimiento y operación ( $OMC_L$ ), se asume que son proporcionales a la inversión de capital fijo (FCI), empleando para ello un coeficiente de proporcionalidad  $\gamma$ , el cual se ha establecido en la [Tabla 14](#) en un 4% [9].

Tras conocer las ecuaciones y los datos necesarios para el cálculo de los distintos componentes involucrados en el coste energético, se obtienen los resultados mostrados en la [Tabla 15](#).

Potencia neta de salida (MWe)	945,0
Coste anual de transporte ( $FC_L$ , M€)	72,4
Coste anual de operación y mantenimiento ( $OMC_L$ , M€)	29,7
Coste anual del carbón ( $FC_L$ , M€)	172,1
Coste energético (COE, €/MWh)	52,55

**Tabla 15. Desglose y coste total energético**

### 3.2.3. Ahorro

Una vez estudiados los costes involucrados en la central térmica del proyecto, el estudio se centra en el proceso de optimización y el ahorro que su aplicación puede suponer a lo largo de su vida útil. Al no disponer de valores exactos de coste, sino que como se ha mencionado en el apartado 4.6.3 se ha realizado un estudio aproximado, no es posible tratar con cifras exactas de coste. Sin embargo, se puede trabajar en porcentajes con respecto a los datos obtenidos en la [Tabla 11](#). Tomando como referencia el valor de coste total correspondiente al valor óptimo

de  $\Delta T_{min}(10^{\circ}\text{C})$ , se obtendría un ahorro de hasta un 83,5% en los costes totales si se comparase con el mayor valor de  $\Delta T_{min}$  de los considerados en este estudio, siendo éste ahorro mayor a medida que aumentase la diferencia de temperatura mínima, puesto que como se observa en la [Figura 21](#), el coste aumenta a medida que ésta también lo hace. Al compararlo con el valor de coste más próximo al óptimo se obtendría un ahorro del 11,9%, siendo aun así considerablemente importante como para apreciar la importancia de la aplicación del método de optimización análisis pinch nuestra central de estudio.

#### **4. CONCLUSIONES**

En este proyecto se han empleado las técnicas del análisis pinch para optimizar la red de intercambio de calor de una central térmica supercrítica de 1000MW con doble recalentamiento situada en China. La tabla de desplazamiento de temperaturas, la curva compuesta desplazada y la gran curva compuesta se han destinado para determinar la temperatura del pinch y los requerimientos de energía externos. La temperatura del pinch desplazada se ha establecido en  $97,6^{\circ}\text{C}$ , siendo los requerimientos mínimos de los equipos de enfriamiento y calentamiento externos 51730,06 kW y 67316,98 kW , respectivamente.

La diferencia de temperatura mínima óptima entre las corrientes frías y calientes se ha situado en  $10^{\circ}\text{C}$ , analizado seis casos adicionales para poder realizar una comparativa de los gastos, tanto energéticos como de capital, y seleccionar de esta forma el que proporcionaba una mayor eficiencia de nuestra planta. Los equipos externos contribuyen a la optimización de costes y a la eficiencia de la planta de potencia, puesto que cuanto mayores sean los requerimientos externos mayor serán los costes relacionados con el consumo de energía. El caso con un valor de  $\Delta T_{min}$  de  $70^{\circ}\text{C}$  proporciona el valor más elevado de requerimientos externos, puesto que al haber una diferencia de temperatura tan grande entre corrientes se aprovecha produce poco intercambio de calor entre corrientes, y para alcanzar las temperaturas objetivo se requiere de equipos externos. Por otro lado, en el caso

con un valor de  $\Delta T_{min}$  de 5°C los costes también son elevados debido a la gran inversión de capital que requiere mantener una diferencia de temperatura mínima tan pequeña, puesto que a menor temperatura mayor es el área del intercambiador de calor. Por lo tanto, una vez establecido el valor de  $\Delta T_{min}$  óptimo mediante el análisis de los costes totales, se ha podido realizar un estudio económico a grandes rasgos con el objetivo de evaluar los beneficios que tiene la aplicación del método de optimización pinch point en una central de determinadas características.

Finalmente, tras analizar los resultados económicos se ha podido comprobar como la optimización de la central mediante este método permite ahorrar un gran porcentaje de costes tanto energéticos como materiales.

## BIBLIOGRAFIA

[1] W. Leng, A. Abbas and R. Khalilpour, "Pinch analysis for integration of coal-fired power plants with carbon capture", en *20<sup>th</sup> European Symposium on Computer Aided Process Engineering-ESCAPE20* (2010). Pierucci, S. And Buzzi, F.G. (Eds.)

[2] A.N. Anozie, and O.J. Odejobi, (2011). "The search for optimum condenser cooling water flow rate in a thermal power plant", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp 4083-4090, Diciembre 2011 [en línea]. Disponible en:  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431111004443>

[3] M.J. Moran, H.N. Shapiro, *Fundamentos de Termodinámica Técnica*, 2<sup>a</sup> ed. Barcelona: Reverté, S.A., 2004.

[4] I.C. Kemp, *Pinch Analysis and Process Integration- A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy*. Oxford: Elsevier, 2007 [E-book]  
Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/book/9780750682602>.

[5] L. Montes, P. Romero, F.J. Domínguez. *Métodos de integración y optimización de energética de plantas química*. Estudio bibliográfico. Matanzas: Universidad de Matanzas, departamento de Química e Ingeniería Química, 2005 [en línea].  
Disponible en: <http://monografias.umcc.cu/monos/2005/Qui-Mec/Leybi.pdf>

[6] A. Palomino, "Análisis pinch y su contribución a la integración de procesos", *Revista Sociedad Química del Perú*, Vol. 70, N<sup>o</sup> 3, pp 167-174, 2004 [en línea].  
Disponible en:  
[http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/publicaciones/rsqp/n3\\_2004/a06.pdf](http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/publicaciones/rsqp/n3_2004/a06.pdf)

[7] S. Barnes, *Using pinch analysis to optimize the heat exchanger network of a regenerative cycle for an existing modern nuclear power plant*. Hartford, Connecticut: Rensselaer Polytechnic Institute, departamento de ingeniería mecánica, Diciembre 2005 [en línea]. Disponible en:  
<http://www.ewp.rpi.edu/hartford/~ernesto/SPR/Barnes-FinalReport.pdf>

[8] E. Fernández Martínez, *Diseño y análisis operativo de un aerocondensador para una planta solar térmica de 50MW*, Proyecto fin de carrera. Leganés: Universidad Carlos III de Madrid, departamento de ingeniería térmica y fluidos, Leganés, Madrid, España, 2012 [en línea]. Disponible en:

<http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/16592/PFC%20Estefania%20Fernandez%20rev1.pdf?sequence=1>.

[9] T. Kreutz, R. Williams, S. Consonni, et al. "Co-production of hydrogen, electricity and CO<sub>2</sub> from coal with commercially ready technology. Part B: economic analysis", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 30, pp 769-784., Julio 2005 [en línea]. Disponible en:

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360319904003064>.

[10] G. Xu, C. Xu, Y. Yang, et al, "Thermodynamic and economic analysis of a partially underground tower-type boiler design for advance double reheat power plants", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 78, pp 565-575, Marzo 2015 [en línea]. Disponible en:

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431114011107>.

[11] D. Remer, L. Chai, Design cost factors for scaling-up engineering equipment, *Chem. Eng. Prog.* 86 (1990) 77-81.

