



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**EVALUACIÓN TECNO-ECONÓMICA DE LA INTEGRACIÓN DE UN
SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO PARA RECUPERACIÓN DE
CALOR EN LA INDUSTRIA CERVECERA**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

FRANCO MAXIMILIANO IBACACHE GÓMEZ

PROFESOR GUÍA:
FRANK DINTER

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
FELIPE GODOY FLORES
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

Este trabajo ha sido parcialmente financiado por:
Centro de Tecnologías para Energía Solar de Fraunhofer Chile Research

SANTIAGO DE CHILE
2022

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: **FRANCO MAXIMILIANO IBACACHE GÓMEZ**
FECHA: 2022
PROF. GUÍA: Frank Dinter

EVALUACIÓN TECNO-ECONÓMICA DE LA INTEGRACIÓN DE UN SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO PARA RECUPERACIÓN DE CALOR EN LA INDUSTRIA CERVECERA

Hoy en día diferentes sectores de la industria mantienen una búsqueda constante por alcanzar una importante reducción de sus costos energéticos, acompañada de la mitigación de su huella de carbono. El abundante recurso solar que presenta el país permite que la integración solar térmica posea un alto potencial para poder suplir la demanda energética en procesos industriales. Sin embargo, en el caso de una cervecería, su aplicabilidad podría llegar a ser limitada debido a la naturaleza *batch* de la producción. Estos procesos se caracterizan por ser cíclicos y requerir una gran cantidad de energía en un comienzo a comparación del resto del tiempo. Con la finalidad de abordar la dependencia en el tiempo de los procesos de este sector, se propone un sistema de almacenamiento térmico que permita la recuperación de calor de los flujos que participan del proceso cervecero.

En el presente trabajo, se evalúa la integración transiente de una serie de soluciones de almacenamiento térmico en función de su recuperación de calor, implementadas de manera independiente o complementarias a la integración solar. A partir de la aplicación del análisis *Pinch* sobre una cervecería nacional, en particular el modelo *Indirect Sink Source Profile*, se logra identificar un potencial de recuperación de calor indirecto de 379 kWh. Este método, acompañado de un modelo de optimización de la recuperación de calor, permitió generar 9 soluciones de almacenamiento térmico a partir de la reducción del nivel de recuperación establecido. Posteriormente, estas soluciones son simuladas para un año de operación, para finalmente ser evaluadas en términos de su desempeño energético, factibilidad económica, competitividad y su impacto ambiental a través de la reducción de emisiones de CO₂.

Al analizar el desempeño energético de cada solución, se tiene que las diferencias atribuibles a pérdidas internas entre los valores señalados por el análisis *Pinch* y los obtenidos mediante simulaciones, pueden llegar a alcanzar los 10 °C y 13 MWh al año para las temperaturas alcanzadas por los flujos y la energía recuperada, respectivamente. Desde el punto de vista económico, para una tasa del 7% y el costo base de inversión, la alternativa con integración solar muestra un período de retorno de 5 años, mientras que la opción sin integración presenta tiempos de retorno de 6 a 7 años, dependiendo del grado de aislación térmica en el estanque. Con respecto al LCOH, el caso con integración presenta un valor mínimo de aproximadamente 70 USD/MWh_{th}, ofreciendo un valor competitivo frente al costo específico del gas natural y GLP considerados en este estudio. Por último, este valor es menor que el LCOH que propone el escenario de integración solar de A. Crespo et al. (2019), que corresponde a 104 USD/MWh_{th}, lo que permite concluir acerca de la oportunidad de mejora que representa la implementación de un sistema de almacenamiento térmico en conjunto con tecnologías de energía solar.

*A mis padres y abuelos,
pilares fundamentales de mi vida.*

Agradecimientos

En primer lugar, quiero agradecer a mis padres. Sin su amor y apoyo incondicional no hubiese sido posible llegar hasta acá. A mi madre, Paulina, que me enseña día a día que con perseverancia y dedicación todas las metas se pueden cumplir. A mi padre, Álvaro, por sus consejos y ser mi modelo a seguir. Estaré eternamente agradecido con la vida por los padres que me ha dado.

A mi segunda familia, Karina, Jorge y Angelo, por el cariño y los buenos momentos que hemos vivido juntos. A mis abuelos, por ser mis segundos padres y cuidar de mí en etapas tempranas de mi vida. A pesar de que ya no están conmigo físicamente, siento que me están acompañando en cada momento. A mi polola, Carolina, por estar siempre a mi lado y aguantarme en los momentos más difíciles durante mi etapa como estudiante.

A mis amigos de la Sección 1: Mariano, Gonzalo, Linares, Pablo, Jota y Maxi, con quienes compartí en mis años como mechón. A mis amigos de Mecánica: Esteban, Cid, Hugo, Rodrigo, Nacho, Dani, Tito, Cata, Sam, Emilio y France. Agradezco a cada uno de ellos por ser parte de este camino, por las experiencias y los momentos compartidos.

Finalmente, agradecer a todos los profesores que contribuyeron a mi formación como ingeniero, en especial al Dr. Frank Dinter, mi profesor guía, por darme la oportunidad de realizar mi trabajo de título en Fraunhofer. También dar las gracias a Felipe y Josefa, por su apoyo constante y buena disposición.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Objetivos y alcances	2
1.1.1. Objetivo General	2
1.1.2. Objetivos Específicos	2
1.1.3. Alcances	3
2. Antecedentes	4
2.1. Proceso cervecero	4
2.1.1. Molienda	4
2.1.2. Maceración	5
2.1.3. Filtración	5
2.1.4. Cocción	5
2.1.5. Enfriamiento	5
2.1.6. Fermentación	6
2.1.7. Maduración	6
2.1.8. Envasado	6
2.2. Sistema de almacenamiento térmico	6
2.2.1. Almacenamiento	6
2.2.2. Intercambiadores de calor	11
2.3. Análisis <i>Pinch</i>	13
2.3.1. Indirect Sink Source Profile (ISSP)	13
2.3.1.1. Construcción de las curvas ISSP	14
2.3.1.2. Diseño del almacenamiento térmico	16
2.4. Revisión bibliográfica	19
2.4.1. Análisis <i>Pinch</i>	19
2.4.2. Integración solar térmica	20
3. Metodología	22
3.1. Procedimiento general	22
3.2. Análisis <i>Pinch</i>	24
3.2.1. Requerimientos energéticos	24
3.2.2. Tiempos de operación de cada equipo	28
3.2.3. Planificación del proceso productivo	29
3.2.4. Valores económicos	30
3.2.5. Variación mínima de temperatura $\Delta T_{min,s}$	34
3.2.6. Elección de la configuración de almacenamiento	35
3.3. Modelo de Optimización	42

3.3.1.	Parámetros	44
3.3.2.	VARIABLES DE DECISIÓN	45
3.3.3.	Función objetivo	45
3.3.4.	Restricciones	46
3.3.5.	Reducción del volumen	47
3.3.6.	Recuperación de calor en función del volumen	48
3.4.	Simulación numérica	50
3.4.1.	Demandas del proceso	52
3.4.2.	Estanque estratificado	53
3.4.3.	Intercambiadores de calor	56
3.4.4.	Sistema de impulsión	58
3.4.5.	Procesamiento de resultados	62
4.	Resultados y discusión	67
4.1.	Análisis energético	67
4.2.	Evaluación económica	73
4.2.1.	Análisis de sensibilidad	77
4.2.1.1.	Tasa de descuento	78
4.2.1.2.	Costo de inversión	82
4.3.	Reducción de emisiones	87
5.	Conclusiones	89
	Bibliografía	93
	Anexos	98
A.	Soluciones de almacenamiento	98
B.	Validación PinCH y modelo de optimización	103
C.	Cálculos para intercambiadores de calor y bombas	105
C.1.	Intercambiadores de calor - <i>Type 5b</i>	105
C.2.	Bombas - <i>Type 110</i>	106
D.	Resultados: Análisis energético	107
D.1.	Energía recuperada	107
E.	Temperaturas alcanzadas por los flujos	110

Índice de Tablas

2.1.	Tabla de flujos del modelo ISSP [15].	14
3.1.	Flujos considerados para el análisis.	26
3.2.	Demanda de energía actual.	27
3.3.	Fuentes de energía térmica.	27
3.4.	Etapas del proceso y su duración.	28
3.5.	Parámetros para estimar el costo referencial C_e de cada equipo [27].	31
3.6.	C_L y valores actualizados al año 2019.	33
3.7.	$\Delta T_{min,s}$ de cada flujo.	35
3.8.	Potencial máximo de recuperación de calor.	37
3.9.	Parámetros de cada configuración.	41
3.10.	Comparativa en términos económicos de cada configuración.	41
3.11.	Volumen e inversión para las soluciones de almacenamiento.	49
3.12.	Temperaturas iniciales de cada flujo.	53
3.13.	Intercambio de energía durante el proceso de carga y descarga, y su error con respecto a un n° de nodos = 50.	54
3.14.	Parámetros <i>Type</i> 158 - estanque estratificado.	55
3.15.	Parámetros <i>Type</i> 598 - condensador.	56
3.16.	Parámetros y valores de entrada de cada intercambiador.	57
3.17.	NTU, c y efectividad de cada intercambiador.	57
3.18.	Flujo másico desde el estanque.	58
3.19.	Caudal y diámetro interno mínimo.	59
3.20.	Coefficiente de fricción f	60
3.21.	Coefficiente de pérdida k_e	60
3.22.	Pérdida de carga h_l , altura dinámica H_d y potencia teórica P_t	60
3.23.	Parámetros <i>Type</i> 110 - bomba de velocidad variable.	60
3.24.	Parámetros para la evaluación económica [7, 24, 25, 26, 44].	65
4.1.	Soluciones que presentan el mayor VAN para una tasa de 7% y costo base de inversión.	76
4.2.	Soluciones que presentan el mayor VAN para las tasas de 6, 8.5 y 10%.	79
4.3.	Soluciones que presentan el mayor VAN para una variación del 15 y 30% en el costo de inversión I_0	84
C.1.	Parámetros de los intercambiadores de calor en TRNSYS, según el nivel de recuperación.	105
C.2.	Parámetros de las bombas en TRNSYS, según el nivel de recuperación.	106

Índice de Ilustraciones

1.1.	Mapa mundial de plantas solares térmicas para el área de bebestibles [6].	2
2.1.	Etapas del proceso cervecero [8].	5
2.2.	Clasificación de los sistemas de almacenamiento de calor sensible.	8
2.3.	Esquema de estanque multinodos [50].	9
2.4.	Volumen de control para un nodo i [50].	10
2.5.	Intercambiador de calor de placas [13].	12
2.6.	Curvas ISSP, perfil de fuente y de sumidero [15].	16
2.7.	Esquema de estanques de almacenamiento, a) estratificado y b) volumen variable [15].	17
2.8.	Posicionamiento de conexiones intermedias y unidades de almacenamiento en el diagrama ISSP [15].	18
3.1.	Metodología [Elaboración propia].	22
3.2.	Diagrama de flujo de proceso cervecera nacional [Elaboración propia].	25
3.3.	Diagrama Gantt [Elaboración propia].	29
3.4.	SROP caso base [Elaboración propia].	36
3.5.	CC ISSP - Caso Base.	37
3.6.	Estanque estratificado - Caso Base.	38
3.7.	SROP caso modificado [Elaboración propia].	39
3.8.	CC ISSP - Caso Modificado.	40
3.9.	Estanque estratificado - Caso Modificado.	40
3.10.	Costo de los intercambiadores de calor en función del área [Elaboración propia].	41
3.11.	Estructura para el modelo de optimización en el caso de un estanque estratificado [20].	43
3.12.	Estructura para el modelo de optimización en el caso de un estanque de volumen variable [20].	44
3.13.	Comportamiento de la recuperación de calor en función del volumen de estanque [Elaboración propia].	48
3.14.	Esquema para el sistema de almacenamiento térmico en TRNSYS.	51
3.15.	Energía transferida durante el proceso de carga (a) y descarga (b) del estanque en función del paso de tiempo [Elaboración propia].	52
3.16.	Flujos máxicos en función del horario de producción [Elaboración propia].	52
3.17.	Temperatura superior (a) e inferior (b) en función del tiempo y del n° de nodos [Elaboración propia].	54
4.1.	Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo - RC: 357 kWh.	68
4.2.	Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo - RC: 214 kWh.	69
4.3.	Desviación máxima entre las temperaturas obtenidas de la simulación del caso $U = 0$ kJ/hm ² K y las señaladas por el A. <i>Pinch</i>	70

4.4.	Diferencia entre la energía recuperada obtenida a través de simulación para el caso $U = 0$ kJ/hm ² K y la señalada por A. <i>Pinch</i>	70
4.5.	Eficiencia de estratificación para cada solución de almacenamiento.	71
4.6.	Energía recuperada para una solución de 357 kWh, según análisis <i>Pinch</i> y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida U [kJ/hm ² K].	72
4.7.	Energía recuperada para una solución de 214 kWh, según análisis <i>Pinch</i> y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida U [kJ/hm ² K].	73
4.8.	Valor actual neto (VAN), según el costo base de inversión y una tasa de descuento del 7%.	74
4.9.	Costo nivelado de calor (LCOH), según el costo base de inversión y una tasa de descuento del 7%.	77
4.10.	Valor actual neto (VAN), según diferentes tasas de descuento.	78
4.11.	Costo nivelado de calor (LCOH), según diferentes tasas de descuento.	81
4.12.	Valor actual neto (VAN), según una reducción del 15 y 30 % del costo de inversión.	82
4.13.	Valor actual neto (VAN), según un aumento del 15 y 30 % del costo de inversión.	83
4.14.	Costo nivelado de calor (LCOH), según el costo de inversión.	86
4.15.	Reducción de emisiones de CO ₂ para la configuración de almacenamiento sin integración solar C_1	87
4.16.	Reducción de emisiones de CO ₂ , según el tipo de combustible.	88
A.1.	RC = 339 kWh.	98
A.2.	RC = 321 kWh.	99
A.3.	RC = 304 kWh.	99
A.4.	RC = 286 kWh.	100
A.5.	RC = 268 kWh.	100
A.6.	RC = 250 kWh.	101
A.7.	RC = 232 kWh.	101
A.8.	RC = 214 kWh.	102
B.1.	Validación de las curvas compuestas obtenidas por el método ISSP.	103
B.2.	Validación de la recuperación de calor en función del volumen.	103
B.3.	Validación del perfil de carga/descarga del estanque.	104
D.1.	Energía recuperada, según análisis <i>Pinch</i> y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida - RC: 339 kWh.	107
D.2.	Energía recuperada, según análisis <i>Pinch</i> y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida - RC: 321 kWh.	107
D.3.	Energía recuperada, según análisis <i>Pinch</i> y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida - RC: 304 kWh.	108
D.4.	Energía recuperada, según análisis <i>Pinch</i> y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida - RC: 286 kWh.	108
D.5.	Energía recuperada, según análisis <i>Pinch</i> y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida - RC: 268 kWh.	109
D.6.	Energía recuperada, según análisis <i>Pinch</i> y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida - RC: 250 kWh.	109
D.7.	Energía recuperada, según análisis <i>Pinch</i> y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida - RC: 232 kWh.	110
E.1.	Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo - RC: 339 kWh.	110
E.2.	Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo - RC: 321 kWh.	111
E.3.	Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo - RC: 304 kWh.	111

E.4.	Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo - RC: 286 kWh.	112
E.5.	Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo - RC: 268 kWh.	112
E.6.	Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo - RC: 250 kWh.	113
E.7.	Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo - RC: 232 kWh.	113

Capítulo 1

Introducción

La industria asociada a la producción de cerveza ha experimentado un notable crecimiento en el país durante los últimos años. Según el estudio publicado por la Asociación Nacional de Productores de Cerveza de Chile (ACECHI), el mayor porcentaje de crecimiento de este rubro es alcanzado por las microcervecerías o cervecerías artesanales, las cuales pasaron de 17 a 397 entre los años 2005 y 2016 [1]. Éstas son reconocidas por presentar una baja producción, la cual no excede los 18.000 hectolitros al año según la *U.S. Brewers Association* [2], y priorizar la utilización de ingredientes de mayor calidad, presentando un alto costo específico [USD/L] en comparación a productoras de mayor tamaño.

El aumento sostenido de estas empresas conlleva a un mayor porcentaje de participación en la demanda energética del país, siendo la producción de bebestibles responsable del 2% del consumo térmico anual en la industria manufacturera chilena [3]. El proceso productivo en una cervecería artesanal presenta un alto consumo de energía térmica y eléctrica, los cuales son abastecidos principalmente por combustibles fósiles y energía eléctrica de la red. La necesidad imperiosa por parte de estas productoras de reducir tanto su consumo energético como la emisión de gases contaminantes por el uso de estos combustibles, genera la oportunidad de integrar tecnologías que les permitan ser cada vez más sustentables y competitivas.

Gracias al abundante recurso solar disponible en Chile, en particular la zona norte del país, surgen dos tipos de alternativas para reducir la demanda energética en microcervecerías: sistemas solares térmicos y fotovoltaicos. Los primeros, busca integrar energía solar como calor de proceso, aprovechando que la producción requiere de bajos niveles de temperatura, menores a 105 °C [4], por lo que la implementación de este sistema puede ser conseguido a través de colectores solares sin concentración. Por otro lado, un sistema fotovoltaico permite producir energía eléctrica principalmente para la refrigeración del producto, requiriendo de temperaturas por encima de los 2 °C [4]. Los sistemas solares térmicos se utilizan de forma menos extendida que los sistemas fotovoltaicos, debido a que su ejecución es menos directa y requiere de un mayor entendimiento del proceso productivo. En la actualidad, existen 28 proyectos a nivel mundial de integración solar térmica en el área de bebestibles, de los cuales 12 corresponden a la industria cervecera [5].

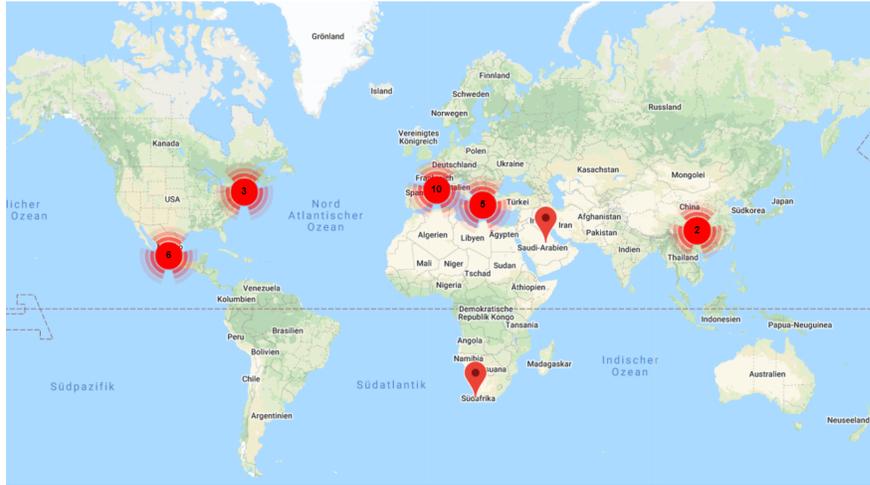


Figura 1.1: Mapa mundial de plantas solares térmicas para el área de bestibles [6].

El proceso de elaboración de cerveza es considerado como *batch*, debido a su carácter cíclico. Por lo tanto, uno de los desafíos de la integración solar consiste en coordinar el suministro de energía proveniente del sol, que no es constante durante las horas del día, con la demanda discontinua de energía del proceso cervecero. Debido a esta limitante, surge la opción de implementar un sistema de almacenamiento térmico que permita recuperar el calor residual de los flujos del proceso, acumular esta energía y distribuirla a los diferentes puntos de consumo cuando ésta sea requerida. Esto con la finalidad de abordar la dependencia en el tiempo del proceso cervecero, alcanzando una mayor reducción de la demanda térmica y eléctrica.

En el presente trabajo, se utiliza el modelo *Indirect Sink Source Profile* del análisis *Pinch* para identificar cuanto es el máximo de energía que se puede recuperar de forma indirecta. Una vez que se establece el nivel de recuperación de calor que se pretende conseguir del proceso productivo, se proponen diferentes soluciones de almacenamiento, implementadas de manera independiente o complementarias a la integración solar térmica presentada por A. Crespo et al. [7], para posteriormente ser evaluadas en términos de su rendimiento energético, rentabilidad e impacto ambiental.

1.1. Objetivos y alcances

1.1.1. Objetivo General

- Evaluar la integración de un sistema de almacenamiento térmico como medida de eficiencia energética para procesos *batch* en la industria cervecera chilena.

1.1.2. Objetivos Específicos

- Caracterizar el proceso de elaboración de cerveza nacional, identificando sus requerimientos energéticos como sus parámetros de operación.