[12] E. Rodríguez. "La evolución de las turbinas supercríticas, mayor eficiencia y menores emisiones", *Fieras de la ingeniería*, 23-12-2013 [en línea]. Disponible en:

<http://www.fierasdelaingenieria.com/la-evolucion-de-las-turbinas-supercriticas-mayor-eficiencia-y-menores-emisiones/>.

[13] G. Xu, H.G. Jin, Y.P. Yang, et al, "A comprehensive techno-economic analysis method for power generation systems with CO<sub>2</sub> capture", *Internal Journal of Energy Research*, Vol. 34, pp 321-332, Marzo 2010 [en línea].

[14] H. Lin, H.G. Jin, L. Gao, et al, "Techno-economic evaluation of coal-based poly generation systems of synthetic fuel and power with CO<sub>2</sub> recovery", *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, pp 274-283, Enero 2011 [en línea].

## ANEXOS

### ANEXO A. DATOS DE LA CENTRAL TERMICA

<i>Parámetros del vapor</i>	
<i>Flujo másico vapor vivo (kg/s)</i>	693,2
<i>Temperatura vapor vivo (°C)</i>	600,0
<i>Presión vapor vivo (bar)</i>	299,8
<i>Temperatura vapor primer recalentamiento (°C)</i>	610,3
<i>Presión vapor primer recalentamiento (bar)</i>	88,14
<i>Temperatura vapor segundo recalentamiento (°C)</i>	610,3
<i>Presión vapor segundo recalentamiento (bar)</i>	25,03
<i>Rendimiento del ciclo</i>	
<i>Flujo másico carbón de entrada (kg/s)</i>	100,4
<i>Energía total aportada (MWth)</i>	2119,4
<i>Producción bruta de electricidad (MWe)</i>	1000,0
<i>Potencia auxiliar total (MWe)</i>	55,0
<i>Potencia neta producida (MWe)</i>	945,0
<i>Eficiencia (%)</i>	44,6

**Tabla 16. Información termodinámica básica**

## ANEXO B. DATOS DE LAS CORRIENTES CALIENTES

Corriente	$T^{\circ}$ inicial (°C)	$T^{\circ}$ final (°C)	$m$ (kg/s)	$\Delta h$ (kJ/kg)	$c_p$ (kJ/(kg°C))	$\Delta H$ (kW)	CP (kW/°C)	Punto del ciclo
HX 1	455,4	274,6	46,6	2067,00	11,43	96322,00	532,75	de S16 a S17
HX 1 Drenaje	274,6	242,7	46,6	156,64	4,91	7299,42	228,82	de S17 a S29
HX 2	524,2	242,7	33,54	2436,86	8,66	81732,28	290,35	de S18 a S29
HX 2 Drenaje	242,7	234,6	80,14	38,18	4,71	3059,75	377,75	de S29 a S34
HX 3	434,7	234,6	7,8	2295,84	11,47	17907,55	89,49	de S27 a S34
HX 3 Drenaje	234,6	224,1	87,94	46,74	4,45	4110,32	391,46	de S34 a S23
DEA	404,9	224,1	57,5	2284,54	12,64	131361,05	726,55	de S32 a S23
HX 6	380,2	146,6	11,16	2610,84	11,18	29136,97	124,73	de S13 a S42
HX 6 Drenaje	146,6	133,6	11,16	55,09	4,24	614,80	47,29	de S42 a S43
HX 5	327,6	133,6	9,32	2560,73	13,20	23866,00	123,02	de S15 a S43
HX 5 Drenaje	133,6	119,1	20,48	62,00	4,28	1269,76	87,57	de S43 a S44
HX 4	280,6	119,1	10,3	2529,35	15,66	26052,31	161,31	de S16 a S44
HX 4 Drenaje	119,1	102,6	30,78	69,97	4,24	2153,68	130,53	de S44 a S45
HX 3	227,2	102,6	11,5	2495,06	20,02	28693,19	230,28	de S17 a S45
HX 3 Drenaje	102,6	84,34	42,28	77,49	4,24	3276,28	179,42	de S45 a S46
HX 2	174,7	84,34	12,45	2471,63	27,35	30771,79	340,55	de S18 a S46
HX 2 Drenaje	84,34	45,23	54,73	273,24	6,99	14954,43	382,37	de S46 a S47
HX 1	112,6	45,23	25,22	2517,37	37,37	63488,07	942,38	de S19 a S47

**Tabla 17. Datos de las corrientes calientes de la red de intercambio de calor**

Intervalo	Tª inicial (°C)	Tªfinal (°C)	Corrientes	$\Sigma cp$ (kJ/(kg°C))	$\Delta h$ (kJ/kg) = $\Sigma cp \cdot \Delta T$	h liberada (kJ/kg)	$\Sigma CP$ (kW/°C)	$\Delta H$ (kW) = $\Sigma CP \cdot \Delta T$	H liberada (kW)
20	45,23					0			0,00
19	84,34	45,23	HX1b HX2DOb	44,35	1734,64	1734,64	1324,75	51810,87	51810,87
18	102,6	84,34	HX1b HX2b HX3DOb	68,96	1259,27	2993,91	1462,35	26702,50	78513,37
17	112,6	102,6	HX1b HX2b HX3b HX4DO	88,98	889,85	3883,75	1643,73	16437,34	94950,70
16	119,1	112,6	HX2b HX3b HX4DO	51,62	335,52	4219,27	701,35	4558,81	99509,51
15	133,6	119,1	HX2b HX3b HX4 HX5DO	67,32	976,07	5195,34	819,71	11885,84	111395,35
14	146,6	133,6	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6DO	80,48	1046,20	6241,54	902,46	11731,94	123127,29
13	174,7	146,6	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6	87,42	2456,38	8697,91	979,89	27535,03	150662,33
12	224,1	174,7	HX3b HX4 HX5 HX6	60,06	2967,08	11664,99	639,35	31583,78	182246,11
11	227,2	224,1	HX3b HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA	77,15	239,16	11904,16	1757,36	5447,82	187693,93
10	234,6	227,2	HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA	57,12	422,72	12326,88	1527,08	11300,38	198994,31
9	242,7	234,6	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2DO DEA	68,86	557,77	12884,65	1602,86	12983,16	211977,47
8	274,6	242,7	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1DO DEA	66,24	2113,07	14997,72	1654,79	52787,72	264765,19
7	280,6	274,6	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA	84,24	505,42	15503,14	2048,21	12289,28	277054,47
6	327,6	280,6	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA	68,57	3223,00	18726,15	1886,90	88684,22	365738,69
5	380,2	327,6	HX6 HX3 HX2 HX1 DEA	55,37	2912,72	21638,87	1763,88	92779,97	458518,66

4	404,9	380,2	HX3 HX2 HX1 DEA	44,20	1091,70	22730,57	1639,15	40486,94	499005,61
3	434,7	404,9	HX3 HX2 HX1	31,56	940,57	23671,14	912,59	27195,27	526200,88
2	455,4	434,7	HX2 HX1	20,09	415,85	24086,98	823,10	17038,17	543239,05
1	524,2	455,4	HX2	8,66	595,58	24682,56	290,35	19975,78	563214,83

Tabla 18. Datos curva compuesta corrientes calientes

### ANEXO C. DATOS DE LAS CORRIENTES FRIAS

Corriente	$T^a$ inicial (°C)	$T^a$ final (°C)	$m$ (kg/s)	$\Delta h$ (kJ/kg)	$c_p$ (kJ/(kg°C))	$\Delta H$ (kW)	CP (kW/°C)	H liberada (kW)	Punto del ciclo
HX 1	40,23	79,34	443,2	3,16	0,08	1402,00	35,85	50409,79	de S53 a S37
HX 2	79,34	97,64	443,2	240,30	13,13	106501,00	5819,73	51811,79	de S37 a S38
HX 3	97,64	114,1	443,2	69,60	4,23	30846,00	1874,00	158312,79	de S38 a S39
HX 4	114,1	128,7	443,2	61,65	4,22	27322,00	1871,37	189158,79	de S39 a S40
HX 5	128,7	141,6	443,2	55,23	4,28	24480,00	1897,67	216480,79	de S40 a S41
HX 6	141,6	156,9	443,2	65,74	4,30	29137,00	1904,38	240960,79	de S41 a S14
DEA	156,9	229,9	443,2	331,23	4,54	146802,36	2010,99	270097,79	de S14 a S22
HX 3	229,9	237,7	594	35,30	4,53	20966,00	2687,95	416900,15	de S22 a S21
HX 2	237,7	269,6	594	149,89	4,70	89033,00	2791,00	437866,15	de S21 a S20
HX 1	269,6	301,8	594	162,16	5,04	96322,00	2991,37	526899,15	de S20 a S15
	301,8							623221,15	

Tabla 19. Datos de las corrientes frías de la red de intercambio de calor

ANEXO D. TABLAS DE PROBLEMAS Y GCC PARA  $\Delta T_{min}$  ESTUDIADOS

Intervalo	Tª inicial (°C)	Tªfinal (°C)	Corrientes	$\Sigma CP$ (kW/°C)	$\Delta H$ (kW) = $\Sigma CP * \Delta T$	H liberada (kW)
						67316,98
1	519,2	450,4	HX2	290,35	19975,80	87292,78
2	450,4	429,7	HX2 HX1	823,10	17038,18	104330,96
3	429,7	399,9	HX3 HX2 HX1	912,59	27195,28	131526,24
4	399,9	375,2	HX3 HX2 HX1 DEA	1639,15	40487,01	172013,25
5	375,2	322,6	HX6 HX3 HX2 HX1 DEA	1763,88	92780,12	264793,36
6	322,6	306,8	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA	1886,90	29812,97	294606,33
7	306,8	275,6	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx1cs	-1104,47	-34459,46	260146,87
8	275,6	274,6	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx1cs	-943,16	-943,16	259203,72
9	274,6	269,6	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx2cs	-742,79	-3713,96	255489,76
10	269,6	242,7	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1DO DEA//hx2cs	-1136,21	-30564,07	224925,69
11	242,7	237,7	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1DO DEA//hx3cs	-1033,16	-5165,78	219759,90
12	237,7	234,9	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2DO DEA//hx3cs	-1085,13	-3038,35	216721,55
13	234,9	229,6	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2DO DEA//deacs	-408,17	-2163,30	214558,25
14	229,6	222,2	HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//deacs	-483,87	-3580,65	210977,61
15	222,2	219,1	HX3b HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//deacs	-253,59	-786,12	210191,49
16	219,1	169,7	HX3b HX4 HX5 HX6//deacs	-1371,65	-67759,39	142432,10
17	169,7	161,9	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//deacs	-1031,10	-8042,59	134389,51
18	161,9	146,6	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx6cs	-924,49	-14144,68	120244,84
19	146,6	141,6	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx5cs	-917,78	-4588,92	115655,92
20	141,6	133,7	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6DO//hx5cs	-995,22	-7862,21	107793,70
21	133,7	128,6	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6DO//hx4cs	-968,91	-4941,45	102852,25
22	128,6	119,1	HX2b HX3b HX4 HX5DO//hx4cs	-1051,66	-9990,78	92861,47
23	119,1	114,1	HX2b HX3b HX4 HX5DO//hx3csbaja	-1054,29	-5271,44	87590,03
24	114,1	107,6	HX2b HX3b HX4DO//hx3csbaja	-1172,64	-7622,13	79967,89

25	107,6	102,64	HX1b HX2b HX3b HX4DO//hx3csbaja	-230,26	-1142,07	78825,83
26	102,64	97,6	HX1b HX2b HX3b HX4DO//hx2csbaja	-4175,98	-21046,96	57778,86
27	97,6	84,34	HX1b HX2b HX3DOb//hx2csbaja	-4357,38	-57778,86	0,00
28	84,34	79,34	HX1b HX2b HX3DOb//hx1csbaja	1426,50	7132,50	7132,50
29	79,34	45,23	HX1b HX2DOb//hx1csbaja	1135,73	38739,68	45872,18
30	45,23	40,23	HX1b HX2DOb	1171,58	5857,88	51730,06
31	40,23					

Tabla 20. Tabla de desplazamiento de temperaturas  $\Delta T_{min} = 10^{\circ}\text{C}$