- Identificar el potencial de recuperación de calor directo e indirecto de la cervecería en estudio a través del análisis *Pinch*.
- Analizar la aplicabilidad de un modelo de optimización de la recuperación de calor en función del volumen de estanque.
- Comparar el desempeño energético del sistema de almacenamiento que se obtiene de las simulaciones numéricas respecto al caso ideal que establece el análisis *Pinch*.
- Evaluar el efecto conjunto de integrar un sistema solar térmico (SST) de baja temperatura y un sistema de almacenamiento térmico en el proceso de producción de cerveza, en términos económicos y medioambientales.

1.1.3. Alcances

- Como caso a estudiar, se considera una cervecería nacional ubicada en Vicuña, IV región, que presenta dos ciclos diarios de producción. La información necesaria para caracterizar el proceso productivo es provista por el CSET¹ de FCR².
- Dentro de los componentes del sistema de almacenamiento térmico, se considera un estanque estratificado e intercambiadores de calor de placa plana.
- El diseño conceptual del sistema de almacenamiento a través de la aplicación del análisis *Pinch*, supone un estanque con estratificación perfecta y paredes adiabáticas.
- Para efectos de cálculo, las propiedades del producto de cada etapa del proceso cervecero se aproximan a las del agua.
- La simulación numérica del estanque considera un esquema unidimensional de múltiples nodos, en donde las propiedades del medio de almacenamiento son invariantes.
- Se utiliza un esquema de integración solar térmica, previamente trabajado por el CSET, para ser evaluado en conjunto con el sistema de almacenamiento térmico.

¹ CSET: Centro de Tecnologías para Energía Solar.

² FCR: Fraunhofer Chile Research.

Capítulo 2

Antecedentes

En este apartado se presentan las etapas principales del proceso de elaboración de cerveza, la descripción de los equipos que conforman el sistema de almacenamiento térmico para recuperación de calor y la teoría asociada al método *Indirect Sink Source Profile* (ISSP), que permite identificar el potencial de recuperación de calor directo e indirecto, y establecer las temperaturas de operación en el estanque.

2.1. Proceso cervecero

La producción de cerveza requiere de 4 ingredientes principales: agua, lúpulo, levadura y malta. Además, la elaboración de esta bebida se puede dividir en 8 etapas: molienda, maceación, filtración, cocción, enfriamiento, fermentación, maduración y embotellado.

Estos procesos presentan una alta demanda de energía térmica y eléctrica. La energía térmica es requerida para calentar el agua necesaria para las diferentes etapas, promover la actividad enzimática durante la maceación y para la cocción del mosto. En cambio, la energía eléctrica es requerida para refrigerar el mosto antes y durante la etapa de fermentación y para el almacenamiento a bajas temperaturas del producto final.

Los equipos necesarios para llevar a cabo la producción de la cerveza operan de manera cíclica, requiriendo una mayor cantidad de energía al inicio del ciclo que durante el resto del tiempo. Esto es lo que define a las etapas productivas del sector cervecero como procesos *batch*, procesos en los que la demanda energética es discontinua.

A partir de la Figura 2.1, es posible observar las fases para la preparación de la cerveza. Estas se describen a continuación.

2.1.1. Molienda

Antes de comenzar con el proceso de maceación, ocurre la molturación (o molienda) de la malta en donde sus granos son triturados. Luego, éstos se hacen pasar por unos tamices para eliminar todos los restos de cáscaras de los cereales molidos.

2.1.2. Maceración

En la maceración, la pasta harinosa resultante de la malta triturada se mezcla con agua a una temperatura cercana a los 80°C. Esto se realiza para activar la función de la enzima amilasa, la cual permitirá la conversión del almidón en azúcares fermentables. De este proceso se obtiene un líquido claro denominado mosto (*Wort*, en inglés).

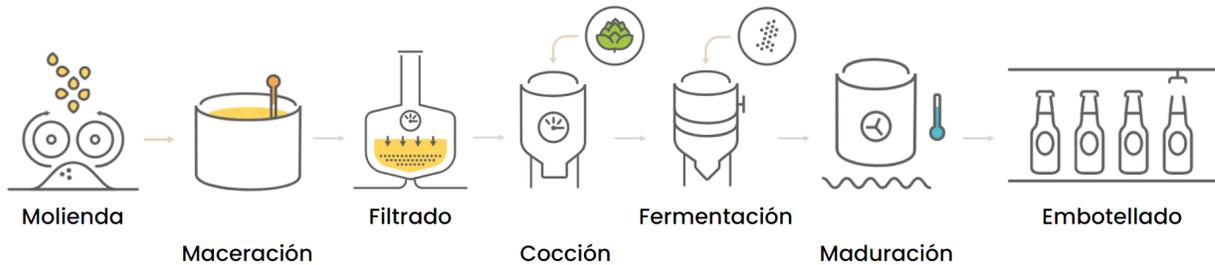


Figura 2.1: Etapas del proceso cervecero [8].

2.1.3. Filtración

En esta etapa se debe remover todo tipo de impurezas que se encuentren en el mosto resultante del proceso anterior. Este procedimiento se realiza en el tanque de *Lauter* y permite la eliminación de partículas suspendidas o de malta remojada en forma de masa espesa sobrante. Esta última se le denomina “afrecho” y su separación del mosto le permite ser utilizada como alimento para animales. Al finalizar este proceso, el mosto se encuentra a una temperatura de aproximadamente 75 °C.

2.1.4. Cocción

Durante este proceso, se realiza la ebullición del mosto filtrado en el tanque de hervor (o cocedor) a una temperatura de 100 °C, con el objetivo de esterilizarlo. Además, se añade el lúpulo para aportar el aroma característico y frenar la acción enzimática de etapas anteriores. El mosto resultante se lleva a una etapa de centrifugado (*Whirlpool*, en inglés) para su separación de partículas indeseables.

2.1.5. Enfriamiento

El mosto proveniente del *Whirlpool* que se encuentra a una temperatura de 98 °C, debe ser enfriado hasta unos 15-20 °C para que al añadir la levadura, ésta tenga efecto en la transformación de los azúcares del mosto en alcohol.

2.1.6. Fermentación

Para dar comienzo a la fermentación, la mezcla se airea y se introduce la levadura. Durante este proceso, los azúcares fermentables del mosto dulce se transforman en alcohol etílico (OH), CO₂ y otros derivados. Este proceso se lleva a cabo en tanques denominados fermentadores y su duración es de 5 a 10 días. Una de las consecuencias de esta etapa es la liberación de una gran cantidad de calor (proceso exotérmico), por lo que se consideran sistemas de control que permitan estabilizar la temperatura a la requerida.

2.1.7. Maduración

Seguido de la fermentación, el producto resultante debe ser enfriado a una temperatura alrededor de 0-5 °C para dar comienzo a la maduración o fermentación secundaria. En este proceso, los aromas y sabores se estabilizan para dar lugar a la cerveza con las propiedades finales requeridas.

2.1.8. Envasado

Luego de la maduración, el líquido resultante pasa por una etapa de filtrado para eliminar partículas de levaduras u otros compuestos suspendidos. Esto último permite obtener el brillo característico de la cerveza. Generalmente, luego de este filtrado, se recurre a un proceso de pasteurizado para eliminar toda presencia de microorganismos en el producto final. Finalmente, se embotella o enlata para su posterior etiquetado y almacenamiento a 5-8 °C.

2.2. Sistema de almacenamiento térmico

El conjunto de componentes encargados de captar la energía residual proveniente de los flujos a mayor temperatura, almacenarla y distribuirla hasta sus puntos de consumo con la finalidad de reducir la demanda térmica y eléctrica, recibe el nombre de sistema de almacenamiento térmico. Dentro de sus principales componentes se encuentra el estanque de almacenamiento y la red de intercambiadores de calor.

2.2.1. Almacenamiento

La producción de cerveza se puede categorizar según su nivel de temperatura, la cual es considerada como proceso de baja temperatura (< 150 °C). La opción más adecuada para este rango de temperaturas es el sistema de almacenamiento de calor sensible [9].

La energía sensible es almacenada a través del cambio de temperatura del material utilizado por el sistema, en donde este puede ser agua, aceite, rocas, arena, entre otros. Se debe mencionar que no hay cambio de fase durante el cambio de temperatura del material mencionado. La cantidad de energía almacenada se calcula como:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

En donde m es la masa del material, c_p es su calor específico y ΔT corresponde a su cambio de temperatura.

El rendimiento del almacenamiento se evalúa según los siguientes parámetros:

- Capacidad de almacenamiento [E]: La energía almacenada dependerá del proceso de almacenamiento, el material y tamaño del sistema. E corresponde a la unidad de energía considerada, kWh o kJ.
- Eficiencia (%): Razón entre la energía entregada durante la descarga y la requerida para la carga del sistema de almacenamiento. Se deben considerar las pérdidas asociadas.
- Tiempos de carga y descarga: Corresponde al tiempo requerido para la carga/descarga del sistema.
- Costo [\$/E]: Costo por unidad de energía del sistema de almacenamiento. Se incluye el costo del material utilizado, el intercambiador de calor para la carga/descarga del sistema y el espacio asociado.

La clasificación de los sistemas de almacenamiento de calor sensible se puede observar a partir de la Figura 2.2. Estos se pueden clasificar en tres grupos: sistemas de almacenamiento subterráneos, por tanques y de lecho empacado.

Los sistemas de almacenamiento subterráneos utilizan la capacidad calorífica del subsuelo para almacenar energía térmica de una fuente natural o artificial. Hasta los 10 m de profundidad, la temperatura del suelo es manejada por los cambios de temperatura estacionales del exterior. Entre los 10 y 100 m aproximadamente, se genera una “zona neutral” en donde la temperatura es relativamente constante al variar la profundidad, lo que permite regular de mejor manera la temperatura en el sistema de almacenamiento. A partir de los 100 m, la temperatura se incrementa debido a los flujos de calor originados por el magma de la tierra. La base de estos sistemas es la zona neutral mencionada, generando un almacenamiento térmico de gran volumen, invisible y aislado térmicamente. Se debe mencionar que el material a utilizar por estos sistemas puede ser agua o una mezcla de grava/agua. Dentro de este grupo se encuentran los siguientes sistemas:

- Acuíferos: Estos sistemas emplean grandes cuencas de agua subterránea, en donde esta última se utiliza como medio de transferencia de calor entre la fuente externa y el acuífero.
- Por sondas: Este tipo de almacenamiento consiste en el movimiento de agua a través de unos tubos (verticales u horizontales) que actuarán como intercambiadores de calor para transferir la energía desde el fluido a las rocas del subsuelo.
- Por pozos: Consiste, como su nombre lo indica, en pozos de gran tamaño semi-enterrados en el suelo y parcialmente aislados.

- Tanques enterrados: Es una forma de almacenamiento que consiste en enterrar completamente un estanque y, conectar este último a un circuito de carga y descarga.

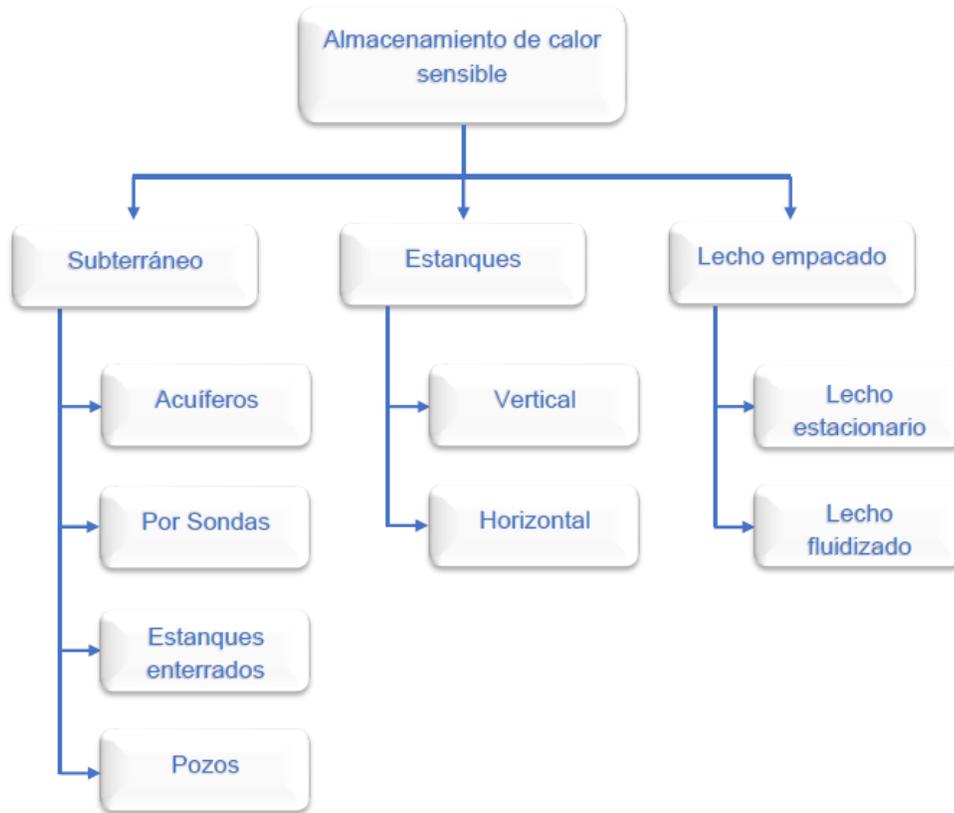


Figura 2.2: Clasificación de los sistemas de almacenamiento de calor sensible.

El almacenamiento térmico de lecho empacado consiste en un estanque lleno de un material por donde se hace circular el fluido para almacenar energía. El material más comúnmente utilizado para el empaquetado son las rocas, pero también se consideran metales, cerámicos o materiales reciclados. Por otro lado, para el fluido se puede utilizar agua o aceite térmico, siendo este último en conjunto con el vapor de agua, utilizados para aplicaciones más exigentes de temperatura. Este tipo de almacenamiento se clasifica dependiendo de la configuración del material al interior del tanque, siendo de lecho fijo o de lecho fluidizado.

El foco de este estudio se encuentra en los estanques de acumulación de agua, siendo los más comúnmente conocidos y ampliamente utilizados para el almacenamiento de calor sensible. El diseño de los estanques va a depender de la fuente de energía externa, los requerimientos energéticos del proceso productivo y la disponibilidad del espacio en donde se desee instalar. Estos equipos pueden ser construidos a partir de acero, acero inoxidable, concreto o plástico.

Estos tanques pueden estar dispuestos de manera horizontal o vertical, afectando significativamente el gradiente de temperaturas en su interior. Un estanque dispuesto de forma vertical permite una mayor estratificación, lo que reduce el costo energético necesario para alcanzar temperaturas elevadas. En cambio, un estanque horizontal es más homogéneo y es más difícil incrementar su temperatura.

La importancia de la estratificación en un sistema de almacenamiento térmico radica en que permite que la temperatura de entrada al intercambiador en un proceso de carga sea lo más fría posible y la temperatura a la salida en la parte más alta del estanque para el proceso de descarga, sea lo más próxima a la requerida. Por lo tanto, la estratificación permite una mejora importante del rendimiento en un estanque de almacenamiento. Algunos elementos como barreras y/o lanzas de estratificación permiten favorecer esta última [10].

La estratificación del tanque puede ser representada mediante un modelo unidimensional transiente de múltiples nodos como se puede observar de la Figura 2.3. En este caso, el tanque es dividido en N segmentos iguales completamente mezclados. A partir de la Figura 2.4, se puede observar el balance de energía sobre el volumen de control de un nodo i .

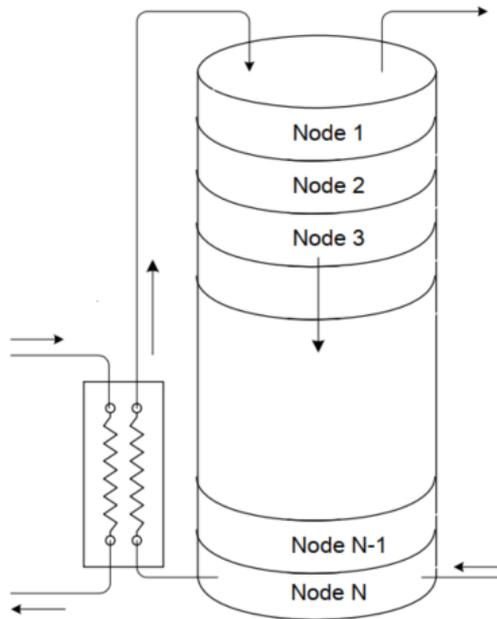


Figura 2.3: Esquema de estanque multinodos [50].

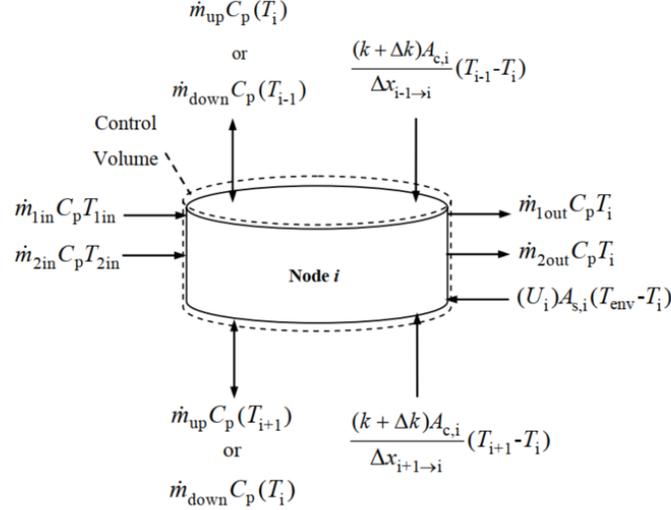


Figura 2.4: Volumen de control para un nodo i [50].

El cambio infinitesimal de energía por unidad de tiempo de un nodo i , se expresa de la siguiente forma [50]:

$$M_i C_p \frac{dT_i}{dt} = \frac{(k + \Delta k) \cdot A_{c,i}}{\Delta_{i+1,i}} \cdot (T_{i+1} - T_i) + \frac{(k + \Delta k) \cdot A_{c,i}}{\Delta_{i-1,i}} \cdot (T_{i-1} - T_i) + U_i A_{s,i} (T_{env} - T_i) \\ + \dot{m}_{down} C_p T_{i-1} - \dot{m}_{up} C_p T_{i-1} - \dot{m}_{down} C_p T_i + \dot{m}_{up} C_p T_{i+1} + \dot{m}_{1in} C_p T_{1in} \\ - \dot{m}_{1out} C_p T_i + \dot{m}_{2in} C_p T_{2in} - \dot{m}_{2out} C_p T_i$$

- M_i es la masa total del nodo i , C_p el calor específico y $\frac{dT_i}{dt}$ la diferencia infinitesimal de temperatura en función del tiempo.
- \dot{m}_{up} y \dot{m}_{down} corresponden al movimiento convectivo de fluido desde o hacia los nodos adyacentes. Por otro lado, la entrada y salida del medio de almacenamiento a través de intercambiadores externos, vienen representados por \dot{m}_{in1} , \dot{m}_{out1} , \dot{m}_{in2} y \dot{m}_{out2} .
- T_{i+1} , T_i , T_{i-1} , T_{1in} , T_{2in} y T_{env} corresponden a la temperatura inferior y superior del nodo i , la temperatura de entrada de los flujos 1 y 2, y la temperatura ambiente, respectivamente.
- k y Δk representan la conductividad del fluido y a lo largo de la pared del estanque, respectivamente.
- El área transversal del estanque corresponde a $A_{c,i}$ y el área lateral viene dado por $A_{s,i}$. Por su parte, el coeficiente global de transferencia de calor para un nodo i viene dado por U_i .
- $\Delta x_{i+1,i}$ corresponde a la distancia de centro a centro entre el nodo i e $i + 1$ y $\Delta x_{i-1,i}$ representa la distancia entre el nodo i e $i - 1$.

2.2.2. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores permiten la transferencia de calor entre dos fluidos, sin que éstos se mezclen. En un sistema de almacenamiento para recuperación de calor, cumplen la función de permitir la transferencia de energía desde los flujos del proceso productivo hacia el medio de almacenamiento, y viceversa.

Para modelar la transferencia de calor a través de estos equipos, se presentan principalmente dos métodos: diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD, por sus siglas en inglés) y el método de la efectividad-NTU [12]. El LMTD es aplicado generalmente para calcular el área de intercambio cuando se conocen las temperaturas de entrada y salida de los fluidos. En cambio, cuando se especifica el tipo y el tamaño del intercambiador, y lo que se busca es obtener la tasa de transferencia de calor y las temperaturas de salida de los flujos calientes y fríos, se considera el segundo método que se basa en la obtención de un parámetro adimensional llamado efectividad para la transferencia de calor ε .