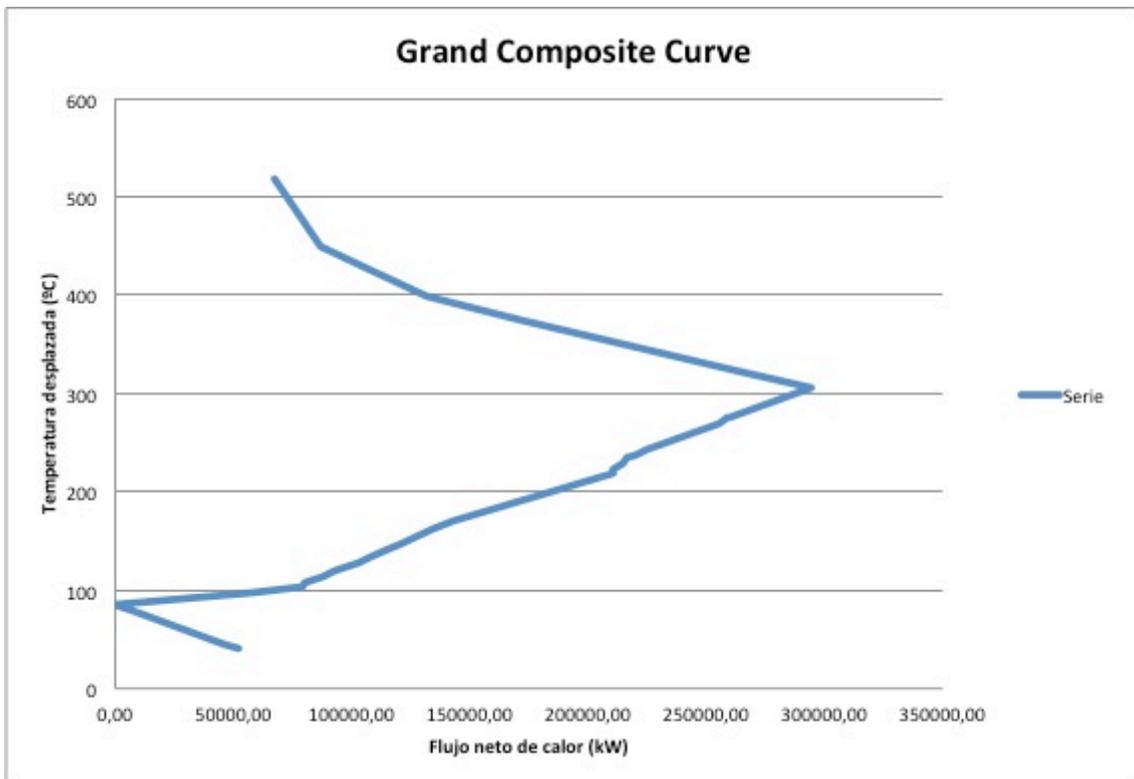


Figura 22. Gran curva compuesta  $\Delta T_{min} = 10^{\circ}\text{C}$

Intervalo	Tª inicial (°C)	Tªfinal (°C)	Corrientes	ΣCP (kW/°C)	ΔH (kW) =ΣCP*ΔT	H liberada (kW)
						61847,06
1	521,7	452,9	HX2	290,35	19975,80	81822,86
2	452,9	432,2	HX2 HX1	823,10	17038,18	98861,04
3	432,2	402,4	HX3 HX2 HX1	912,59	27195,28	126056,32
4	402,4	377,7	HX3 HX2 HX1 DEA	1639,15	40487,01	166543,33
5	377,7	325,1	HX6 HX3 HX2 HX1 DEA	1763,88	92780,12	259323,44
6	325,1	304,3	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA	1886,90	39247,45	298570,89
7	304,3	275,6	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx1cs	-1104,47	-31698,28	266872,61
8	278,1	272,1	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx1cs	-943,16	-5658,93	261213,68
9	272,1	240,2	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1DO DEA//hx2cs	-1136,21	-36245,13	224968,55
10	240,2	232,4	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2DO DEA//hx3cs	-1085,13	-8463,99	216504,57
11	232,4	232,1	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2DO DEA//deacs	-408,17	-122,45	216382,12
12	232,1	226,6	HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//deacs	-483,87	-2661,29	213720,83
13	224,7	221,6	HX3b HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//deacs	-253,59	-786,12	212934,70
14	221,6	172,2	HX3b HX4 HX5 HX6//deacs	-1371,65	-67759,39	145175,31
15	172,2	159,4	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//deacs	-1031,10	-13198,09	131977,22
16	159,4	144,1	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx6cs	-924,49	-14144,68	117832,55
17	144,1	131,2	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6DO//hx5cs	-995,22	-12838,30	104994,25
18	131,2	131,1	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6DO//hx4cs	-968,91	-96,89	104897,36
19	131,1	116,6	HX2b HX3b HX4 HX5DO//hx4cs	-1051,66	-15249,08	89648,28
20	116,6	110,1	HX2b HX3b HX4DO//hx3csbaja	-1172,64	-7622,13	82026,14
21	110,1	100,14	HX1b HX2b HX3b HX4DO//hx3csbaja	-230,26	-2293,34	79732,80
22	100,14	100,1	HX1b HX2b HX3b HX4DO//hx2csbaja	-4175,98	-167,04	79565,76
23	100,1	81,84	HX1b HX2b HX3DOb//hx2csbaja	-4357,38	-79565,76	0,00
24	81,84	42,73	HX1b HX2DOb//hx1csbaja	1135,73	44418,32	44418,32
25	42,73					

Tabla 21. Tabla de desplazamiento de temperaturas  $\Delta T_{min} = 5^{\circ}\text{C}$

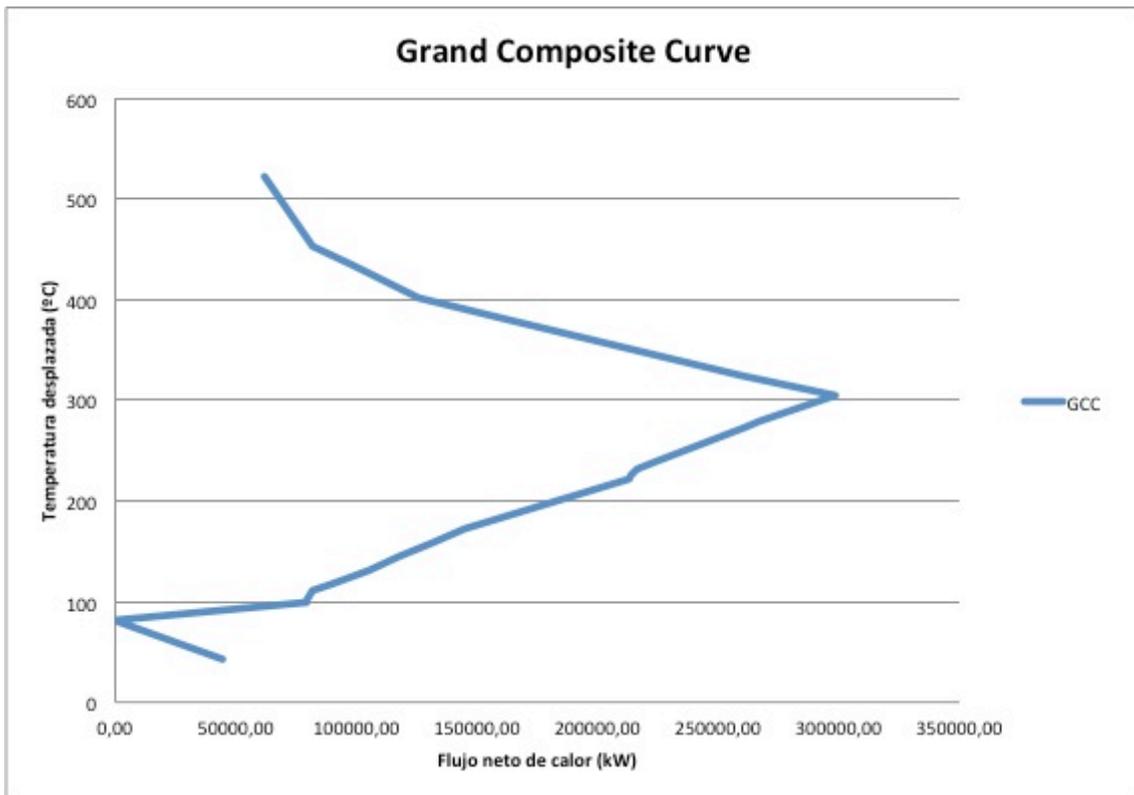


Figura 23. Gran curva compuesta  $\Delta T_{min} = 5^{\circ}\text{C}$

Intervalo	$T^{\circ}$ inicial (°C)	$T^{\circ}$ final (°C)	Corrientes	$\Sigma CP$ (kW/°C)	$\Delta H$ (kW) = $\Sigma CP * \Delta T$	H liberada (kW)
						81940,44
1	514,2	445,4	HX2	290,35	19975,80	101916,24
2	445,4	424,7	HX2 HX1	823,10	17038,18	118954,42
3	424,7	394,9	HX3 HX2 HX1	912,59	27195,28	146149,70
4	394,9	370,2	HX3 HX2 HX1 DEA	1639,15	40487,01	186636,71
5	370,2	317,6	HX6 HX3 HX2 HX1 DEA	1763,88	92780,12	279416,82
6	317,6	311,8	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA	1886,90	10944,00	290360,82
7	311,8	279,6	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx1cs	-1104,47	-35563,93	254796,90
8	279,6	270,6	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx2cs	-904,11	-8136,96	246659,94
9	270,6	264,6	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx2cs	-742,79	-4456,75	242203,19
10	264,6	247,7	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1DO DEA//hx2cs	-1136,21	-19201,96	223001,22