La expresión para calcular la tasa de calor \dot{Q} , según el método de la diferencia media logarítmica (LMTD), se presenta a continuación:

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{ml} \quad (2.2)$$

En donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A_s es el área del intercambiador y ΔT_{ml} es la diferencia media logarítmica de la temperatura, que viene dada por la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.3)$$

En este caso, ΔT_1 y ΔT_2 representan la diferencia de temperatura entre los dos fluidos en ambos extremos del intercambiador.

Al considerar el segundo método correspondiente al de efectividad-NTU, el rendimiento ε para el intercambio de energía viene dado por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} \quad (2.4)$$

En donde \dot{Q} y $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ representan la razón real y la razón máxima posible de transferencia de calor, respectivamente.

Para obtener la tasa máxima de transferencia $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$, primero se debe determinar la máxima diferencia de temperatura, la cual ocurre a la entrada de ambos fluidos por lo que $\Delta T_{m\acute{a}x} = T_{h,ent} - T_{c,ent}$, siendo el término a la izquierda la temperatura del flujo caliente y a la derecha la temperatura del flujo frío. El intercambio de calor puede alcanzar su máximo cuando el flujo frío alcanza la temperatura del flujo caliente o viceversa, sin embargo, ambos flujos no alcanzarán estas temperaturas de manera simultánea a menos de que las razones de capacidad

calorífica sean iguales. En el caso de que estas últimas sean distintas ($C_{p,h} \neq C_{p,c}$), el que presente la menor razón de capacidad calorífica tendrá el cambio más grande de temperatura y, por lo tanto, será el primero en experimentar esta diferencia. La expresión para calcular $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ se presenta a continuación:

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n} \cdot (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (2.5)$$

Siendo $C_{m\acute{i}n}$ el mínimo entre $C_{p,h}$ y $C_{p,c}$. El rendimiento de la transferencia de calor ε depende del tipo y la configuración del intercambiador. Para un dispositivo de doble tubo y a contraflujo (intercambiador de placas que se presenta en la Figura 2.5), se utiliza la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU \cdot (1 - c)]}{1 - c \cdot \exp[-NTU \cdot (1 - c)]} \quad (2.6)$$

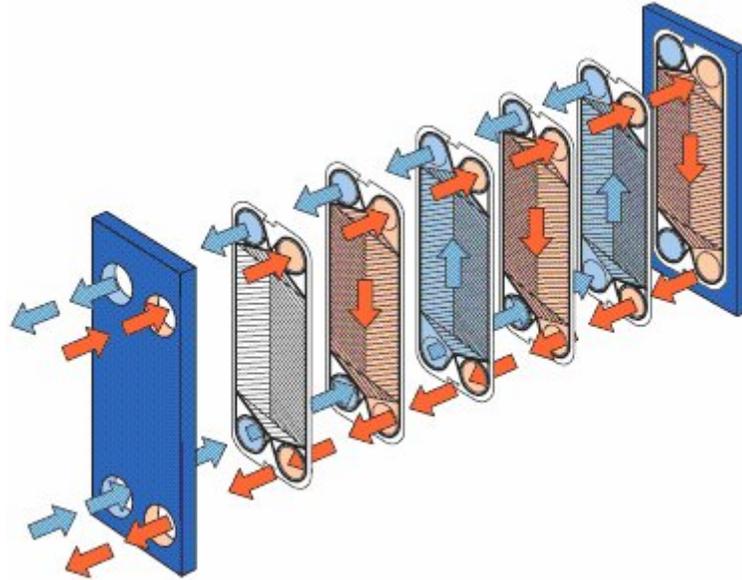


Figura 2.5: Intercambiador de calor de placas [13].

En donde c representa una cantidad adimensional llamada relación de capacidades y se expresa como:

$$c = \frac{C_{m\acute{i}n}}{C_{m\acute{a}x}} \quad (2.7)$$

Siendo $C_{m\acute{a}x}$ el máximo entre $C_{p,h}$ y $C_{p,c}$. Por otro lado, se tiene el número de unidades de transferencia (NTU , por sus siglas en inglés), grupo adimensional que viene dado por la siguiente relación:

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{m\acute{i}n}} \quad (2.8)$$

2.3. Análisis *Pinch*

El análisis *Pinch* es una metodología que permite analizar el flujo de calor en procesos industriales con la finalidad de minimizar el consumo energético a través de sistemas de recuperación de calor, uso eficiente de las fuentes de energía y mejora de las condiciones de operación.

Para procesos *batch*, la aplicación del análisis *Pinch* y, con ello, la implementación de medidas de recuperación directa de energía es mucho más difícil que para procesos de operación continua. Esto se debe primordialmente a que los flujos se presentan durante ciertos períodos de tiempo lo que restringe las posibilidades de intercambiar energía [14].

Para identificar el potencial de recuperación de calor de un proceso, se empleaban comúnmente dos métodos: *Time Average Model* (TAM) y *Time Slice Model* (TSM). El primero supone un caso ideal del potencial de recuperación para procesos *batch*, considerando que el calor puede ser transferido de un flujo a otro, independiente de la duración y el tiempo en el que participan los flujos en el proceso. Por otro lado, para tener en consideración el efecto del tiempo, el segundo propone dividir el proceso en intervalos, identificando qué flujos (o parte de los mismos) se encuentran disponibles para la transferencia directa de energía. Los límites de estos intervalos pueden ser elegidos como el tiempo en el cual comienza o finaliza un flujo.

Posterior a los métodos mencionados, se formula el modelo ISSP con el objetivo de abordar la dependencia en el tiempo de los flujos a través de la recuperación de calor indirecta que se consigue mediante almacenamiento térmico. Este método permite diseñar de manera conceptual un sistema de almacenamiento térmico, según el nivel de recuperación que se identifica en el proceso.

2.3.1. Indirect Sink Source Profile (ISSP)

El método que se presenta a continuación es utilizado para determinar el potencial de recuperación de calor indirecto en procesos *batch*. La recuperación de calor indirecta es conseguida a través de almacenamiento térmico y la red en paralelo de intercambiadores de calor, siendo esta última la que permite la transferencia de calor entre los flujos del proceso productivo y el medio de almacenamiento.

Bajo este método, la transferencia directa entre dos flujos no puede ocurrir. Por lo tanto, el intercambio de energía ocurre de la siguiente manera:

Flujos calientes (identificado como fuente, *Source* en inglés) → Conexión intermedia → Almacenamiento → Conexión intermedia → Flujos fríos (identificado como sumidero, *Sink* en inglés)

2.3.1.1. Construcción de las curvas ISSP

La importancia de las curvas ISSP radica en que muestran de manera gráfica cual es la máxima cantidad de energía que se puede recuperar de forma indirecta. Para su construcción es fundamental formular la tabla de flujos. Luego de extraer toda la información necesaria para caracterizar energéticamente un proceso, la tabla mencionada reúne los flujos que presentan un mayor potencial para la recuperación de calor, además de incorporar sus propiedades termo-físicas. Un ejemplo de esto, se presenta en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1: Tabla de flujos del modelo ISSP [15].

Stream	T^*_{in} [°C]	T^*_{out} [°C]	m [kg]	\dot{m} [kg/s]	α [W/m ² K]	t_{start} [h]	t_{end} [h]	Energy [kWh]	$\Delta T_{min,s}$ [K]
C1	25.5	75.5	11000	6.111	500	0.00	0.50	611.2	15.5
C2	118.4	119.4	10000	1.282	2000	3.08	5.25	1960.8	3.4
H1	108.0	107.0	4500	0.577	4000	3.08	5.25	-875.0	3.0
H2	105.8	45.5	3000	0.385	1000	3.08	5.25	-100.0	4.2

Esta tabla es similar a la que se construye en modelos anteriores del análisis *Pinch*, a excepción de tres modificaciones, las cuales se presentan a continuación:

1. Temperaturas modificadas (T^*) [16]: Las temperaturas mostradas en la tabla de flujos del método ISSP han sido alteradas según la variación específica de temperaturas $\Delta T_{min,s}$. En el caso de los flujos calientes, el factor mencionado resta a las temperaturas, en cambio, para los flujos fríos este factor se suma a las temperaturas.

La fórmula para obtener el $\Delta T_{min,s}$ [K] es:

$$\Delta T_{min,s} = f_p \cdot \left(\frac{1}{k_{sk} \cdot d_s} \right)^y \quad (2.9)$$

- f_p : Constante de proporcionalidad.
- k_{sk} [W/m² K]: Coeficiente de transferencia de calor entre el flujo s y el circuito intermedio k .
- d_s [h/a]: Duración del flujo en un año de operación.
- y : Exponente (*Bandwidth*) que permite ampliar o contraer el rango de valores de $\Delta T_{min,s}$.

Para calcular la constante de proporcionalidad f_p :

$$f_p = Max_s [(k_{sk} \cdot d_s)^y] \cdot \Delta T_{min,ov} \quad (2.10)$$

- $\Delta T_{min,ov}$: Valor mínimo de $\Delta T_{min,s}$ que es asignado a un flujo.

El coeficiente de transferencia de calor k_{sk} se puede obtener de la siguiente relación:

$$k_{sk} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\alpha_k}} \quad (2.11)$$

- α_s [W/m²K]: Coeficiente de transferencia de calor del flujo s .
- α_k [W/m²K]: Coeficiente de transferencia de calor de la conexión intermedia k .

La variación específica de temperatura permite una comparación energética entre los flujos. De la ecuación 2.1 es posible observar que los flujos con bajos coeficientes de transferencia de calor k_{sk} y con duraciones más cortas dentro del proceso productivo tendrán una mayor variación específica de temperatura. En consecuencia, tales flujos tendrán una menor participación en la recuperación de calor indirecta, por lo que su inclusión aportará menores beneficios energéticos con respecto a otros flujos.

2. Masa [15]: Además del flujo másico, para este método es necesario el cálculo de la masa debido a la dependencia en el tiempo de los flujos. Esta se calcula de la siguiente forma.

$$m_s = \dot{m}_s \cdot (t_{end} - t_{start}) \quad (2.12)$$

- m_s [kg]: Masa del flujo s .
- \dot{m}_s [kg/h]: Flujo másico del flujo s .
- t_{end} [h]: Tiempo que finaliza el flujo.
- t_{start} [h]: Tiempo en el que comienza el flujo.

3. Contenido de entalpía [15]: El contenido energético de cada flujo es presentado en kWh y se calcula de la siguiente manera.

$$E_s = m_s \cdot c_{p,s} \cdot (T_{s,end} - T_{s,start}) \quad (2.13)$$

- E_s [kWh]: Contenido de energía en el flujo s .
- $c_{p,s}$ [kJ/kgK]: Calor específico del flujo s a presión constante.
- $T_{s,end}$ [K]: Temperatura final del flujo s .
- $T_{s,start}$ [K]: Temperatura inicial del flujo s .

Una vez que toda la información es conocida y se da lugar a la variación de las temperaturas, es posible construir las curvas ISSP. Esto es realizado de manera análoga a las curvas compuestas para procesos continuos, sin embargo, la construcción de estas curvas toma lugar en el diagrama de T,H (temperatura-entalpía) y no en el diagrama T, \dot{H} (temperatura-tasa de entalpía).

La combinación de los flujos calientes forman el perfil de la fuente (*Source Profile*) y la combinación de los flujos fríos componen el perfil del sumidero (*Sink Profile*). Esto se puede observar a partir de la Figura 2.6, en donde el primero corresponde a la curva de color rojo y la segunda la curva de color azul.

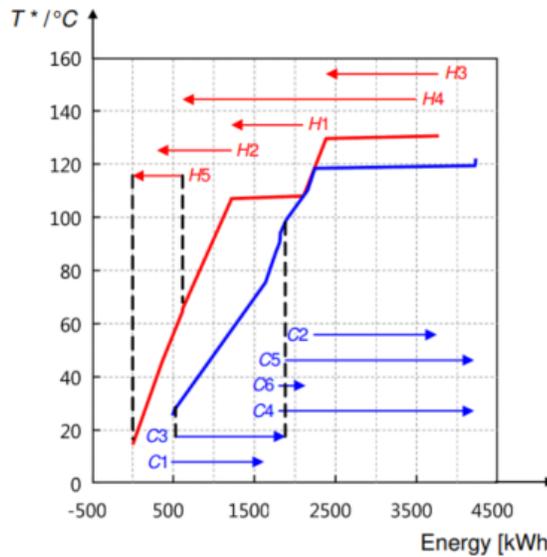


Figura 2.6: Curvas ISSP, perfil de fuente y de sumidero [15].

El eje de las abscisas representa el contenido de energía en kWh y el eje de las ordenadas muestra las temperaturas modificadas T^* . Como se puede notar de la figura anterior, los flujos individuales son añadidos como líneas horizontales. Los flujos calientes se encuentran designados como H1-H5 y los flujos fríos como C1-C6. La adición de éstos en el gráfico permite indicar la temperatura de inicio y la final. Esto último se determina trazando una vertical desde el comienzo de la línea horizontal y otra desde el final de ésta, como se puede observar de las líneas segmentadas de color negro.

2.3.1.2. Diseño del almacenamiento térmico

El método que se presenta en esta sección, trabaja con sistemas de almacenamiento de calor sensible. Este último no permite que el medio de almacenamiento atraviese por un cambio de fase.

El análisis *Pinch* permite la integración de dos tipos de estanque, estratificado y de volumen variable (FTVM³). La Figura 2.7 muestra ambos tipos de almacenamiento de manera esquematizada.

³ FTVM: Fixed Temperatura Variable Mass.

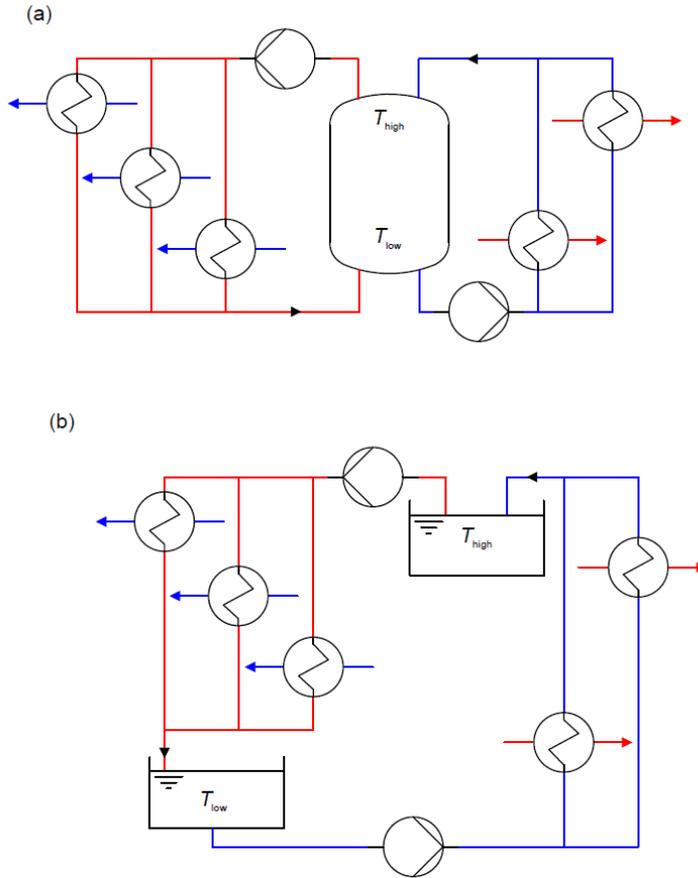


Figura 2.7: Esquema de estanques de almacenamiento, a) estratificado y b) volumen variable [15].

Los estanques estratificados tienen la ventaja de que sólo necesitan una unidad de almacenamiento (el estanque en sí) por conexión intermedia, mientras que los de volumen variable necesitan dos unidades por conexión intermedia. Esto hace que el segundo presente costos de inversión más altos que para el caso estratificado.

Por otro lado, el estratificado presenta una diferencia de temperatura limitada entre su temperatura superior e inferior, a diferencia del estanque de volumen variable, el cual puede conseguir mayores diferencias de temperatura dada la separación entre las unidades de almacenamiento.

De manera general, ambos estanques son divididos en dos lados, uno para la carga del almacenamiento y otro para su descarga. Como se puede observar de la Figura 2.7, los intercambiadores de calor sólo se pueden conectar de forma paralela. Una conexión en serie de estos últimos, exige que los flujos se presenten de manera sincronizada, lo que difícilmente ocurre para este tipo de procesos que son intermitentes en el tiempo. Por lo tanto, cada flujo contribuye a la carga/descarga en una conexión intermedia, siendo capaz de calentarla desde T_{low} a T_{high} o viceversa en el caso de enfriarla.

Para establecer las temperaturas de las unidades de almacenamiento y de las conexiones intermedias, éstas son posicionadas en el diagrama ISSP a través del algoritmo presentado

en el estudio [17]. A partir de la Figura 2.8 se explica a grandes rasgos como es el posicionamiento mencionado.

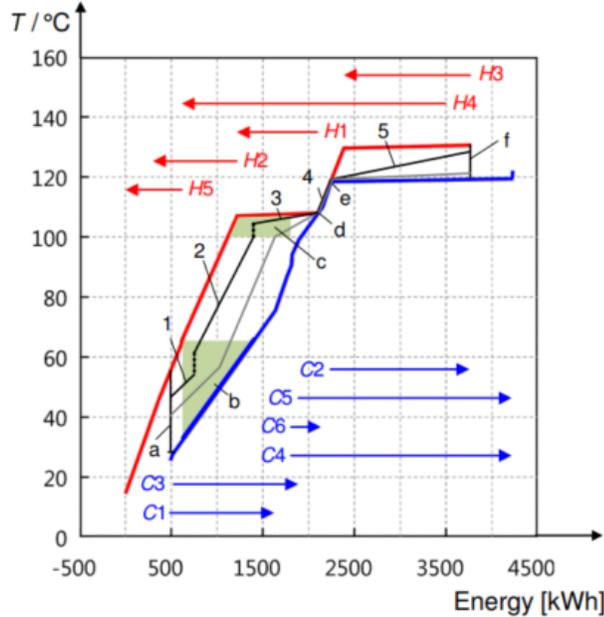


Figura 2.8: Posicionamiento de conexiones intermedias y unidades de almacenamiento en el diagrama ISSP [15].

Las letras a-f indican las regiones en donde las conexiones intermedias y las unidades de almacenamiento pueden ser posicionadas. Por otro lado, los números 1-5 indican donde se encuentran actualmente posicionadas para este ejemplo. Las líneas negras corresponden a conexiones intermedias para el estanque estratificado, mientras que las grises para tanques de volumen variable. Para este ejemplo se requiere de 5 conexiones intermedias.

Las regiones (a-f) pueden ser determinadas en función de las temperaturas iniciales de cada flujo, lo que permite crear límites de temperatura y entalpía en el diagrama. El algoritmo que se menciona anteriormente, es usado para determinar las regiones o áreas (zonas de asignación) en donde es posible posicionar los niveles de temperaturas del estanque. Este algoritmo siempre se asegura de definir el mínimo de unidades de almacenamiento para el nivel de recuperación objetivo. El posicionamiento puede ser llevado a cabo de la siguiente manera:

- IL1: La temperatura inferior T_{low1} asociada a la conexión intermedia IL1 puede ser posicionada en cualquier lugar de la línea vertical definida como *a*. Por su parte, la temperatura superior de esta conexión T_{high1} puede ser situada en cualquier lugar de la región verde *b*. Esto permite al usuario elegir libremente el contenido de energía y T_{high1} , dentro de los límites de *b*.
- IL2: En este caso, T_{low2} puede ser posicionado en cualquier parte de la línea vertical desde T_{high1} en la región *b*. T_{high2} puede posicionarse libremente dentro de la región *c*.
- IL3: La posición de T_{low3} se elige bajo el mismo argumento que T_{low2} . En este caso, T_{high3} presenta 0 grados de libertad por lo que debe ser posicionado en el punto *d*.

- IL4: Tanto T_{high4} como T_{low4} presentan 0 grados de libertad, por lo que deben ser posiciones en e y d, respectivamente.
- IL5: T_{low5} debe ser posicionado de manera obligada sobre e. En cambio, T_{high5} puede ubicarse en cualquier lugar de la línea vertical f .

2.4. Revisión bibliográfica

En este apartado se presentan los principales estudios que son consultados para llevar a cabo el desarrollo del presente trabajo. Estos abordan la aplicación del análisis *Pinch* y la integración solar térmica en la industria cervecera nacional.

2.4.1. Análisis *Pinch*

En el estudio presentado por Tibasiima et al. [18] se muestra la aplicación del *Time Average Model* (TAM) a una cervecería como caso de estudio, alcanzando ahorros energéticos del 21.9%. Los resultados son obtenidos tomando como supuesto que la producción en la cervecería es continua, en donde no se considera la dependencia en el tiempo de los flujos del proceso productivo. El autor concluye que el ahorro energético obtenido representa un caso ideal que difícilmente será alcanzado en la realidad, por lo que sugiere utilizar el *Time Slice Model* (TSM) para identificar qué flujos se encuentran de manera simultánea según el cronograma de producción, y así estimar el potencial de recuperación de calor directo.