11	247,7	239,9	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1DO DEA//hx3cs	-1033,16	-8058,62	214942,60
12	239,9	232,7	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1DO DEA//deacs	-356,20	-2564,63	212377,97
13	232,7	224,6	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2DO DEA//deacs	-408,17	-3306,17	209071,80
14	224,6	217,2	HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//deacs	-483,87	-3580,65	205491,16
15	217,2	214,1	HX3b HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//deacs	-253,59	-786,12	204705,03
16	214,1	166,9	HX3b HX4 HX5 HX6//deacs	-1371,65	-64741,76	139963,27
17	166,9	164,7	HX3b HX4 HX5 HX6//hx6cs	-1265,04	-2783,08	137180,19
18	164,7	151,6	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx6cs	-924,49	-12110,80	125069,39
19	151,6	138,7	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx5cs	-917,78	-11839,41	113229,98
20	138,7	136,6	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx4cs	-891,48	-1872,11	111357,87
21	136,6	124,1	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6DO//hx4cs	-968,91	-12111,40	99246,47
22	124,1	123,6	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6DO//hx3csbaja	-971,54	-485,77	98760,70
23	123,6	109,1	HX2b HX3b HX4 HX5DO//hx3csbaja	-1054,29	-15287,18	83473,51
24	109,1	107,64	HX2b HX3b HX4DO//hx3csbaja	-1172,64	-1712,05	81761,46
25	107,64	102,6	HX2b HX3b HX4DO//hx2csbaja	-5118,37	-25796,56	55964,90
26	102,6	92,6	HX1b HX2b HX3b HX4DO//hx2csbaja	-4175,98	-41759,85	14205,06
27	92,6	89,34	HX1b HX2b HX3DOb//hx2csbaja	-4357,38	-14205,06	0,00
28	89,34	74,34	HX1b HX2b HX3DOb//hx1csbaja	1426,50	21397,49	21397,48
29	74,34	50,23	HX1b HX2DOb//hx1csbaja	1135,73	27382,40	48779,89
30	50,23	35,23	HX1b HX2DOb	1171,58	17573,63	66353,52
31	35,23					

Tabla 22. Tabla de desplazamiento de temperaturas  $\Delta T_{min} = 20^{\circ}\text{C}$

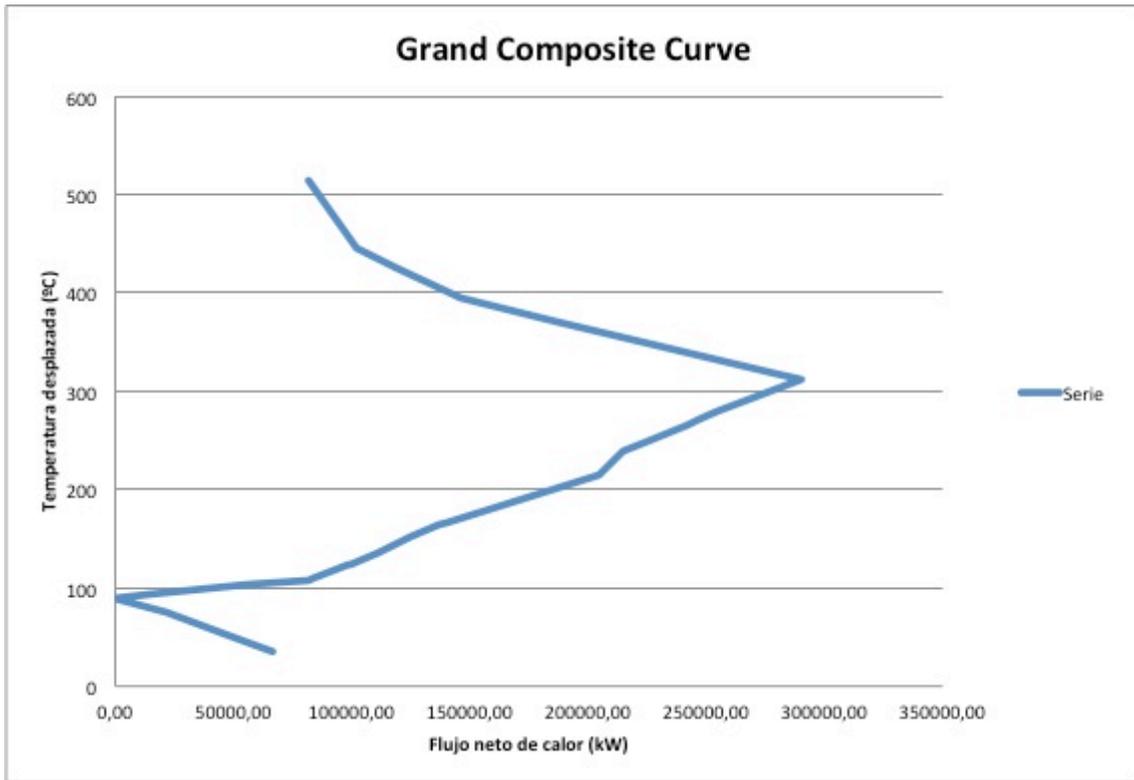


Figura 24. Gran curva compuesta  $\Delta T_{min} = 20^{\circ}\text{C}$

Intervalo	$T^{\circ}$ inicial (°C)	$T^{\circ}$ final (°C)	Corrientes	$\Sigma CP$ (kW/°C)	$\Delta H$ (kW)= $\Sigma CP \cdot \Delta T$	H liberada (kW)
						97786,51
1	509,20	440,40	HX2	290,35	19975,80	117762,31
2	440,40	419,70	HX2 HX1	823,10	17038,18	134800,49
3	419,70	389,90	HX3 HX2 HX1	912,59	27195,28	161995,77
4	389,90	365,20	HX3 HX2 HX1 DEA	1639,15	40487,01	202482,78
5	365,20	316,80	HX6 HX3 HX2 HX1 DEA	1763,88	85371,82	287854,59
6	316,80	312,60	HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx1cs	-1227,49	-5155,44	282699,15
7	312,60	284,60	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx1cs	-1104,47	-30925,15	251774,00
8	284,60	265,60	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx2cs	-904,11	-17178,02	234595,98
9	265,60	259,60	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx2cs	-742,79	-4456,75	230139,22
10	259,60	252,70	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1DO DEA//hx2cs	-1136,21	-7839,85	222299,37
11	252,70	244,90	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1DO DEA//hx3cs	-1033,16	-8058,62	214240,75

12	244,90	227,70	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1DO DEA//deacs	-356,20	-6126,62	208114,13
13	227,70	219,60	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2DO DEA//deacs	-408,17	-3306,17	204807,96
14	219,60	212,20	HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//deacs	-483,87	-3580,65	201227,31
15	212,20	209,10	HX3b HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//deacs	-253,59	-786,12	200441,19
16	209,10	171,90	HX3b HX4 HX5 HX6//deacs	-1371,65	-51025,29	149415,90
17	171,90	159,70	HX3b HX4 HX5 HX6//hx6cs	-1265,04	-15433,43	133982,47
18	159,70	156,60	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx6cs	-924,49	-2865,91	131116,56
19	156,60	143,70	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx5cs	-917,78	-11839,41	119277,14
20	143,70	131,60	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx4cs	-891,48	-10786,90	108490,24
21	131,60	129,10	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6DO//hx4cs	-968,91	-2422,28	106067,96
22	129,10	118,60	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6DO//hx3csbaja	-971,54	-10201,17	95866,79
23	118,60	112,64	HX2b HX3b HX4 HX5DO//hx3csbaja	-1054,29	-6283,56	89583,23
24	112,64	104,10	HX2b HX3b HX4 HX5DO//hx2csbaja	-5000,02	-42700,15	46883,08
25	104,10	97,60	HX2b HX3b HX4DO//hx2csbaja	-5118,37	-33269,37	13613,71
26	97,60	94,34	HX1b HX2b HX3b HX4DO//hx2csbaja	-4175,98	-13613,71	0,00
27	94,34	87,60	HX1b HX2b HX3b HX4DO//hx1csbaja	1607,89	10837,21	10837,20
28	87,60	69,34	HX1b HX2b HX3DOb//hx1csbaja	1426,50	26047,87	36885,08
29	69,34	55,23	HX1b HX2DOb//hx1csbaja	1135,73	16025,12	52910,20
30	55,23	30,23	HX1b HX2DOb	1171,58	29289,39	82199,59
31	30,23					