Por su parte, T. Eiholzer et al. [19] estudia la integración solar en conjunto con medidas de eficiencia energética en una cervecería Danesa, identificando el potencial de recuperación de calor directo e indirecto a través del uso del software PinCH 2.0. En primer lugar, se determina el potencial de integración solar térmica a una temperatura de 60 °C través de las GCC (*Grand Composite Curves, por sus siglas en inglés*). Por otro lado, utiliza el modelo TSM para dividir el proceso *batch* en intervalos de tiempo, identificando cuanta energía es posible de recuperar de manera directa a través de una red de intercambiadores de calor. Por último, se utiliza el TAM para estimar la recuperación de calor indirecta a través de dos estanques de volumen variable, los cuales han sido previamente implementados como medidas de eficiencia energética en la planta.

Dentro de los resultados más importantes del estudio presentado en el párrafo anterior, se tiene que, si se considera un 100% de recuperación directa, la demanda de energía llega ser sorprendentemente mayor al caso base de la cervecería. Esto se debe a que la planta ya cuenta con medidas de recuperación indirecta correspondientes a los tanques mencionados, por lo que a partir de esto último, se puede corroborar la importancia del almacenamiento térmico por sobre las medidas de recuperación directa. Además, el potencial determinado por el TAM para la integración solar corresponde a aproximadamente un 40% de la demanda de energía térmica, señalando que el potencial podría ser mayor si se considera una temperatura de operación mayor en el colector. A partir de una configuración de colectores ETC (*Evacuated Tube Collector, por sus siglas en inglés*) y medidas de recuperación indirecta, se alcanzan períodos de retorno de 6.4 años y una cantidad de 38 toneladas equivalentes de CO₂

evitadas. El autor destaca que tales medidas de recuperación son menos sensibles a cambios en el horario de producción a comparación de las tecnologías de recuperación directa, por lo que propone seguir investigando en más técnicas para modelar almacenamiento térmico en este tipo de procesos, en especial en combinación con energías renovables.

Por otro lado, D. Olsen et al. [16] propone en la ECOS2016 (*Efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems*) una novel metodología para determinar la recuperación de calor indirecta a través de una modificación del ampliamente utilizado TAM, siendo este método denominado *Indirect Sink Source Profile*. Este último presenta dos principales cambios con respecto al primero: se pueden evaluar procesos que involucran *batches* solapados en el tiempo y se presenta una variación específica de temperatura por flujo, según su duración y coeficiente de transferencia de calor. Si el flujo tiene una duración breve y/o un bajo coeficiente de transferencia, este método indica que presentará una menor participación en la recuperación de calor. Por otro lado, este modelo presenta un algoritmo para posicionar las conexiones intermedias (conexiones por donde circula el medio de almacenamiento de un nivel a otro en el estanque) en el diagrama temperatura-entalpía, con la finalidad de alcanzar un mínimo de unidades de almacenamiento para un nivel de recuperación de calor dado. Los lugares en donde se encuentran estos mínimos se denominan zonas de asignación (*assignment zones*).

El objetivo de la metodología que se menciona en el párrafo anterior, es determinar una configuración de almacenamiento que sea viable en la práctica y que sea costo-efectiva desde una perspectiva conceptual de diseño. Este método permite determinar: cantidad de niveles de almacenamiento y sus temperaturas, flujos que son integrados en la recuperación, volúmenes de almacenamiento, costos de inversión y ahorros energéticos.

El trabajo desarrollado por J. Stampfli et al. [20] consiste en un modelo de programación lineal que permite determinar soluciones de almacenamiento térmico, las cuales maximizan la recuperación por *batch* para un volumen dado de estanque. Antes de aplicar este modelo, el autor emplea el modelo ISSP a dos cervecerías de pequeña y mediana escala, considerando un tipo de estanque en cada caso, estratificado y FTVM. Para cada configuración, establece un diagrama en donde se puede ver la evolución de la recuperación de calor a medida que disminuye el volumen. Esto permite establecer zonas, en donde la recuperación decrece más rápido con la disminución del volumen, por lo que no se recomienda seguir reduciendo el volumen del estanque a partir de ese punto. Se debe recalcar que, las soluciones obtenidas no necesariamente son las óptimas desde el punto de vista económico, dado que la valoración del espacio ganado a través de la reducción del nivel de recuperación, depende del usuario y las limitaciones de espacio que presenta la planta al implementar este tipo de medidas.

2.4.2. Integración solar térmica

El artículo presentado por A. Crespo et al. [7] corresponde a un análisis de pre-factibilidad de integración solar para una cervecería artesanal en el norte del país. La intermitencia en la demanda de energía que presentan los procesos *batch*, hace que sea necesaria la inclusión de un estanque de volumen variable, el cual permite un intercambio de energía más prolongado entre el circuito solar y el agua de la red que se desea calentar, siendo esta última almacenada en el estanque mencionado. Además de favorecer la integración solar, el estanque permite

recuperar energía de otros flujos del proceso cervecero, lo que permite mejorar la rentabilidad de la solución propuesta. Dentro de los principales resultados, el escenario 1 de integración solar, que permite calentar una demanda de 9200 litros al día por *batch*, exhibe períodos de retorno de la inversión de 7 años y un LCOH de 0.104 USD/kWh_{th}, siendo este último menor al costo específico del GLP que presenta la cervecería en estudio.

Por su parte, Pino et al. [4] evalúa el impacto económico que puede tener la integración solar en una cervecería de pequeña escala en diferentes provincias del país. Para ello, considera que el clima y, el precio del GLP y la electricidad, son las principales variables a considerar para cada lugar. Al igual que en el estudio anterior, se propone utilizar un estanque de 1.5 m³ como estrategia de recuperación de calor. De los resultados presentados, se puede observar que el VAN irá en aumento con la radiación global horizontal del lugar (GHI), independiente de la configuración. Por otro lado, las provincias más al sur presentan notables desventajas con respecto a provincias del norte debido dos factores: la baja radiación y el subsidio al precio del GLP. Las regiones más al norte, pueden llegar a presentar un VAN igual a 23000 USD, alcanzando un período de retorno de 3.8 años. Esto se traduce en un ahorro de aproximadamente el 40% de la demanda térmica en la cervecería.

Capítulo 3

Metodología

3.1. Procedimiento general

En este apartado se expone de manera general la metodología adoptada en el presente trabajo. La Figura 3.1 reúne las principales actividades a desarrollar, las cuales se describen a continuación:

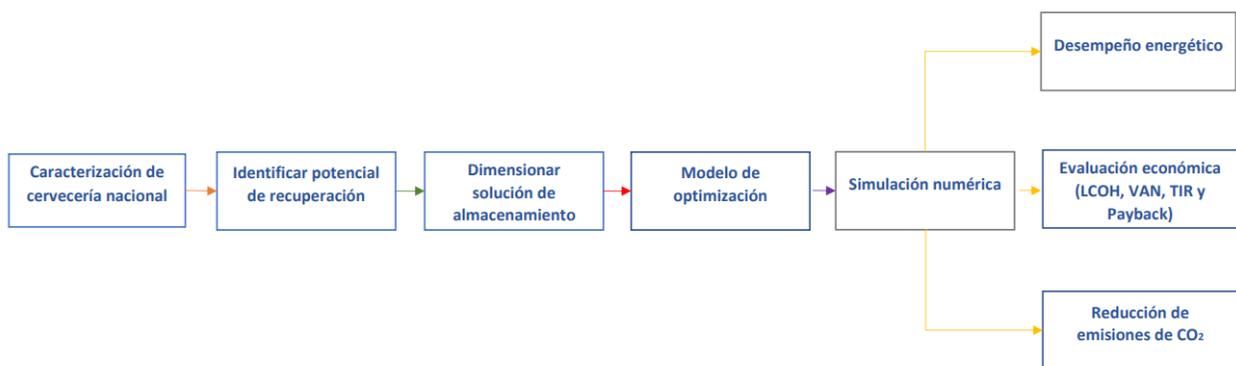


Figura 3.1: Metodología [Elaboración propia].

1. Caracterización de cervecería nacional: Esta etapa contempla un estudio detallado del proceso productivo en una cervecería artesanal chilena, caracterizando los flujos que participan en este proceso en términos de su temperatura inicial y final, flujo másico y duración, entre otras propiedades. Además, se determinan las fuentes de energía eléctrica y térmica que permiten a los flujos alcanzar su temperatura objetivo. Por otro lado, se identifican los equipos principales y su tiempo de uso en la elaboración de cerveza. Por último, se establecen parámetros que definen la planificación del caso de estudio para un año de operación.
2. Identificar el potencial de recuperación: La información reunida en la primera actividad es ingresada en el programa PinCH 3.2 con la finalidad de identificar el potencial de recuperación directo e indirecto de la cervecería. Este potencial es conseguido a través de la superposición de las curvas compuestas generadas por el modelo *Indirect Sink Source Profile* del análisis *Pinch*.

3. Dimensionar la solución de almacenamiento: Una vez definido el nivel de recuperación de calor, el programa PinCH dimensiona los principales componentes del sistema de almacenamiento térmico, el estanque y la red de intercambiadores. Además, se estima el precio de la solución de almacenamiento a través del ingreso de valores económicos en función del área o volumen de referencia.
4. Modelo de optimización: En esta actividad se pretende replicar lo realizado por J. Stampfli et al. [20, 21], presentando un modelo de optimización que maximiza la recuperación de calor para un volumen dado de estanque. Este modelo corresponde a un problema de programación lineal desarrollado en el lenguaje de *Pyomo* (*Python Optimization Modelling*), el cual requiere de ciertos parámetros del sistema de almacenamiento térmico, tales como las temperaturas de cada nivel del estanque, la temperatura de los flujos antes y después de interactuar con el estanque, el calor intercambiado por éstos y sus propiedades termofísicas. A partir del análisis de los resultados obtenidos del modelo, se establecen diferentes soluciones de almacenamiento a medida que se reduce el nivel de recuperación de calor hasta alcanzar su 60 %.
5. Simulación numérica: El dimensionamiento de las soluciones de almacenamiento que se realiza en etapas anteriores presenta dos limitantes que no permiten alcanzar en su totalidad el nivel de recuperación definido. Estas restricciones corresponden a considerar estratificación perfecta en el estanque, por lo que se omiten pérdidas internas, y paredes adiabáticas, por lo que no existe transferencia de energía con el ambiente. Para evaluar esta idealización del estanque, las soluciones de almacenamiento son simuladas en el programa TRNSYS para un año de operación.

A partir de los resultados obtenidos de las simulaciones numéricas, se evalúa el desempeño energético de cada solución a través de las temperaturas alcanzadas y la energía recuperada por el sistema, siendo ambas variables comparadas con los valores señalados por el análisis *Pinch*. Para determinar que soluciones presentan las mayores pérdidas internas, se utiliza el indicador definido por Haller et al. [22] correspondiente a la eficiencia de estratificación. Por otro lado, a partir del ahorro energético que supone cada solución, se calculan indicadores económicos para evaluar su rentabilidad (VAN, TIR y *Payback*) y competitividad (LCOH). Por último, se calcula la reducción de emisiones en toneladas de CO₂ equivalentes para cada solución. Se debe mencionar que la evaluación económica y ambiental es realizada para dos configuraciones: sistema de almacenamiento para recuperación de calor con y sin integración solar térmica. Para el caso con SST, se emplea el esquema correspondiente al escenario 1 que propone A. Crespo et al. [7], dado que es el caso que pretende suplir la demanda térmica del volumen total de agua de la red requerida para el proceso cervecero, además de presentar los mejores indicadores económicos y la mayor reducción de emisiones.

3.2. Análisis Pinch

De acuerdo a los diferentes flujos que participan del proceso de elaboración de la cerveza, el análisis *Pinch* permite establecer el máximo potencial de recuperación de calor indirecto que se puede lograr a través de un sistema de almacenamiento térmico. En base a este valor, es posible generar diferentes configuraciones que posteriormente serán evaluadas de acuerdo a su costo de inversión y a los posibles ahorros de los costos operacionales del proceso productivo. Para llevar a cabo este análisis se utiliza el programa PinCH 3.2, el cual contempla las siguientes etapas:

1. Identificar los requerimientos energéticos para calentar o enfriar los flujos del proceso productivo.
2. Definir los tiempos de uso de los equipos para un ciclo de fabricación de cerveza.
3. Establecer la planificación de un período anual de operación del caso de estudio.
4. Determinar los valores económicos asociados a los intercambiadores de calor y el estanque de almacenamiento térmico.
5. Obtener la variación mínima de temperatura $\Delta T_{min,s}$ de cada flujo.

3.2.1. Requerimientos energéticos

Para determinar la demanda térmica asociada a la cervecería en estudio es necesario comprender de manera detallada cuales son los procesos y los tiempos requeridos para llevar a cabo la fabricación de cerveza. De manera más específica, se deben definir los flujos máxicos y las temperaturas de operación tanto del agua como la del mosto durante las diferentes etapas de la producción.

La cervecería que se pretende analizar requiere de 9200 litros de agua para obtener 3000 litros de cerveza como producto final por cada *batch*. Para la cantidad de agua requerida en un comienzo, se establece una proporción de un 50 % de agua proveniente de un tratamiento de osmosis y el porcentaje restante corresponde a agua de la red que ha pasado por una serie de filtros antes de su extracción. Se debe mencionar que esta proporción es importante en términos del tipo de cerveza que se quiere elaborar. Para este caso, la proporción corresponde al tipo *Golden Ale*.

Gracias a la información provista por el Centro de Tecnologías para Energía Solar (CSET) de Fraunhofer Chile Research (FCR), es posible generar un diagrama de flujo del proceso a estudiar, además de determinar sus requerimientos máxicos y energéticos. La Figura 3.2 muestra su esquema productivo:

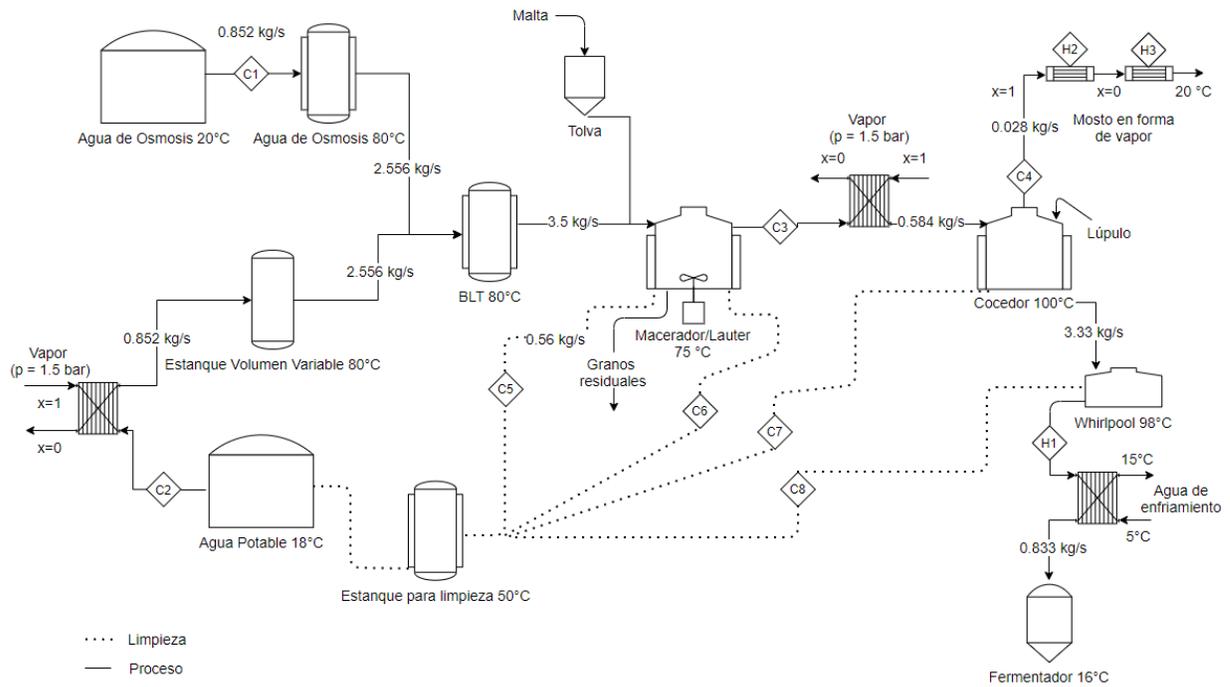


Figura 3.2: Diagrama de flujo de proceso cervecera nacional [Elaboración propia].

Se debe indicar que se realizan modificaciones y supuestos con respecto a la información entregada por el CSET. Éstas se detallan a continuación:

- No se considera la recuperación de calor existente entre los flujos del proceso, esto con el objetivo de explorar el máximo potencial de recuperación de calor indirecto que se puede obtener durante la producción.
- Si bien, se establece que existe una pequeña evaporación del mosto durante el proceso de cocción y que éste se dirige hacia unos estanques de espera para su utilización en el siguiente ciclo productivo, no se menciona cuanto es lo que se evapora. Según [19], existe una evaporación de 4 a 7%, por lo que se estima una evaporación del 5% del flujo másico que ingresa al cocedero.
- De acuerdo a la evaporación mencionada, los flujos que informa el CSET correspondientes al paso del BLT⁴ al macerador/lauter y desde este último al cocedero, son aumentados en un 5% para mantener los 3000 litros de cerveza al final del proceso.
- Dentro de la información provista no se menciona cuál es la temperatura del mosto luego de pasar por el Whirlpool. En base a la bibliografía consultada, gran parte de las cervecías presentan una temperatura de salida de este equipo entre 97-98 °C, por lo que se considera 98 °C para este caso en particular.

⁴ BLT: Brewing Liquor Tank.

A partir del diagrama es posible extraer y caracterizar los diferentes fluidos que participan en el proceso, como se muestra en la Tabla 3.1. A cada flujo se le asigna una letra C si estos requieren de un suministro de energía térmica para alcanzar cierta temperatura o estado y con una letra H si se necesita extraer energía de estos flujos.

Tabla 3.1: Flujos considerados para el análisis.

Nombre	T_i [°C]	T_f [°C]	\dot{m} [kg/s]	CP [kW/K]	α [W/m ² K]	t_i [h]	t_f [h]
C1	20	80	0.852	3.59	2000	0	1.5
C2	18	80	0.852	3.59	2000	0	1.5
C3	75	100	0.584	2.45	2000	6.5	8
C4	100 (x ^a =0)	100 (x=1)	0.028	-	5000	8.5	10
H1	98	16	0.833	3.5	2000	10.75	11.75
H2	100 (x=1)	100 (x=0)	0.028	-	5000	8.5	10
H3	100 (x=0)	20	0.028	0.12	2000	8.5	10
C5	18	50	0.555	2.34	2000	6.25	6.5
C6	18	50	0.555	2.34	2000	9.75	10
C7	18	50	0.555	2.34	2000	10.25	10.5
C8	18	50	0.555	2.34	2000	11.75	12

^a x = título o calidad del vapor.

Valor que varía desde 0 (líquido saturado) a 1 (vapor saturado).

En donde T_i y T_f corresponden a la temperatura inicial y final del fluido, \dot{m} es el flujo másico, α es el coeficiente de transferencia de calor o de película, t_i y t_f representan el tiempo inicial y final. En el caso del coeficiente C_p (razón de capacidad calorífica), éste viene representado por la ecuación 3.1:

$$C_p = \dot{m} \cdot c_p \quad (3.1)$$

Siendo c_p el calor específico del fluido en kJ/kgK. Dado que más del 90% de la composición del mosto corresponde a agua, el c_p de cada flujo se estima como el promedio entre los calores específicos del agua en función de la temperatura inicial y final del flujo.

En el caso del coeficiente convectivo α , el programa no considera su dependencia con respecto a la temperatura, por lo que se establece un valor de 2000 y 5000 W/m²K para los fluidos en estado líquido y gaseoso, respectivamente [20, 23]. Por otro lado, se debe mencionar que el sistema se encuentra a una presión de 1 bar(a).⁵

Para estimar la demanda anual de energía de la cervecería, se utilizan las siguientes dos expresiones:

$$D_c = \frac{\sum_c (T_{c,f} - T_{c,i}) \cdot C_{p,c} \cdot d_c \cdot n}{1000} \quad (3.2)$$

⁵ bar(a) = medida de presión absoluta.

$$D_h = \frac{\sum_h (T_{h,f} - T_{h,i}) \cdot C_{p,h} \cdot d_h \cdot n}{1000} \quad (3.3)$$

En donde D_c y D_h , expresados en MWh/a, corresponden a la demanda para calentar y enfriar, respectivamente. El subíndice c corresponde a los flujos fríos y h representa los flujos calientes. La duración en horas de cada flujo es representada por d y la cantidad de ciclos de operación (*batch*) al año viene dada por n . La demanda que se obtiene al considerar una cantidad de $n = 500$ ciclos productivos en un año se presenta en la Tabla 3.2:

Tabla 3.2: Demanda de energía actual.

D_c [MWh/a]	D_h [MWh/a]
476.75	206.02

Es importante recalcar que las demandas calculadas corresponden a una estimación de las necesidades térmicas y eléctricas del proceso a estudiar. Existen ciertos procesos que no son posibles de modelar en el programa, como por ejemplo, mantener a una temperatura de 75 °C la mezcla de malta con agua durante el proceso de maceración o mantener el mosto a una temperatura de 100 °C durante la etapa de cocción. Por lo tanto, la demanda obtenida puede variar si se realizan mediciones en el lugar.

Con respecto a las fuentes de energía térmica, actualmente la planta utiliza estanques con quemadores de gas licuado de petróleo (GLP) a llama directa para calentar los fluidos a las temperaturas o estados requeridos. Sin embargo, para la futura planta se pretende utilizar estanques con camisas de vapor de agua (o de doble camisa) con el objetivo de generar un mayor control de la temperatura. Por otro lado, para disminuir la temperatura del mosto se considera agua previamente refrigerada por un chiller de compresión que utiliza como refrigerante una mezcla al 50 % de agua con alcohol. Estas fuentes de energía se resumen a continuación:

Tabla 3.3: Fuentes de energía térmica.

Nombre	T_i [°C]	T_f [°C]	α [W/m ² K]	P [bar(a)]
Vapor de agua	111 (x=1)	111 (x=0)	5000	1.5
Agua	5	15	2000	1

Al ingresar los valores de la Tabla 3.3 en el programa, este último calcula el flujo másico de cada fuente de energía de acuerdo a los requerimientos energéticos de cada flujo. En el caso del vapor de agua, se pretende utilizar la energía que desprende al condensarse (calor latente de vaporización) a una presión de 1.5 bar(a). Es importante mencionar que se define esta presión dado que es la mínima establecida por el programa para poder calentar los flujos a las temperaturas requeridas. No se consideran presiones más altas dado que una mayor presurización del sistema significaría incurrir en un gasto adicional para la cervecería.

3.2.2. Tiempos de operación de cada equipo

Un aspecto importante a definir corresponde al tiempo de operación de los equipos principales durante un ciclo *batch* de producción. Esto tiene por finalidad limitar el comienzo del siguiente ciclo, en donde los flujos pertenecientes a este período no podrán utilizar los equipos si estos aún se encuentran en operación.

Antes de asignar los tiempos de operación a cada equipo en el programa, se deben definir las diferentes etapas del proceso productivo y su duración. La Tabla 3.4 reúne las principales actividades del caso a estudiar:

Tabla 3.4: Etapas del proceso y su duración.

Descripción	Inicio [h]	Término [h]
Preparación del agua a la temperatura deseada	07:30	09:00
Trasvase agua de la red y de osmosis a BLT	09:00	09:15
Molienda	09:00	10:30
Calentamiento de BLT en caso de que no se cumpla con la temperatura objetivo	09:15	10:30
Trasvase de BLT a Macerador	10:30	10:45
Maceración	10:45	11:30
Paso de Macerado a Lauter	12:15	13:15
Enjuague del Macerador	13:45	14:00
Trasvase BLT a Lauter	13:30	13:45
Lautering	13:45	15:15
Descarga de Lauter	16:00	17:00
Enjuague del Lauter	17:15	17:30
Llenado del Cocedor	14:00	15:30
Hervor	16:00	17:30
Enjuague del Cocedor	17:45	18:00
Llenado del Whirlpool	17:30	17:45
Whirlpool	17:45	18:00
Enfriado del mosto hacia tanques fermentadores	18:15	19:15
Enjuague del Whirlpool	19:15	19:30

Además de ingresar en el programa el tiempo que requiere cada equipo para completar su función dentro del proceso productivo, se les debe asignar un período de preproceso, postproceso y de limpieza. Los dos primeros se refieren generalmente al llenado y al vaciado, respectivamente. Para mostrar el tiempo inicial y final de cada actividad con respecto a las demás en un ciclo *batch*, se utiliza el Diagrama Gantt como se puede observar en la Figura 3.3. Cada equipo dentro del diagrama se le designa de la siguiente manera:

- A1: Estanque de agua de osmosis
- A2: Estanque de agua potable
- M1: Macerador
- M2: Lauter
- M3: Cocedor
- M4: Whirlpool

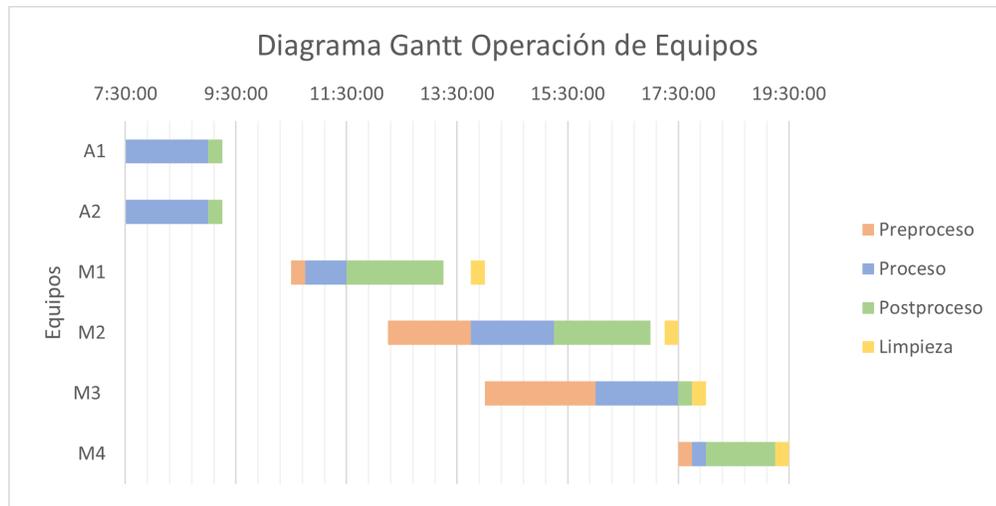


Figura 3.3: Diagrama Gantt [Elaboración propia].

3.2.3. Planificación del proceso productivo

En este apartado se establece cómo operará la planta durante un año de operación. La información que se ingresa en el programa sobre la planificación del caso de estudio se presenta a continuación:

- Operación de lunes a viernes.
- Dos ciclos *batch* al día.
- Los trabajos comienzan a las 7:30 A.M. con el pre-calentamiento del agua para comenzar la producción.
- Se consideran 50 semanas de operación al año, en donde las dos semanas restantes son para labores de mantenimiento.
- Duración del ciclo *batch* BCD (*Batch Cycle Duration*, por sus siglas en inglés) igual a 6 horas. Este valor representa el tiempo entre el comienzo del primer ciclo y el inicio del segundo.

A través del BCD es posible definir cuánto es lo que se superpone el siguiente ciclo al primero. Se debe mencionar que este parámetro es posible de ajustar según lo que establezca el usuario. En particular para este caso de estudio, se considera el mayor grado de superposición posible que corresponde a 6 horas para observar si existe recuperación de calor directa entre los flujos del proceso. Menores valores para el BCD no son posibles dada la asignación de tiempos para cada equipo que se define en el apartado anterior, lo que limita la superposición del siguiente ciclo.

3.2.4. Valores económicos

Dentro del programa es posible estimar el costo de inversión del sistema de almacenamiento térmico en base al costo de sus equipos principales (estanque e intercambiadores). Este valor se compara con los ahorros de los costos operacionales obtenidos por la menor utilización de las fuentes de energía, con la finalidad de evaluar la rentabilidad de cada configuración.

Costos operacionales

En primer lugar, se debe definir el costo específico [USD/kWh] de las fuentes de energía que se muestran en la Tabla 3.3 para el cálculo de los ahorros energéticos. Si bien, actualmente la cervecería utiliza GLP para la generación de vapor de agua, se considera gas natural (GN) con el objetivo de estudiar la rentabilidad de la solución de almacenamiento para ambos combustibles fósiles. Por lo tanto, para el GLP y el gas natural, se utiliza un costo específico de 0.108 [24] y 0.049 USD/kWh para uso no residencial [25], respectivamente.

El programa establece que el costo específico corresponde al costo de transferir un kWh de energía a los flujos del proceso productivo, por lo que no sólo se debe considerar el costo asociado al tipo de combustible, sino que también se deben incluir las posibles pérdidas desde la generación del vapor de agua hasta la transferencia de calor por parte de este último. Para ello se considera la siguiente expresión [19]:

$$C_E = c_{NG} \cdot \frac{Q_A}{\eta_b} \quad (3.4)$$

En donde C_E , expresado en USD, es el costo anual de la fuente de energía, c es el costo específico del combustible, Q_A es la demanda térmica anual en kWh y η_b es la eficiencia de la caldera. Teniendo en consideración lo que se menciona en el párrafo anterior, se modifica la expresión 3.4 para obtener la ecuación que se presenta a continuación:

$$c_g = \frac{c_{NG}}{\eta_b \cdot \eta_t \cdot \eta_v} \quad (3.5)$$

Siendo c_g , expresado en USD/kWh, el costo específico de la fuente térmica que se introduce en el programa y η_v la eficiencia estimada para la transferencia de calor a través de camisas de vapor, respectivamente.

Si se considera una eficiencia para la caldera de 0.85 [19] (valor estimado para calderas de vapor con un sistema de recuperación de calor a partir de los gases de combustión) y de 0.65

para la transferencia de calor a través de estanques de doble camisa [7], se obtiene un valor para c_g de 0.088 y 0.196 USD/kWh, en el caso del GN y el GLP, respectivamente.

En el caso del agua que se utiliza a una temperatura de 5 °C para enfriar los flujos del proceso productivo y que retorna al sistema de refrigeración a una temperatura de 15 °C, se estima un costo específico c_r de 0.031 USD/kWh, según el costo de la energía eléctrica [26] y considerando un COP igual a 4 para el chiller de refrigeración [7].

Luego de que el programa calcule la demanda anual de energía para calentar D_c y enfriar D_h , en kWh/a, se obtiene el costo operacional anual asociado al consumo energético en la planta, a través de la siguiente ecuación:

$$C_{Op} = D_c \cdot c_g + D_h \cdot c_r \quad (3.6)$$

Si se consideran las demandas establecidas en la Tabla 3.2, el costo operacional al año de la planta, asociado a su consumo de energía, corresponde a 48341 o 109934 USD, dependiendo si se considera gas natural o GLP, respectivamente.

Costos de inversión

Los sistemas de almacenamiento térmico que se proponen en el programa están compuestos por un estanque (estratificado o de volumen variable FTVM) y un arreglo en paralelo de intercambiadores de calor. Para obtener el costo asociado a la inversión de este sistema se debe calcular, en una primera instancia, un valor referencial (según el tamaño) para los intercambiadores de calor y el estanque. La correlación 3.7 permite estimar el valor mencionado:

$$C_e = a + b \cdot S^n \quad (3.7)$$

En donde C_e , expresado en USD, corresponde al costo de compra del equipo en Estados Unidos para el año 2010, a y b son constantes de costo, S corresponde al tamaño (en m^2 o m^3) y n es un valor que depende del tipo de equipo. La Tabla 3.5 muestra los valores utilizados en la correlación y el costo referencial C_e obtenido para cada equipo:

Tabla 3.5: Parámetros para estimar el costo referencial C_e de cada equipo [27].

Equipo	a	b	S [m^2/m^3]	n	C_e [USD]
Int. de calor de placas	1600	210	100	0.95	18281
Estanque de techo cónico	5800	1600	50	0.7	30540

En el caso del estanque, el valor obtenido es para acero al carbono, por lo que se considera un factor de materialidad f_m para calcular su valor en acero inoxidable 304 y así evitar posibles problemas por corrosión debido a la interacción de los equipos con los flujos del proceso de elaboración de cerveza. El factor de materialidad que se considera corresponde a 1.3 [27]. En el caso del intercambiador de placas, este factor no es necesario dado que el equipo se

encuentra directamente en acero inoxidable 304.

Por otro lado, el programa indica que no sólo se debe considerar el precio de compra del equipo, sino que se debe incluir el costo asociado a su instalación. Para estimar el costo del estanque, se utiliza una versión más detallada del método factorial propuesto por Lang [27]:

$$C_L = C_e \cdot [(1 + f_p)f_m + f_{er} + f_{el} + f_i] \quad (3.8)$$

Dado que el intercambiador se encuentra en el material deseado, su costo se calcula a través de la siguiente expresión:

$$C_L = C_e \cdot [(1 + f_p) + (f_{er} + f_{el} + f_i)/f_m] \quad (3.9)$$

Siendo C_L el valor de la inversión, incluyendo el valor de adquisición y sus gastos conexos. Estos últimos se representan a través de una serie de factores que se describen a continuación:

- $f_p = 0.8$. Factor asociado al sistema de tuberías (piping), incluyendo la aislación y pintado de las mismas. Además, se consideran elementos adicionales como bombas, válvulas, entre otros.
- $f_{er} = 0.3$. Factor designado para el traslado, levantamiento y posicionamiento del equipo. Este coeficiente incluye trabajos estructurales menores y fundaciones.
- $f_{el} = 0.2$. Factor asociado a trabajos eléctricos en los equipos.
- $f_i = 0.3$. Factor asociado a instrumentación y control de procesos.

Se debe mencionar que la utilización de estos coeficientes permite una aproximación válida en etapas tempranas de un proyecto en donde no se cuenta con información detallada sobre el diseño los equipos. La Tabla 3.6 presenta el costo C_L obtenido para cada equipo.

Como bien se menciona, los costos obtenidos corresponden al año 2010 por lo que deben ser actualizados. Tanto el precio de los materiales como el costo de mano de obra están sujetos a inflación, por lo que se utiliza el Índice de Costos de Plantas de Ingeniería Química (CEPCI) en la siguiente expresión [28]:

$$C_2 = C_1 \cdot \frac{I_2}{I_1} \quad (3.10)$$

En donde C corresponde al costo de compra del equipo e I el índice de costo. El subíndice 1 representa el tiempo para el cual el costo es conocido y el subíndice 2 se refiere al tiempo al cual se quiere conocer el costo. El valor actual de CEPCI que se utiliza corresponde al promedio anual del año 2019, el cual tiene un valor de 607.5 [29]. Se utiliza este último dado que es el valor más actual que no está sujeto a la inflación provocada por el proceso de inestabilidad económica debido al contexto actual de pandemia (COVID-19). Para el año 2010 este índice presenta un valor de 532.9 [27]. Esto entrega los siguientes valores para cada equipo:

Tabla 3.6: C_L y valores actualizados al año 2019.

Equipo	C_L [USD]	Valor actualizado [USD]
Int. de calor de placas	44156	50337
Estanque de techo cónico	95896	109320

Una vez dimensionado por el programa el área de intercambio y el volumen de almacenamiento, éste calcula el costo asociado a cada equipo a través de las siguientes expresiones:

$$C_{HEX} = \sum_{i=1}^N \left(C_r \cdot \left(\frac{A_i}{A_r} \right)^m \right) \quad (3.11)$$

En donde C_{HEX} [USD] corresponde al costo total del arreglo de intercambiadores de calor, N representa la cantidad de unidades de intercambio, C_r [USD] el valor referencial para un área A_r de 100 m^2 y A_i [m^2] corresponde al área que calcula el programa para la unidad i . Por último, el exponente m es un factor de costo-capacidad que para este equipo en particular tiene un valor de 0.68 [30].

$$C_{HS} = C_r \cdot \left(\frac{V}{V_r} \right)^m \quad (3.12)$$

La ecuación 3.12 permite calcular el costo de la unidad de almacenamiento C_{HS} [USD] que incluye el costo del estanque y el medio de almacenamiento. El volumen [m^3] que se necesita de estanque viene representado por V , C_r [USD] corresponde al costo referencial para un volumen V_r de 50 m^3 y el exponente de costo-capacidad m para este equipo corresponde a 0.63 [30].

Por lo tanto, el costo total de inversión correspondiente al sistema de almacenamiento térmico viene dado por:

$$C_{Inv} = C_{HEX} + C_{HS} \quad (3.13)$$

Costo total anual

Para obtener el costo total al año, la inversión se anualiza según el factor de anualidad a que se muestra a continuación:

$$a = \frac{r \cdot (1 + r)^n}{(1 + r)^n - 1} \quad (3.14)$$

En donde r corresponde a la tasa de descuento (%) y n es el período de *Pay-off* (tiempo en el cual se paga la inversión). Para la cervecera en estudio se considera un valor de $n = 6$ años y $r = 7\%$ [7].

Por lo tanto, el costo total anual C_{tot} se calcula a través de la siguiente expresión:

$$C_{tot} = C_{Inv} \cdot a + C_{Op} \quad (3.15)$$

3.2.5. Variación mínima de temperatura $\Delta T_{min,s}$

Para obtener el potencial de recuperación de calor indirecto del caso de estudio, es necesario generar las curvas compuestas (CC) de los flujos calientes y fríos que son considerados del proceso productivo. La construcción de estas curvas dependerá de la variación mínima de temperatura $\Delta T_{min,s}$ de cada flujo involucrado, en donde este valor presenta una fuerte dependencia con respecto a la duración y al coeficiente de transferencia de calor α como se puede notar a partir de la ecuación 2.9.

En primer lugar, se debe calcular el coeficiente promedio de transferencia de calor k_{sk} [W/m²K] a través de la expresión 2.11. Éste valor corresponde a la interacción entre los flujos s del proceso de elaboración de cerveza y los circuitos intermedios k que permiten el movimiento del medio de almacenamiento de un nivel a otro en el estanque. Se debe mencionar que se utiliza un valor de 2000 W/m²K [20, 23] para estas conexiones y en el caso de los flujos, sus coeficientes de transferencia de calor se encuentran en la Tabla 3.1.

Por otro lado, se debe determinar la duración d_s en horas al año para cada flujo. Este valor se obtiene de multiplicar la cantidad de ciclos *batch* al año, que para este caso en particular corresponden a 500, con la duración del flujo en un ciclo productivo.

Antes de poder calcular el valor de la constante de proporcionalidad f_p , se debe establecer el valor de $\Delta T_{min,ov}$ y el exponente y . Si bien, ambos parámetros pueden ser escogidos a libre elección por parte del usuario, para este caso se siguen las recomendaciones establecidas por los autores del software [15], quienes luego de investigar sobre la sensibilidad de ambos coeficientes al momento de diseñar un sistema de almacenamiento térmico, sugieren valores para $\Delta T_{min,ov}$ e y correspondientes a 1 K y 0.9, respectivamente.

Una vez que se determinan estos valores, es posible obtener f_p a partir de la expresión 2.10. Posteriormente, esta constante se utiliza en la relación 2.9 para obtener el $\Delta T_{min,s}$ asociado a cada flujo, valores que se presentan en la Tabla 3.7.

Se debe mencionar que, dependiendo si el flujo es caliente o frío, los valores de $\Delta T_{min,s}$ se restarán o se añadirán a las temperaturas de estos flujos, respectivamente. Esto último se puede observar de la tabla mencionada, en donde cada valor viene acompañado por un signo positivo o negativo. Por último, teniendo en cuenta las temperaturas modificadas por estas variaciones, el programa es capaz de generar las curvas del modelo ISSP.

Tabla 3.7: $\Delta T_{min,s}$ de cada flujo.

Flujo	k_{sk} [W/m ² K]	d_s [h/a]	$\Delta T_{min,s}$ [K]
C1	1000	750	+1.4
C2	1000	750	+1.4
C3	1000	750	+1.4
C4	1429.6	750	+1.0
H1	1000	500	-2.0
H2	1429.6	750	-1.0
H3	1000	750	-1.4
C5	1000	500	+6.9
C6	1000	125	+6.9
C7	1000	125	+6.9
C8	1000	125	+6.9

3.2.6. Elección de la configuración de almacenamiento

A través de la aplicación del análisis Pinch sobre la cervecería en estudio, es posible elegir una configuración de almacenamiento térmico que sea viable en términos energéticos como económicos. En una primera instancia, se obtiene un caso base en donde se integran todos los flujos del proceso productivo para determinar el máximo potencial de recuperación de calor que se puede alcanzar del proceso de elaboración de cerveza. Posteriormente, en base al análisis de las curvas compuestas, se pueden excluir ciertos flujos de la recuperación para así reducir tanto el costo como la complejidad de la alternativa de almacenamiento.