Tabla 23. Tabla de desplazamiento de temperaturas  $\Delta T_{min} = 30^{\circ}\text{C}$

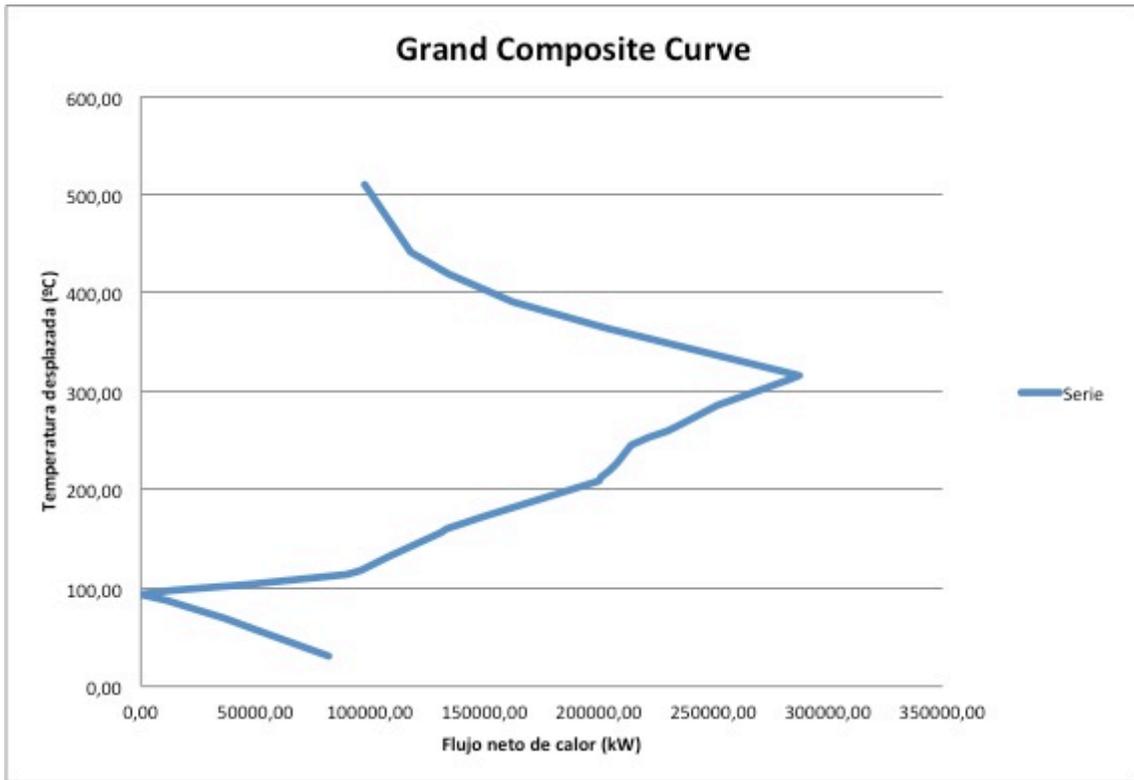


Figura 25. Gran curva compuesta  $\Delta T_{min} = 30^{\circ}\text{C}$

Intervalo	$T^{\circ}$ inicial (°C)	$T^{\circ}$ final (°C)	Corrientes	$\Sigma CP$ (kW/°C)	$\Delta H$ (kW)= $\Sigma CP \cdot \Delta T$	H liberada (kW)
						107900,69
1	504,2	435,4	HX2	290,35	19975,80	127876,49
2	435,4	414,7	HX2 HX1	823,10	17038,18	144914,67
3	414,7	384,9	HX3 HX2 HX1	912,59	27195,28	172109,95
4	384,9	360,2	HX3 HX2 HX1 DEA	1639,15	40487,01	212596,96
5	360,2	321,8	HX6 HX3 HX2 HX1 DEA	1763,88	67733,01	280329,97
6	321,8	307,6	HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx1cs	-1227,49	-17430,30	262899,67
7	307,6	289,6	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx1cs	-1104,47	-19880,46	243019,21
8	289,6	260,6	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx2cs	-904,11	-26219,09	216800,12
9	260,6	257,7	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx2cs	-742,79	-2154,10	214646,03
10	257,7	254,6	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx3cs	-639,74	-1983,19	212662,84

11	254,6	249,9	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1DO DEA//hx3cs	-1033,16	-4855,84	207807,01
12	249,9	222,7	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1DO DEA//deacs	-356,20	-9688,61	198118,40
13	222,7	214,6	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2DO DEA//deacs	-408,17	-3306,17	194812,23
14	214,6	207,2	HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//deacs	-483,87	-3580,65	191231,58
15	207,2	204,1	HX3b HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//deacs	-253,59	-786,12	190445,46
16	204,1	176,9	HX3b HX4 HX5 HX6//deacs	-1371,65	-37308,81	153136,64
17	176,9	161,6	HX3b HX4 HX5 HX6//hx6cs	-1265,04	-19355,04	133781,60
18	161,6	154,7	HX3b HX4 HX5 HX6//hx5cs	-1258,33	-8682,48	125099,12
19	154,7	148,7	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx5cs	-917,78	-5506,70	119592,42
20	148,7	134,1	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx4cs	-891,48	-13015,60	106576,82
21	134,1	126,6	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx3csbaja	-894,11	-6705,80	99871,02
22	126,6	117,64	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6DO//hx3csbaja	-971,54	-8705,00	91166,02
23	117,64	113,6	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6DO//hx2csbaja	-4917,27	-19865,77	71300,25
24	113,6	99,34	HX2b HX3b HX4 HX5DO//hx2csbaja	-5000,02	-71300,25	0,00
25	99,34	99,1	HX2b HX3b HX4 HX5DO//hx1csbaja	783,86	188,13	188,12
26	99,1	92,6	HX2b HX3b HX4DO//hx1csbaja	665,51	4325,84	4513,96
27	92,6	82,6	HX1b HX2b HX3b HX4DO//hx1csbaja	1607,89	16078,95	20592,91
28	82,6	64,34	HX1b HX2b HX3DOb//hx1csbaja	1426,50	26047,87	46640,78
29	64,34	60,23	HX1b HX2DOb//hx1csbaja	1135,73	4667,84	51308,62
30	60,23	25,23	HX1b HX2DOb	1171,58	41005,15	92313,77
31	25,23					

Tabla 24. Tabla de desplazamiento de temperaturas  $\Delta T_{min} = 40^{\circ}\text{C}$