Caso Base

En la Figura 3.5 se presentan las curvas compuestas generadas por el modelo ISSP. En el eje de las ordenadas se tienen las temperaturas modificadas T^* °C por los $\Delta T_{min,s}$ que se calculan en el apartado 4.1.5. En el eje de las abscisas se tiene el cambio de entalpía (o energía [kWh]) por SROP⁶ que requieren los flujos del proceso.

El concepto de SROP corresponde a un diagrama Gantt que permite mostrar el tiempo inicial y final de cada flujo con respecto a los demás que se encuentran involucrados en la recuperación de calor. Además, este diagrama presenta la división del proceso *batch* en intervalos de tiempo (TS⁷) para observar si es posible la recuperación de calor directa entre los flujos que considera el modelo.

⁶ SROP: Stream-wise Repeated Operation.

⁷ TS: Time Slice.

Como se puede observar de la Figura 3.4, los flujos que considera el modelo ISSP para la recuperación de calor indirecta corresponden a C_1 y C_2 , pertenecientes al segundo *batch*, y los flujos de C_3 a C_8 y de H_1 a H_3 , que pertenecen al primer *batch*. Esta es la forma que propone el programa para integrar todos los flujos del proceso cervecero y así, alcanzar el potencial total de recuperación de calor que establece el modelo.

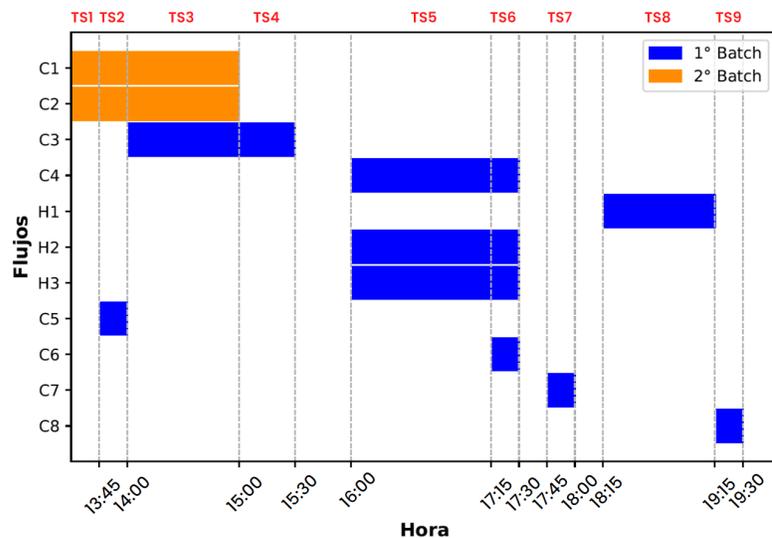


Figura 3.4: SROP caso base [Elaboración propia].

Con respecto al gráfico que se presenta la Figura 3.5, la superposición de la proyección horizontal de las curvas de los flujos calientes y fríos sobre el eje de las abscisas, entrega el potencial máximo de recuperación de calor indirecto que es posible alcanzar en el proceso. Su valor se presenta en la Tabla 3.8, distinguiendo un valor “Sincronizado” cuando existe una transferencia de energía entre flujos que ocurren al mismo tiempo, por lo que la carga y la descarga del estanque ocurre de manera sincronizada. En cambio, para el valor “Almacenado” es necesario almacenar la energía para cubrir el desfase en el tiempo entre los flujos involucrados.

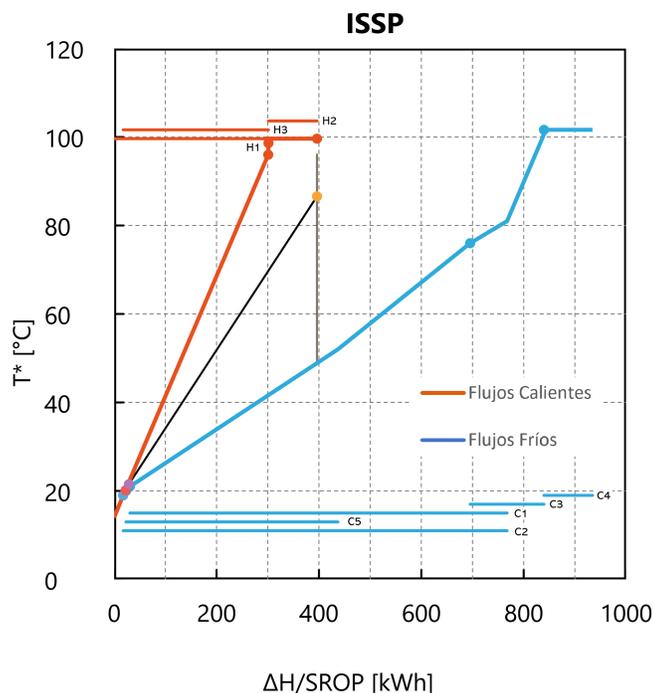


Figura 3.5: CC ISSP - Caso Base.

Tabla 3.8: Potencial máximo de recuperación de calor.

	Recuperación de calor [kWh]
Total	378.67
Almacenado	360.77
Sincronizado	17.90

A continuación se presenta la configuración propuesta por el programa para este caso. Como se puede observar de la Figura 3.6, el estanque presenta 4 niveles (86.6 - 21.5 - 20.2 - 19 °C) en donde el medio de almacenamiento circula desde un nivel a otro para permitir el intercambio de calor entre los flujos del proceso productivo y el almacenamiento térmico.

Según el método ISSP, este movimiento de fluido desde una capa a otra dentro del estanque se le denomina circuito o conexión intermedia. Por otra parte, se puede observar el flujo másico necesario que el programa establece para cumplir con la demanda energética del proceso.

En el lado izquierdo de la imagen se presentan los flujos calientes (H_1 , H_2 , H_3) los cuales suministran calor al sistema de almacenamiento. En cambio, en el lado derecho se tienen los flujos fríos (C_1 , C_2 , $C_{5-6-7-8}$) los cuales extraen energía del estanque. La transferencia de calor entre estos flujos y el medio de almacenamiento es realizada a través de un arreglo de intercambiadores de calor en paralelo. Cada intercambiador es representado por dos círculos, uno en el flujo y otro en el circuito intermedio, y una barra entre ambos. De la figura mencionada es posible observar que a medida que los flujos van pasando por estos intercambiadores

van alcanzando diferentes temperaturas o estados hasta llegar a la temperatura final que establece el programa. Por último, los círculos de color celeste en el caso de los flujos calientes o de color naranja para los flujos fríos, representan el calor que no es posible almacenar o entregar mediante la configuración propuesta, por lo que debe ser suministrado a través de las fuentes auxiliares de energía definidas en la sección 4.1.1, para así alcanzar las temperaturas requeridas por el proceso.

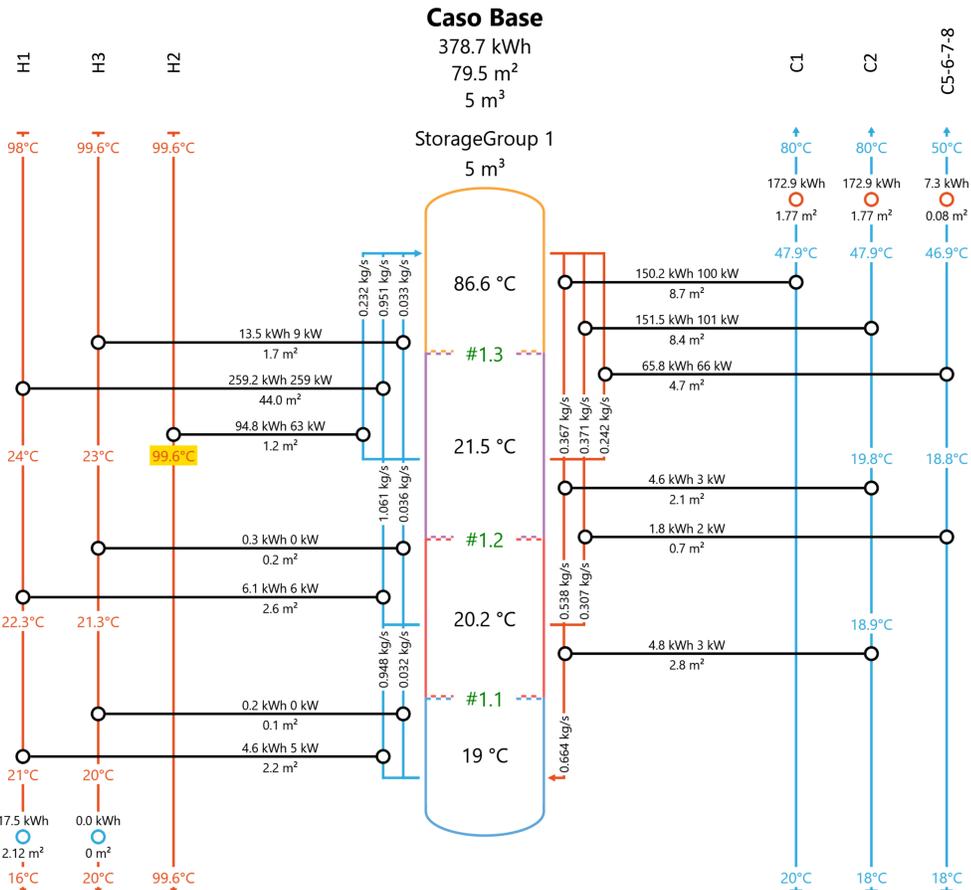


Figura 3.6: Estanque estratificado - Caso Base.

De la configuración propuesta por el programa a partir de la inclusión de todos los flujos en la recuperación de calor, se puede notar que el nivel inferior con el segundo y este último con el tercero se diferencian por 1.2 y 1.3 °C, respectivamente. Debido al carácter dinámico de la estratificación, en donde suele existir una pérdida de esta última debido a la mezcla entre capas durante la carga y descarga del estanque y, en menor medida, durante su período de stand-by o almacenamiento, sería inviable en la práctica mantener tales diferencias de temperatura. Se debe recalcar que las alternativas propuestas por el programa consideran estratificación ideal y cero pérdidas de calor al ambiente, por lo que bajo estos supuestos sería factible proponer tales temperaturas para la circulación del medio de almacenamiento.

Caso Modificado

Bajo los argumentos presentados en el párrafo anterior, se procede a excluir ciertos flujos de la recuperación de calor con la finalidad de reducir la complejidad en las conexiones del estanque.

En primer lugar, se debe mencionar que tanto C_3 como C_4 son excluidos automáticamente por el programa por estar fuera de la zona de recuperación de calor, como se muestra en la Figura 3.5. Por otro lado, se excluye H_3 dado su bajo porcentaje de participación en la recuperación de calor, que corresponde a un 3.7%. Además, no se considera el flujo correspondiente al agua de alimentación C_2 dado que es el punto al cual se quiere integrar energía solar térmica. El SROP resultante de tales exclusiones se presenta en el diagrama de la Figura 3.7. Por último, de manera adicional a las modificaciones mencionadas, la recuperación de calor se reduce en 3 kWh. Por lo tanto, la recuperación de calor disminuye de 378.67 a 357 kWh. Estas modificaciones se representan gráficamente a través de las nuevas curvas compuestas que genera el programa, observables a partir de la Figura 3.8.

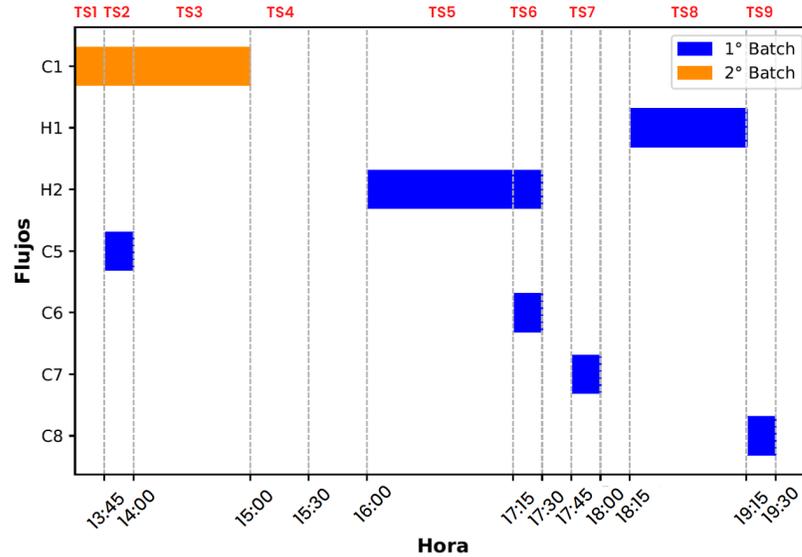


Figura 3.7: SROP caso modificado [Elaboración propia].

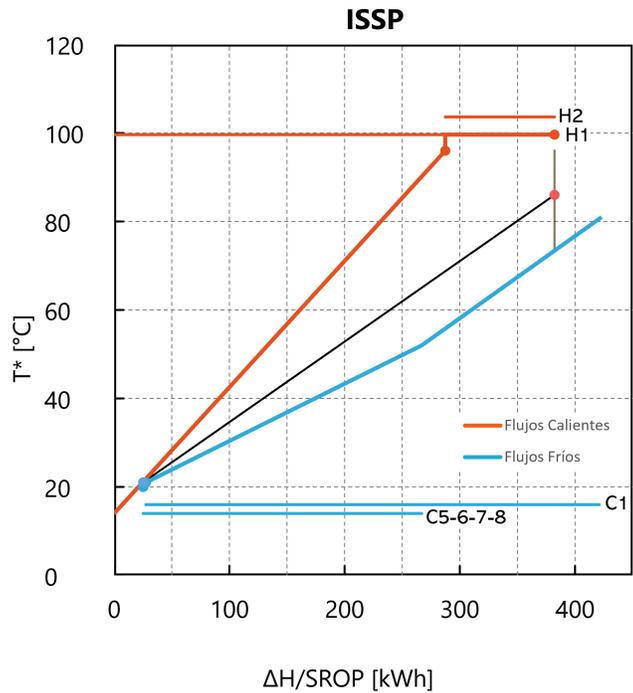


Figura 3.8: CC ISSP - Caso Modificado.

En la Figura 3.9 se puede observar el estanque resultante de las modificaciones mencionadas. La primera diferencia que se puede notar con respecto a la configuración anterior corresponde a la cantidad de niveles necesarios para que ocurra el ingreso o salida del medio de almacenamiento. Por otro lado, al disminuir la recuperación de calor en un 5.72%, el volumen del estanque se reduce de 4.95 a 4.23 m³. A continuación se presenta una tabla comparativa de estas y otras características entre ambos casos.

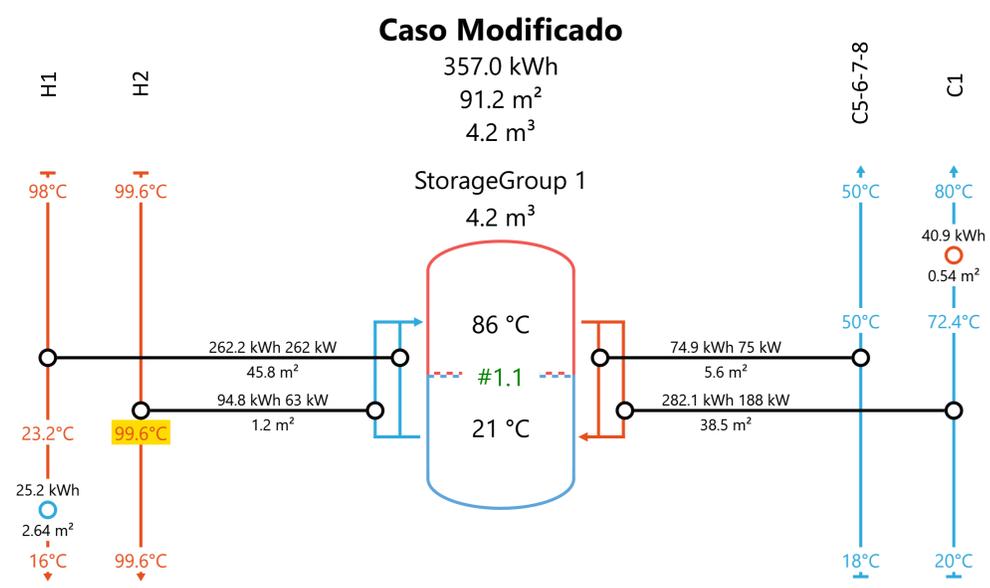


Figura 3.9: Estanque estratificado - Caso Modificado.

Tabla 3.9: Parámetros de cada configuración.

Caso	Nº Conexiones Intermedias	Nº Niveles	HR/a [MWh/a]	Volumen [m^3]	Nº HEX	Área Total HEX [m^2]
Base	3	4	94.66	4.96	13	79.5
Modificado	1	2	89.25	4.23	4	91.1

A partir de la Tabla 3.10 se puede notar de que, a pesar de aumentar el área necesaria para la transferencia de calor, el costo total del arreglo de intercambiadores disminuye. Esto último se explica a través de la representación gráfica en la Figura 3.10 de la ecuación 3.11, en donde se puede apreciar que la pendiente es mucho más pronunciada al comienzo, por lo tanto, el caso base al tener unidades de menor área pero en una mayor cantidad, presenta un costo total del arreglo de intercambiadores mayor que para el caso modificado.

Tabla 3.10: Comparativa en términos económicos de cada configuración.

Caso	Ahorro Eléctrico [USD/a]	Ahorro Térmico [USD/a]	C_{HS} [USD]	C_{HEX} [USD]	C_{Inv} Total [USD]	C_{Inv} Anualizado [USD/a]
Base	2246	18555	25489	77054	102549	26840
Modificado	2117	17493	23059	64135	88523	22727

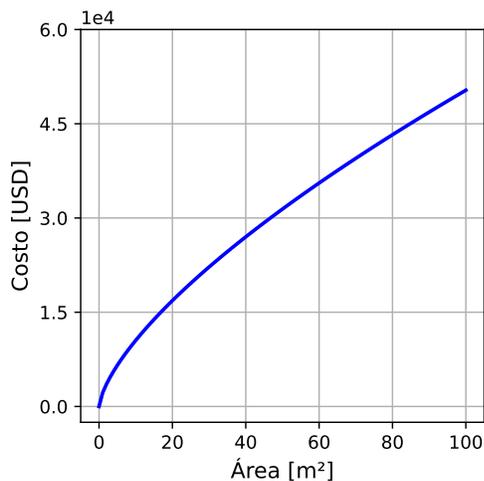


Figura 3.10: Costo de los intercambiadores de calor en función del área [Elaboración propia].

Además de aminorar la complejidad con respecto a las conexiones que presenta la configuración anterior, se puede observar de la Tabla 3.10 que el costo asociado a la inversión del sistema de almacenamiento se reduce. A pesar de que los ahorros tanto eléctricos como térmicos disminuyen debido a la reducción de la recuperación de calor, al considerar los costos totales (operacionales y de inversión), estos disminuyen dado que la reducción del costo de inversión es mayor a la disminución de los ahorros. Es importante mencionar que los ahorros energéticos son calculados en base al precio del GLP, ya que al comparar ambos casos para el

gas natural, se tiene una menor disminución de tales ahorros debido a que su costo específico es más bajo. Finalmente, se selecciona el caso modificado para la posterior implementación del modelo de optimización.

3.3. Modelo de Optimización

Una vez que se determina una configuración para el sistema de almacenamiento térmico con el software PinCH 3.2, se replica lo realizado por J. A. Stampfli et al. [20, 21] en donde se plantea un modelo de optimización con la finalidad de proveer soluciones de almacenamiento que maximicen la recuperación de calor para un volumen dado de estanque.

Dada la naturaleza intermitente de los procesos *batch*, existen breves períodos de tiempo en donde se requiere una gran cantidad de energía térmica, necesitando un tamaño considerable de almacenamiento térmico que permita cubrir el desfase entre los requerimientos energéticos del proceso. En el caso de las cerveceras de pequeña y mediana escala, la gran mayoría no cuentan o no están dispuestas a sacrificar parte del espacio dedicado a otros procesos a cambio de una disminución de sus costos energéticos. Es debido a esto último que se plantea un modelo que permita evaluar como evoluciona la recuperación de calor a medida que se reduce el volumen del estanque, generando un rango de alternativas para la elección del usuario.

El problema de optimización consiste en un modelo matemático de programación lineal, por lo que se utiliza el lenguaje algebraico de Pyomo (*Python Optimization Modelling*) [31]. Para su resolución, se considera el solver GLPK (*GNU Linear Programming Kit*) [32]. Ambos de código abierto. Este método es aplicable a dos tipos de estanques: estratificado y de volumen variable (FTVM). En el caso del estanque estratificado, la estructura que considera el modelo de optimización se muestra en la Figura 3.11.

Dentro de los subíndices que indexan las variables de la imagen, en primer lugar se tiene la letra s la cual representa los flujos que participan de la recuperación de calor. Además, a este subíndice se asigna la letra h si corresponden a flujos que suministran energía al estanque o con una c en el caso de requerir energía por parte de este último. Por otro lado, la letra k corresponde a los niveles del estanque (en el caso de ser estratificado) o de los estanques en sí (si se consideran unidades separadas de estanques de volumen variable). Por último, el subíndice l representa el segmento de tiempo en el cual ocurre el intercambio de energía.

Cada nivel o unidad k del estanque se designa como VSU_k (*Volume Storage Unit*, por sus siglas en inglés), en donde T_k corresponde a su temperatura y $M_{k,l}$ representa la cantidad de masa del medio de almacenamiento que presenta tal nivel en un período de tiempo l .

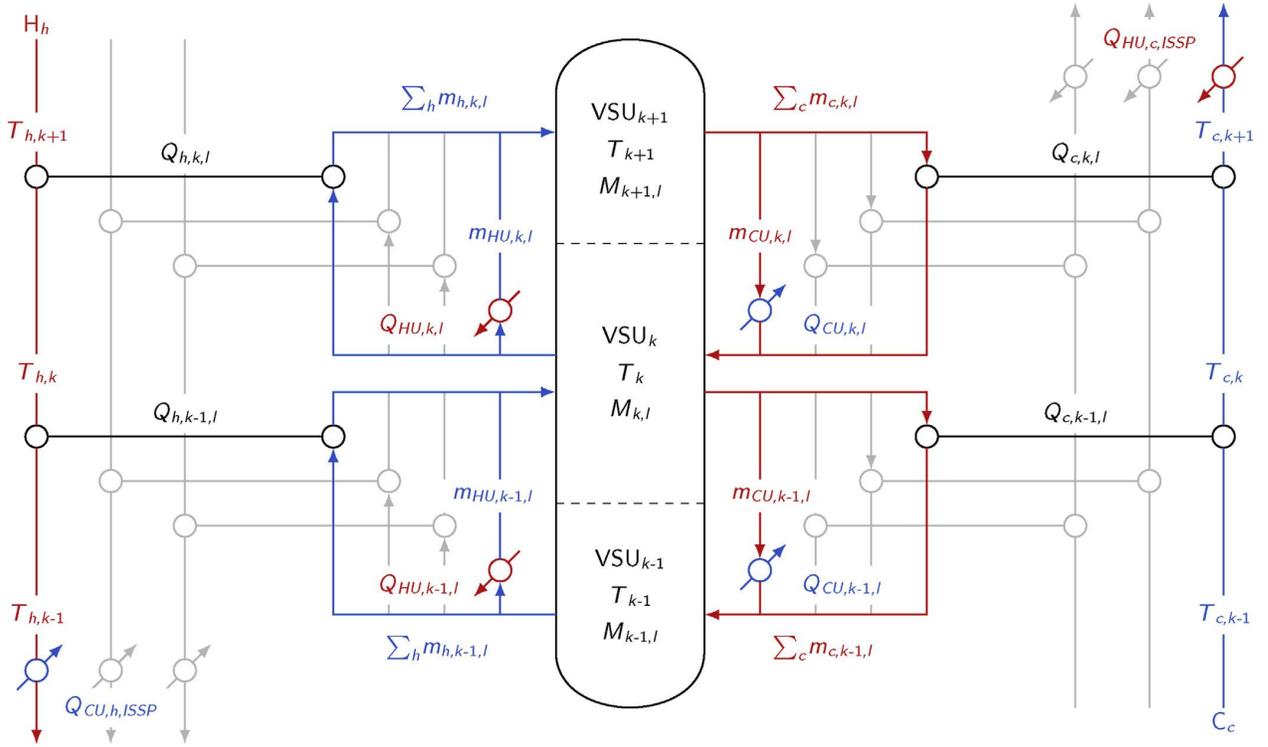


Figura 3.11: Estructura para el modelo de optimización en el caso de un estanco estratificado [20].

Como se puede observar, existen flujos que ingresan y salen de los diferentes niveles del estanco, en donde esta circulación del medio de almacenamiento se denomina conexión o circuito intermedio. Estas conexiones permiten el intercambio de calor $Q_{s,k,l}$ entre los flujos del proceso productivo y el medio de almacenamiento, siendo la masa de este último representada por $m_{s,k,l}$. Por último, las temperaturas de estos flujos antes y después de la transferencia de energía con el estanco vienen representados por $T_{s,k}$.

Los flujos del proceso productivo que participan de la recuperación de calor vienen representados por H_h y C_c , uno a cada lado del estanco según la Figura 3.11. Los primeros, los cuales se encuentran en el sector izquierdo de la imagen, son considerados como la carga del estanco dado que transfieren energía al medio de almacenamiento que se dirige a un nivel de mayor temperatura. En cambio, los flujos pertenecientes al lado derecho corresponden a la descarga del estanco dado que reciben el calor a través del movimiento de fluido desde un nivel de mayor temperatura a uno menor. Ambos procesos permiten que los flujos del proceso productivo puedan alcanzar su temperatura o estado final.

Para el estanco de volumen variable, las definiciones utilizadas para el caso estratificado son válidas a excepción de que los VSU_k ahora corresponden a unidades separadas que presentan una temperatura T_k fija. La estructura que considera el modelo de optimización para este tipo de estanco se presenta en la Figura 3.12.

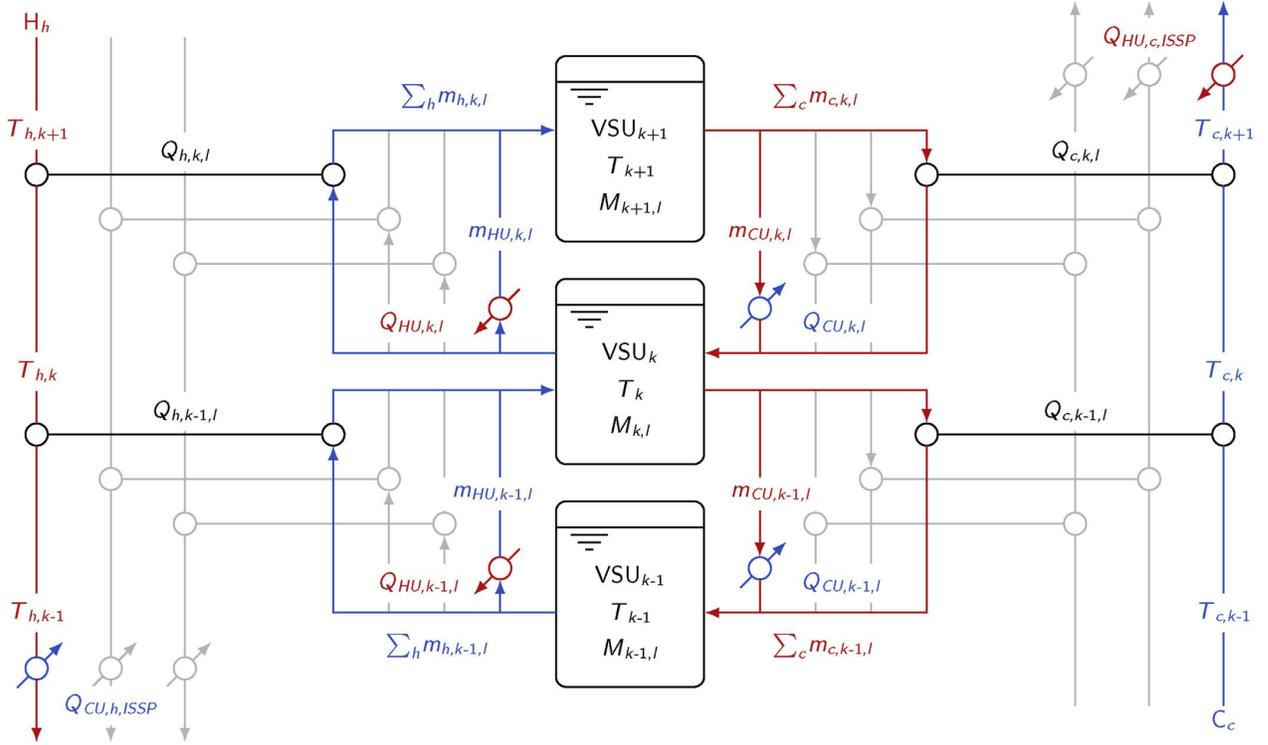


Figura 3.12: Estructura para el modelo de optimización en el caso de un estanque de volumen variable [20].

3.3.1. Parámetros

El método que se presenta en esta sección requiere de ciertos parámetros del estanque de almacenamiento definidos previamente por el modelo ISSP en el análisis *análisis Pinch*. Éstos se detallan a continuación:

- Temperaturas T_k [K] de cada unidad o nivel del estanque.
- Temperaturas de los flujos $T_{s,k}$ [K] antes y después de interactuar con el estanque.
- Propiedades termofísicas como el calor específico c_p [kJ/kg K], coeficiente de transferencia de calor o de película h [W/m² K] y la densidad ρ [kg/m³], tanto para los flujos del proceso productivo como del medio de almacenamiento.
- Calor $Q_{s,k,l}$ [kJ] suministrado o requerido por los flujos del proceso.
- Volumen del estanque de almacenamiento V_{tot} [m³] según el nivel de recuperación de calor definido por el método ISSP.
- Volumen máximo $V_{max,k}$ [m³] que alcanza cada nivel del estanque durante su operación.

A partir de estos parámetros es posible obtener la masa del medio de almacenamiento $m_{s,k,l}$ que circula por las conexiones intermedias.

$$m_{s,k,l} = \frac{Q_{s,k,l}}{c_{p,sm} \cdot (T_{k+1} - T_k)} \quad (3.16)$$

Con $c_{p,sm}$ el calor específico del medio de almacenamiento. Se debe mencionar que si el flujo participa en la carga del estanque, el subíndice k corresponde al nivel desde donde sale esta cantidad. Por el contrario, si se requiere para la descarga, el subíndice k representa el nivel de llegada de este flujo.

3.3.2. Variables de decisión

Las variables que se determinan una vez resuelto el modelo se especifican a continuación:

- $M_{k,l}$: Cantidad en kg. presente en un nivel o unidad k del estanque para un período de tiempo l . Esta variable cambia a medida que el estanque se carga o descarga.
- $m_{CU,k,l}$ ⁸: Cantidad en kg. que es necesaria para realizar el balance másico del estanque cuando sea requerido. Este flujo de masa es dirigido desde un nivel k a uno inferior $k-1$, transfiriendo calor $Q_{CU,k,l}$ a una fuente auxiliar que permita enfriar este flujo en un segmento de tiempo l .
- $m_{HU,k,l}$ ⁹: Cantidad en kg. que es necesaria para realizar el balance másico del estanque cuando sea requerido. Para este caso, esta cantidad es dirigida desde un nivel k a uno superior $k+1$, recibiendo calor $Q_{HU,k,l}$ desde un suministro de energía térmica que permita calentar el flujo en un período de tiempo l .

Las variables mencionadas se pueden observar gráficamente, bajo la misma notación, en las Figuras 3.11 y 3.12.

3.3.3. Función objetivo

El objetivo del presente modelo corresponde a maximizar la recuperación de calor (RC) para un volumen dado de estanque. Esta función puede ser optimizada por cualquiera de las dos expresiones que se muestran a continuación (ambas entregan el mismo resultado):

$$\max. RC = \sum_h \sum_l \sum_k Q_{h,k,l} - \sum_k \sum_l Q_{CU,k,l} \quad (3.17)$$

$$\max. RC = \sum_c \sum_l \sum_k Q_{c,k,l} - \sum_k \sum_l Q_{HU,k,l} \quad (3.18)$$

La ecuación 4.16 permite calcular el valor de $Q_{HU,k,l}$ y $Q_{CU,k,l}$. Además, permite reemplazar ambas variables en la función objetivo para que esta última quede en términos de las variables de decisión $m_{HU,k,l}$ y $m_{CU,k,l}$.

⁸ CU: Cooling Utility.

⁹ HU: Heating Utility.

$$Q_{HU/CU,k,l} = m_{HU/CU,k,l} \cdot c_{p,sm} \cdot (T_{k+1} - T_k) \quad (3.19)$$

Dado que las variables $Q_{h,k,l}$ y $Q_{c,k,l}$ son definidas previamente por el modelo ISSP en el programa PinCH, lo que se maximiza en el problema es el término a la derecha que está restando a las variables mencionadas. Según la relación $\max(-x) = \min(x)$, lo que se busca en realidad es minimizar la energía intercambiada por los flujos requeridos para el balance másico en el sistema de almacenamiento térmico. Sin embargo, la variable de interés es la recuperación de calor por lo que se debe considerar el término a la izquierda de la expresión.

3.3.4. Restricciones

Para el caso de **estanque estratificado**, las variables de decisión se encuentran limitadas por 4 tipos de restricciones.

1. Balance másico

Se establece un balance de masa sobre cada nivel k del estanque entre un período l y $l+1$. Esta restricción depende del nivel que se esté considerando.

- **Para $k = 1$ (Nivel inferior):**

$$M_{k,l+1} = M_{k,l} - \sum_h m_{h,k,l+1} + \sum_c m_{c,k,l+1} - m_{HU,k,l+1} + m_{CU,k,l+1} \quad \forall l = 0, \dots, L-1 \quad (3.20)$$

- **Para $k = [2, \dots, N-1]$ (Niveles intermedios):**

$$M_{k,l+1} = M_{k,l} + \sum_h m_{h,k-1,l+1} - \sum_h m_{h,k,l+1} - \sum_c m_{c,k-1,l+1} + \sum_c m_{c,k,l+1} \quad (3.21)$$

$$+ m_{hu_{k-1,l+1}} - m_{hu_{k,l+1}} - m_{cu_{k-1,l+1}} + m_{cu_{k,l+1}} \quad \forall l = 0, \dots, L-1$$

- **Para $k = N$ (Nivel superior):**

$$M_{k,l+1} = M_{k,l} + \sum_h m_{h,k,l+1} - \sum_c m_{c,k,l+1} + m_{hu_{k,l+1}} - m_{cu_{k,l+1}} \quad \forall l = 0, \dots, L-1 \quad (3.22)$$

2. Cíclica

Dada la naturaleza cíclica inherente de un proceso *batch*, la cantidad de masa presente en un nivel k para un tiempo inicial $l = 0$ debe ser la misma al finalizar el ciclo en $l = L$.

$$M_{k,0} = M_{k,L} \quad \forall k = 1, \dots, N \quad (3.23)$$

3. Volumen máximo

La cantidad de volumen (o de masa) de un nivel k en un período de tiempo l , se limita por el volumen máximo que alcanzan los niveles del estanque en la configuración establecida por el programa PinCH.

$$M_{k,l} \leq M_{k,max} \quad \forall k = 1, \dots, N; \quad \forall l = 0, \dots, L \quad (3.24)$$

Se debe mencionar que al definir las variables de decisión en el modelo escrito en Pyomo, se ha establecido que su dominio corresponde a los reales positivos (incluido el 0), por lo que no es necesario considerar el límite inferior en esta restricción.

4. Volumen inicial

Dado que el contenido del estanque se encuentra repartido entre sus diferentes niveles, la siguiente restricción establece que la suma del volumen de cada nivel k para el tiempo inicial $l = 0$ debe ser igual al volumen total (o cantidad de masa total M_{tot}) del estanque definido previamente por el programa.

$$\sum_k M_{k,0} = M_{tot} \quad (3.25)$$

En el caso del **estanque de volumen variable** se mantienen las dos primeras restricciones, pero se reemplazan (3) y (4) por una que indica que la suma del volumen presente en cada unidad o estanque k en un segmento de tiempo l , debe ser igual al volumen total del medio de almacenamiento que se transfiere desde un estanque a otro. Este último corresponde a un parámetro que se extrae del modelo ISSP durante la aplicación del análisis *PinCH*.

$$\sum_k M_{k,l} = M_{tot} \quad \forall l = 0, \dots, L \quad (3.26)$$

3.3.5. Reducción del volumen

Además de maximizar la recuperación de calor para el volumen de estanque que propone el programa PinCH 3.2, se pretende observar como evoluciona la recuperación de calor a medida que se reduce el volumen.

Para ello, se considera un factor z que limita el volumen total como los volúmenes máximos de cada nivel. Este factor multiplica a M_{tot} en la ecuación 3.25 y 3.26, y a $M_{k,max}$ en la ecuación 3.24. El rango de este coeficiente es de 0 a 1, reduciéndose en función del número de iteraciones de la siguiente manera:

$$z_i = 1 - i/N \quad \forall i = 0, \dots, N \quad (3.27)$$

Siendo $N+1$ igual a la cantidad de iteraciones que define el usuario e i la iteración actual. Para cada iteración en donde se reduce el volumen, se obtiene un valor optimizado para la recuperación de calor.

3.3.6. Recuperación de calor en función del volumen

A partir de la Figura 3.13 se puede observar el comportamiento de la recuperación de calor RC a medida que disminuye el volumen. Para un valor de recuperación de 357 kWh, el volumen disminuye en un 0.24 %, por lo que según este modelo, el volumen que entrega el programa para este caso está muy cercano a su óptimo.

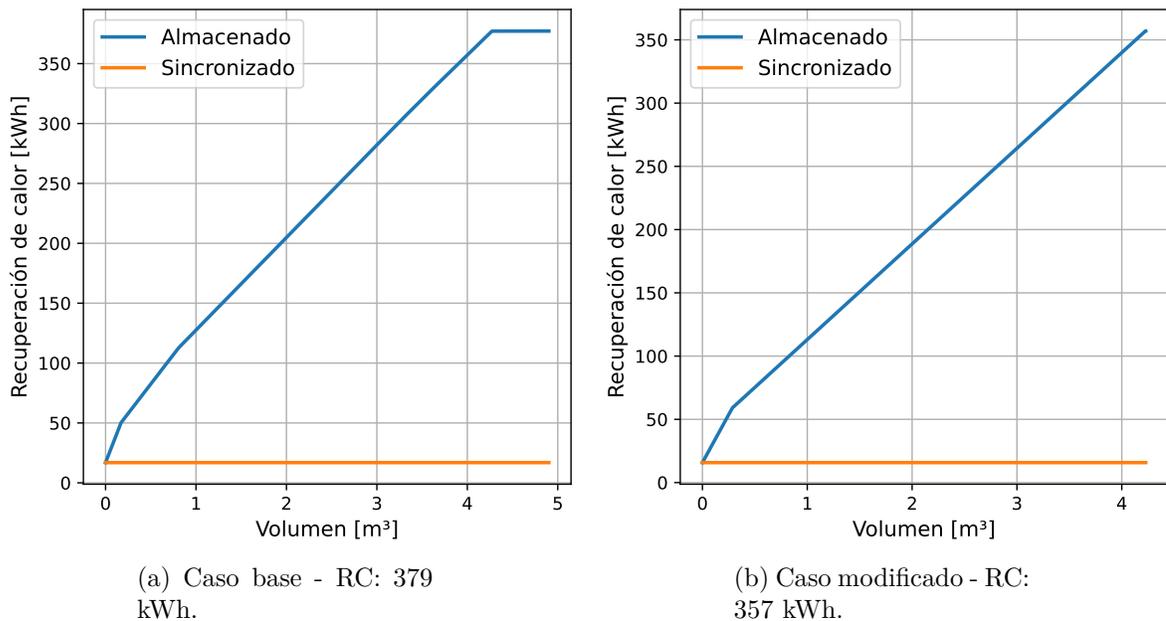


Figura 3.13: Comportamiento de la recuperación de calor en función del volumen de estanque [Elaboración propia].

A modo de presentar un ejemplo para el cual existe una disminución significativa del volumen, se considera el caso base utilizado en la sección anterior. Como se puede notar de la Figura 3.13.b, un nivel de recuperación de calor de 379 kWh puede ser alcanzado por un volumen 4.27 m^3 a comparación del volumen propuesto por el programa, el cual corresponde a 4.95 m^3 . Esto último representa una disminución del 13.74 %.

Un aspecto a considerar corresponde al cambio de pendiente que presentan ambos gráficos a medida que disminuye el volumen. Se puede observar de la Figura 3.13.b que el cambio de pendiente se presenta en 112 y 51 kWh. Por su parte, el gráfico de la Figura 3.13.a lo presenta en 59 kWh. Estos cambios representan un aumento de la tasa de disminución de la recuperación de calor a medida que se reduce el volumen. A partir de esto último, se recomienda elegir un nivel de recuperación que esté por sobre los puntos mencionados, dado que por debajo de los mismos existe un decrecimiento más abrupto de la recuperación de calor,

lo que provoca una mayor reducción de los ahorros de energía.

Se debe recordar que la curva de color naranja representa la cantidad de energía que puede ser extraída y suministrada de manera sincronizada. Para el caso base y el modificado corresponde a un valor de 17.9 y 15.8 kWh, respectivamente.