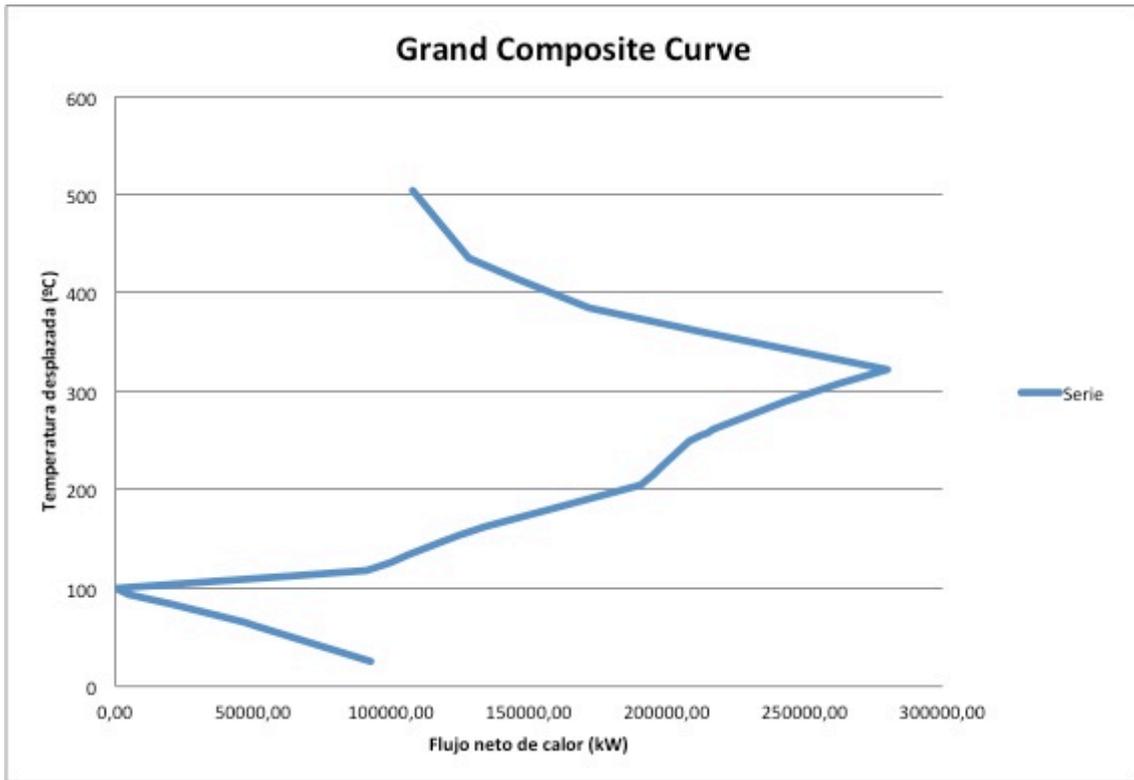


Figura 26. Gran curva compuesta  $\Delta T_{min} = 40^{\circ}\text{C}$

Intervalo	$T^{\circ}$ inicial (°C)	$T^{\circ}$ final (°C)	Corrientes	$\Sigma CP$ (kW/°C)	$\Delta H$ (kW) = $\Sigma CP * \Delta T$	H liberada (kW)
						116097,78
1	499,2	430,4	HX2	290,35	19975,80	136073,58
2	430,4	409,7	HX2 HX1	823,10	17038,18	153111,76
3	409,7	379,9	HX3 HX2 HX1	912,59	27195,28	180307,04
4	379,9	355,2	HX3 HX2 HX1 DEA	1639,15	40487,01	220794,05
5	355,2	326,8	HX6 HX3 HX2 HX1 DEA	1763,88	50094,21	270888,25
6	326,8	302,6	HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx1cs	-1227,49	-29705,16	241183,09
7	302,6	294,6	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx1cs	-1104,47	-8835,76	232347,33
8	294,6	262,7	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx2cs	-904,11	-28841,00	203506,34
9	262,7	255,6	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx3cs	-801,05	-5687,47	197818,87
10	255,6	254,9	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx3cs	-639,74	-447,82	197371,05

11	254,9	249,6	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//deacs	37,22	197,27	197568,32
12	249,6	217,7	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1DO DEA//deacs	-356,20	-11362,75	186205,57
13	217,7	209,6	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2DO DEA//deacs	-408,17	-3306,17	182899,40
14	209,6	202,2	HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//deacs	-483,87	-3580,65	179318,76
15	202,2	199,1	HX3b HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//deacs	-253,59	-786,12	178532,63
16	199,1	181,9	HX3b HX4 HX5 HX6//deacs	-1371,65	-23592,34	154940,30
17	181,9	166,6	HX3b HX4 HX5 HX6//hx6cs	-1265,04	-19355,04	135585,26
18	166,6	153,7	HX3b HX4 HX5 HX6//hx5cs	-1258,33	-16232,47	119352,79
19	153,7	149,7	HX3b HX4 HX5 HX6//hx4cs	-1232,03	-4928,10	114424,69
20	149,7	139,1	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx4cs	-891,48	-9449,68	104975,00
21	139,1	122,64	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx3csbaja	-894,11	-14717,00	90258,00
22	122,64	121,6	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx2csbaja	-4839,84	-5033,43	85224,57
23	121,6	108,6	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6DO//hx2csbaja	-4917,27	-63924,50	21300,07
24	108,6	104,34	HX2b HX3b HX4 HX5DO//hx2csbaja	-5000,02	-21300,08	0,00
25	104,34	94,1	HX2b HX3b HX4 HX5DO//hx1csbaja	783,86	8026,74	8026,74
26	94,1	87,6	HX2b HX3b HX4DO//hx1csbaja	665,51	4325,84	12352,58
27	87,6	77,6	HX1b HX2b HX3b HX4DO//hx1csbaja	1607,89	16078,95	28431,52
28	77,6	65,23	HX1b HX2b HX3DOb//hx1csbaja	1426,50	17645,79	46077,32
29	65,23	59,34	HX1b HX2b HX3DOb	1462,35	8613,22	54690,54
30	59,34	20,23	HX1b HX2DOb	1171,58	45820,32	100510,86
31	20,23					

Tabla 25. Tabla de desplazamiento de temperaturas  $\Delta T_{min} = 50^{\circ}\text{C}$

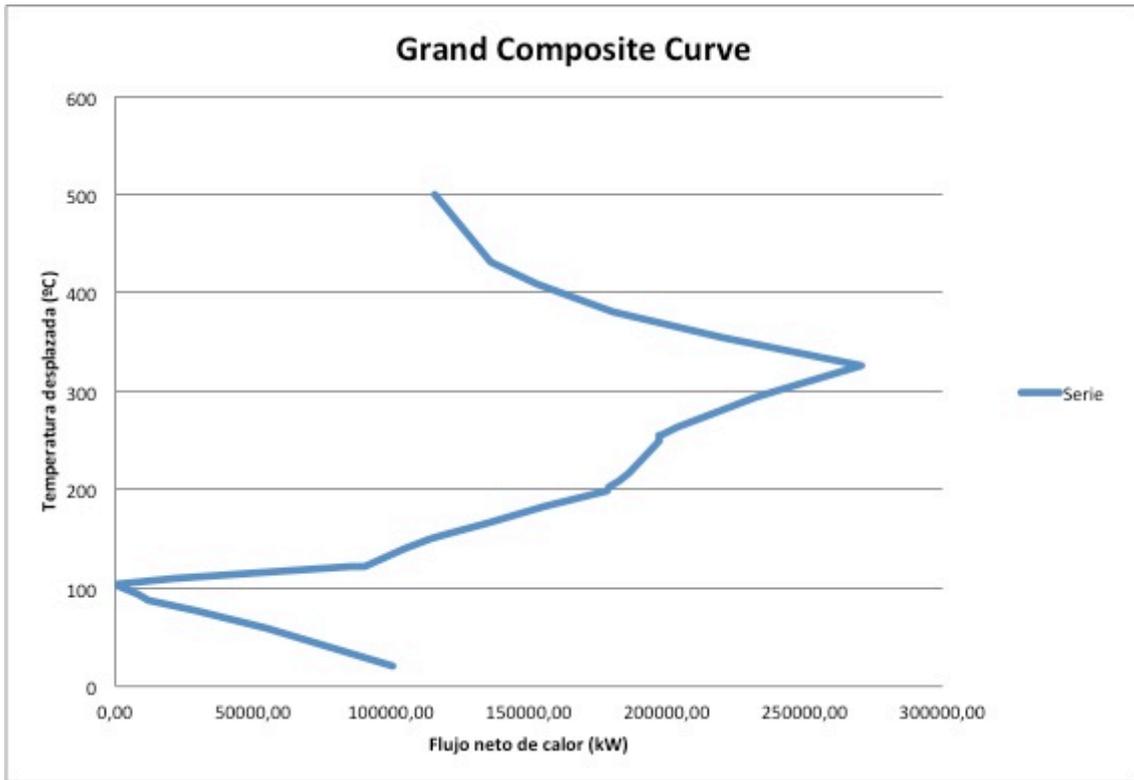


Figura 27. Gran curva compuesta  $\Delta T_{min} = 50^{\circ}\text{C}$

Intervalo	$T^{\circ}$ inicial (°C)	$T^{\circ}$ final (°C)	Corrientes	$\Sigma CP$ (kW/°C)	$\Delta H$ (kW) = $\Sigma CP * \Delta T$	H liberada (kW)
						134006,59
1	489,2	420,4	HX2	290,35	19975,80	153982,39
2	420,4	399,7	HX2 HX1	823,10	17038,18	171020,57
3	399,7	369,9	HX3 HX2 HX1	912,59	27195,28	198215,85
4	369,9	345,2	HX3 HX2 HX1 DEA	1639,15	40487,01	238702,86
5	345,2	336,8	HX6 HX3 HX2 HX1 DEA	1763,88	14816,60	253519,45
6	336,8	304,6	HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx1cs	-1227,49	-39525,05	213994,40
7	304,6	292,6	HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx2cs	-1027,12	-12325,47	201668,93
8	292,6	272,7	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx2cs	-904,11	-17991,72	183677,22
9	272,7	264,9	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//hx3cs	-801,05	-6248,21	177429,01
10	264,9	245,6	HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//deacs	-124,09	-2395,03	175033,98

11	245,6	239,6	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1 DEA//deacs	37,22	223,32	175257,30
12	239,6	207,7	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2 HX1DO DEA//deacs	-356,20	-11362,75	163894,56
13	207,7	199,6	HX4 HX5 HX6 HX3 HX2DO DEA//deacs	-408,17	-3306,17	160588,39
14	199,6	192,2	HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//deacs	-483,87	-3580,65	157007,74
15	192,2	191,9	HX3b HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//deacs	-253,59	-76,08	156931,67
16	191,9	189,1	HX3b HX4 HX5 HX6 HX3DO DEA//hx6cs	-146,98	-411,53	156520,13
17	189,1	176,6	HX3b HX4 HX5 HX6//hx6cs	-1265,04	-15812,94	140707,19
18	176,6	163,7	HX3b HX4 HX5 HX6//hx5cs	-1258,33	-16232,47	124474,73
19	163,7	149,1	HX3b HX4 HX5 HX6//hx4cs	-1232,03	-17987,58	106487,14
20	149,1	139,7	HX3b HX4 HX5 HX6//hx3csbaja	-1234,65	-11605,75	94881,40
21	139,7	132,64	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx3csbaja	-894,11	-6312,40	88569,00
22	132,64	114,34	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx2csbaja	-4839,84	-88569,00	0,00
23	114,34	111,6	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6//hx1csbaja	944,04	2586,68	2586,68
24	111,6	98,6	HX2b HX3b HX4 HX5 HX6DO//hx1csbaja	866,61	11265,93	13852,60
25	98,6	84,1	HX2b HX3b HX4 HX5DO//hx1csbaja	783,86	11365,99	25218,59
26	84,1	77,6	HX2b HX3b HX4DO//hx1csbaja	665,51	4325,84	29544,43
27	77,6	75,23	HX1b HX2b HX3b HX4DO//hx1csbaja	1607,89	3810,71	33355,14
28	75,23	67,6	HX1b HX2b HX3b HX4DO	1643,74	12541,75	45896,90
29	67,6	49,34	HX1b HX2b HX3DOb	1462,35	26702,45	72599,35
30	49,34	10,23	HX1b HX2DOb	1171,58	45820,32	118419,67
31	10,23					

Tabla 26. Tabla de desplazamiento de temperaturas  $\Delta T_{min} = 70^{\circ}\text{C}$

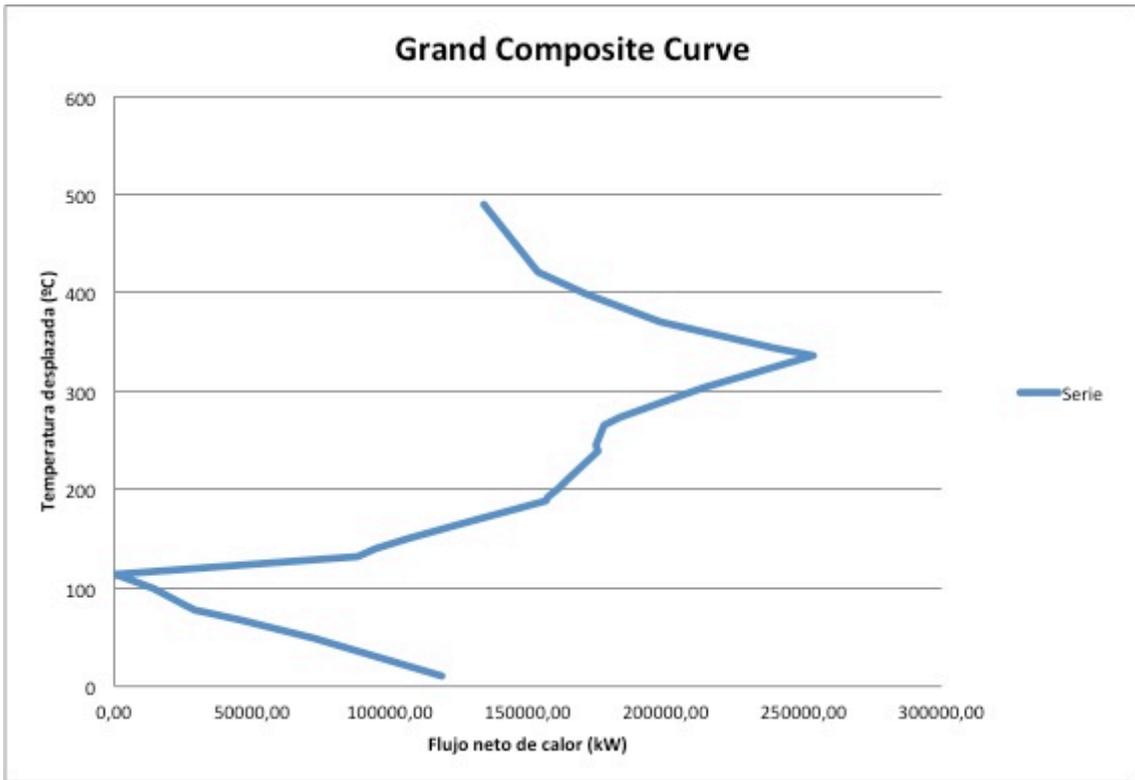


Figura 28. Gran curva compuesta  $\Delta T_{min} = 70^{\circ}\text{C}$