Si bien no existe una disminución importante del volumen para el caso que se está analizando, se destaca que el modelo provee de una herramienta capaz de calcular el volumen necesario de estanque para una serie de niveles de recuperación de calor. A partir de esto último, se genera una secuencia de configuraciones en función del porcentaje de recuperación de calor con respecto al caso modificado.

Como se puede observar de la Tabla 3.11, los niveles de recuperación alcanzados por la reducción desde el caso de 357 kWh (1) no corresponden a las soluciones más óptimas desde el punto de vista económico. Por lo tanto, primero se reduce el nivel de recuperación en el software PinCH generando las diferentes soluciones de almacenamiento (2), para luego ser ingresadas en el modelo de optimización y obtener los volúmenes mínimos asociados a cada nivel de recuperación. Las soluciones generadas por el programa se pueden observar en el Anexo A.

Tabla 3.11: Volumen e inversión para las soluciones de almacenamiento.

RC [kWh]	Volumen de estanque [m^3] (1)	Inversión total [USD] (1)	Volumen de estanque [m^3] (2)	Inversión total [USD] (2)
357	4.22	88199	4.22	88199
339	3.99	82421	4.11	71468
321	3.75	77552	3.86	63387
304	3.53	73585	3.75	57038
286	3.29	67518	3.61	52086
268	3.05	62285	3.47	48052
250	2.81	57588	3.26	44509
232	2.58	53189	2.96	41175
214	2.34	48946	2.68	38048

Se debe mencionar que la validación del modelo de optimización y la aplicación del software PinCH 3.2 se encuentran en el Anexo B.

El dimensionamiento realizado en las dos primeras etapas de la metodología permiten simular la operación de cada configuración y evaluar su comportamiento bajo tres ejes: energético, económico y medioambiental. Esto se describe en el siguiente apartado.

3.4. Simulación numérica

La principal limitante que presenta el análisis *Pinch* es que considera estratificación perfecta en el estanque, es decir, que no existe mezcla debido a convección natural o conducción entre las diferentes capas o niveles. Además, el método no considera pérdidas de energía al ambiente. Ambas simplificaciones permiten que las temperaturas de ingreso o la salida del medio de almacenamiento se mantengan invariantes durante su operación. Esto representa un caso ideal y en la práctica las temperaturas establecidas por el modelo ISSP pueden llegar a no ser alcanzadas por los flujos del proceso productivo.

Para tener en cuenta las limitaciones mencionadas, se genera un esquema en TRNSYS18 basado en la Figura 3.9. El modelo a utilizar contempla en su parte central un estanque estratificado, teniendo en su lado izquierdo el circuito de carga y por el lado derecho el de descarga, ambos conectados a la temperatura superior e inferior del estanque. El circuito de carga es conformado por un intercambiador y un condensador, en donde el primero extrae el calor residual proveniente del flujo que se dirige desde el Whirlpool a los tanques fermentadores, mientras que el segundo recibe la energía que desprende la condensación del mosto. Por otro lado, el circuito de descarga lo integran dos intercambiadores que suministran energía para el precalentamiento del agua proveniente del proceso de osmosis y para calentar el agua requerida para la limpieza de los equipos. Se debe mencionar que ambos circuitos cuentan con bombas y sus respectivos sistemas de control, los cuales permiten extraer el agua del estanque a los horarios definidos por las demandas del proceso según SROP. La Figura 3.14 presenta el esquema a utilizar en el programa.

En las secciones siguientes se describen con mayor detalle los *Types* que permiten simular la operación anual del sistema de almacenamiento térmico. Además, se muestra cómo es que se obtienen los principales parámetros y variables de entrada de los componentes del esquema de la Figura 3.11. Se debe mencionar que para no extender este apartado, los cálculos son realizados para el caso de 357 kWh. Sin embargo, los valores obtenidos para los demás niveles de recuperación de calor se presentan en el Anexo C.

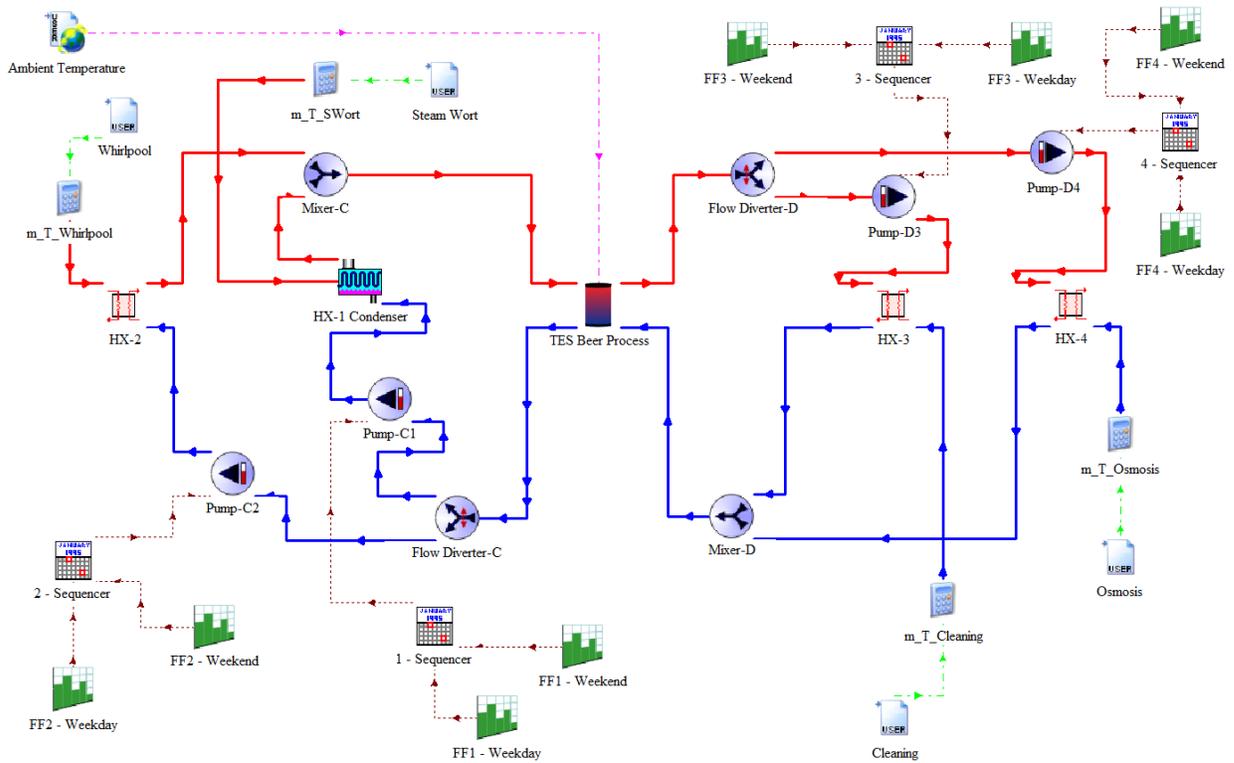


Figura 3.14: Esquema para el sistema de almacenamiento térmico en TRNSYS.

Paso de tiempo (*Timestep*)

Antes de comenzar a simular con el programa, se realiza un análisis de sensibilidad con la finalidad de identificar un *timestep* adecuado en términos del recurso computacional y la precisión de los resultados.

Para realizar este análisis, se evalúa la influencia del paso de tiempo en la energía entregada desde y hacia el estanque. Para ello, se calcula la energía anual [MWh/a] transferida durante los procesos de carga y descarga para 5 *timesteps* diferentes (1, 5, 15, 30 y 60 min.).

Como se puede examinar a partir de la Figura 3.15, los resultados presentan diferencias significativas en los primeros pasos de tiempo, comenzando a converger a partir de un *timestep* de 15 min. El paso de tiempo de 5 min. presenta una desviación porcentual, con respecto al *timestep* de mayor precisión (1 min.), de 1.83 y 1.88 % para los procesos de carga y descarga, respectivamente. Tales diferencias se encuentran dentro de un rango aceptable de precisión (< 5%), por lo que se opta por el *timestep* mencionado.

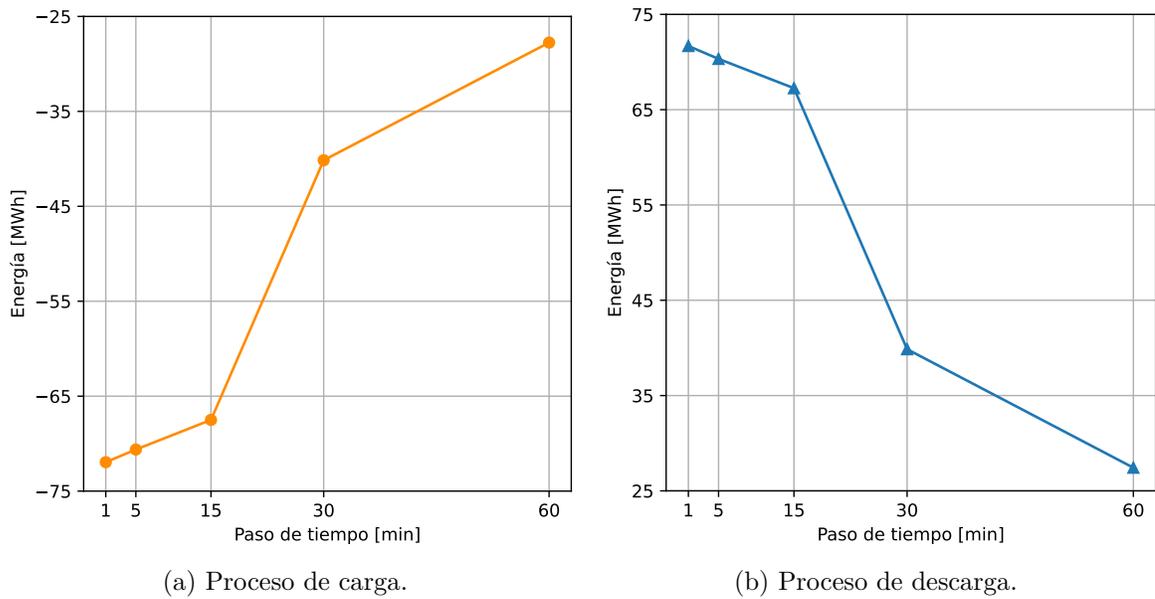


Figura 3.15: Energía transferida durante el proceso de carga (a) y descarga (b) del estanque en función del paso de tiempo [Elaboración propia].

3.4.1. Demandas del proceso

En este apartado se presenta el flujo másico y la temperatura inicial de los flujos involucrados en la recuperación de calor. Los flujos másicos [kg/h] se encuentran definidos para ciertas horas del día según lo establecido por el SROP resultante del análisis Pinch. La Figura 3.16 presenta de manera gráfica el tiempo inicial y final de estas demandas.

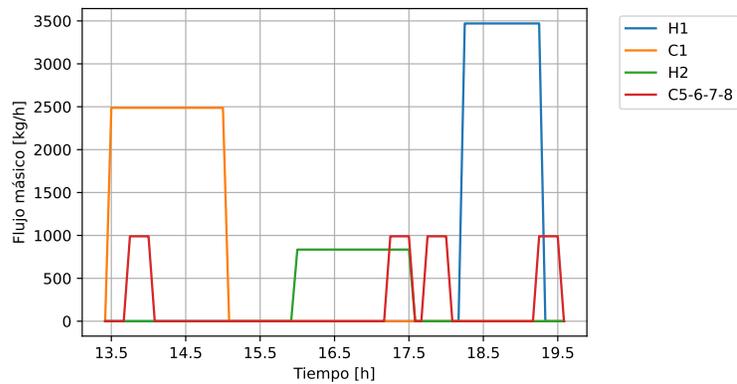


Figura 3.16: Flujos másicos en función del horario de producción [Elaboración propia].

Para definir el horario de estos flujos en TRNSYS se utiliza el *Type 9e*, el cual permite leer diferentes formatos de archivos y hace que la información esté disponible para todos los componentes del esquema. En particular, esta información corresponde al flujo másico de una de las entradas de los intercambiadores presentes en el modelo, como se puede observar de la Figura 3.14. Además de establecer el flujo másico, es posible definir la temperatura de

entrada de estos flujos a los equipos mencionados. Las temperaturas iniciales de cada flujo se presentan en la Tabla 3.12.

Tabla 3.12: Temperaturas iniciales de cada flujo.

Flujo	Nombre <i>Type 9e</i>	Temperatura inicial [°C]
Agua de osmosis (C_1)	Osmosis	20
Agua para limpieza ($C_{5-6-7-8}$)	Cleaning	18
Mosto hacia estanques fermentadores (H_1)	Whirlpool	98
Mosto en forma de vapor (H_2)	Steam Wort ^a	100 (x=1)

^a Wort: Mosto (*en inglés*)

3.4.2. Estanque estratificado

El estanque de almacenamiento térmico es el componente central del esquema presentado en TRNSYS, el cual permite suministrar y extraer energía de los flujos en los diferentes horarios en la que éstos participan en el proceso de elaboración de la cerveza. En base a lo expuesto en las primeras etapas del presente trabajo, se utiliza el *Type 158* para modelar un estanque estratificado de volumen constante, de geometría cilíndrica y configuración vertical. Para observar la estratificación, el contenido del estanque se divide en nodos isotérmicos y de volumen constante, en donde cada uno de éstos interactúa térmicamente con su nodo superior e inferior a través de dos mecanismos: conducción y movimiento del fluido. Este último se debe al movimiento forzado del contenido del estanque debido al flujo de entrada y, por otro lado, a la mezcla entre niveles debido a la inversión de la temperatura durante su operación.

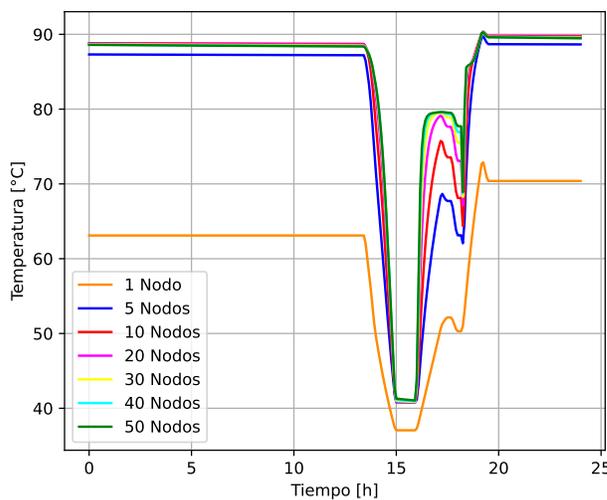
Uno de los parámetros a ingresar en el programa corresponde al número de nodos, en donde si su cantidad aumenta, la precisión con respecto a la distribución de temperaturas al interior del estanque también aumentará. Sin embargo, una mayor precisión implica un mayor consumo del recurso computacional al momento de procesar los resultados. Por lo tanto, se realiza un análisis de sensibilidad con respecto al caso de mayor precisión en el programa que corresponde a un número de 50 nodos, evaluando el intercambio de energía durante la carga y la descarga como la temperatura superior e inferior en el estanque.

Como se puede observar de la Tabla 3.13, el análisis comienza con un solo nodo (estanque completamente mezclado) hasta alcanzar el caso de mayor precisión que corresponde a 50 nodos, siendo este último el punto de comparación para el cálculo del error porcentual en cada caso. Si bien, a partir de los 15 nodos ambos errores absolutos se encuentran por debajo del 5 %, que se considera un rango aceptable, para el sistema de almacenamiento en estudio se exige un poco más de precisión, por lo que se elige una cantidad de nodos igual a 35, presentando un error <0.5 % para el proceso de carga y descarga del estanque.

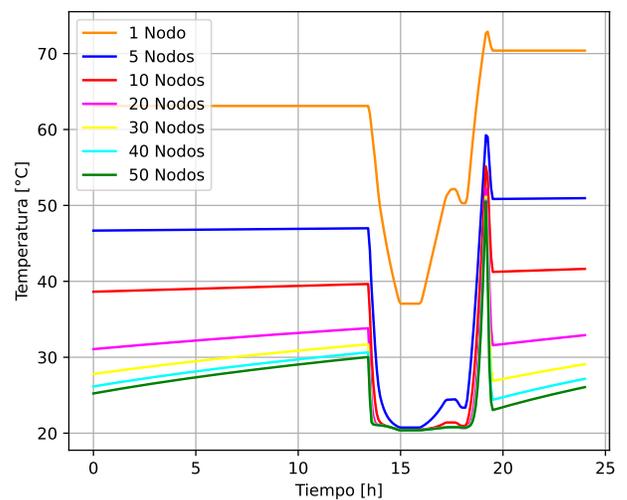
Tabla 3.13: Intercambio de energía durante el proceso de carga y descarga, y su error con respecto a un n° de nodos = 50.

N° Nodos	Carga [kWh]	Error (%)	Descarga [kWh]	Error (%)
1	-197.09	35.62	161.25	45.98
3	-250.62	18.14	230.75	22.70
5	-268.99	5.99	253.83	14.97
10	-287.81	3.39	276.82	7.27
15	-295.75	2.01	286.27	4.10
20	-299.99	1.19	291.30	2.42
25	-302.49	0.69	294.24	1.43
30	-304.04	0.37	296.06	0.82
35	-305.01	0.18	297.18	0.44
40	-305.61	0.11	297.89	0.21
45	-305.96	0.06	298.29	0.07
50	-306.15	0.00	298.51	0.00

Esta elección se puede corroborar de manera cualitativa al observar los gráficos que se muestran en las Figuras 3.17, en donde se presenta la evolución de las temperaturas superior e inferior a lo largo de un día de operación para cada configuración. A pesar de no mostrar la curva correspondiente a los 35 nodos, un caso de mayor error porcentual como el de 30 nodos, ya presenta una leve desviación (casi imperceptible durante el período de carga/descarga del estanque) con respecto al caso de 50 nodos. Finalmente, este análisis de sensibilidad permite obtener una solución compromiso entre precisión y gasto computacional al exportar los resultados a otros programas complementarios.



(a) Temperatura superior.



(b) Temperatura inferior.

Figura 3.17: Temperatura superior (a) e inferior (b) en función del tiempo y del n° de nodos [Elaboración propia].

Los parámetros utilizados para modelar este componente se presentan en la Tabla 3.14. Como la temperatura del agua al interior del estanque oscila entre 20 y 90 °C aproximadamente, sus propiedades son evaluadas según el promedio entre ambas temperaturas, que corresponde a 55 °C. Para el calor específico se considera un valor igual a 4.19 kJ/kgK [33], una conductividad térmica de 2.29 kJ/hmK [34] y una densidad de 986 kg/m³ [35].

Para determinar la altura del estanque se utiliza la relación de aspecto (*aspect ratio*), que corresponde a un parámetro de diseño que se obtiene de la razón entre su altura (L) y su diámetro (D). Estudios numéricos como experimentales [36, 37] muestran que para la misma configuración de carga y descarga, una mayor relación de aspecto permite una mayor estratificación en el estanque, sin embargo, los cambios en esta última llegan a ser mínimos a partir de una relación L/D de 2. Además, si se incrementa la relación de aspecto, el área de las paredes del estanque también aumenta. Como las pérdidas de calor al ambiente aumentan con la superficie de estanque, una mayor relación de aspecto requiere de un mayor grado de aislación, lo que se traduce en un mayor costo del equipo. Por lo tanto, se utiliza una relación de aspecto L/D igual a 2 para obtener la altura de las soluciones de almacenamiento térmico que se consideran en este estudio.

Tabla 3.14: Parámetros *Type* 158 - estanque estratificado.

Parámetro	Valor	Unidades
Volumen	4.22	m ³
Altura	2.78	m
Nº de nodos	35	-
Calor específico	4.19	kJ/kg K
Conductividad térmica	2.29	kJ/hr m K
Densidad	986	kg/m ³
Fracción de la altura para la entrada 1	1	-
Fracción de la altura para la salida 1	0	-
Fracción de la altura para la entrada 2	0	-
Fracción de la altura para la salida 2	1	-
Nº de termoestatos	0	-
Nº de entradas auxiliares de calor	0	-

Además de estos valores, es posible agregar coeficientes de pérdida de energía al ambiente para la parte superior, inferior y lateral del estanque. Estos coeficientes no son agregados a la tabla mencionada, dado que posteriormente se analizará cómo afectan estos valores a la estratificación del mismo y, en consecuencia, a la recuperación de calor en los flujos involucrados.

En relación a las pérdidas que se mencionan en el párrafo anterior, se debe ingresar la temperatura ambiental a la que va a estar sometido el estanque durante un año de operación. Para ello, se utiliza el *Type* 99 que permite leer datos meteorológicos a partir de un formato predefinido por el usuario. Por lo tanto, se emplea el *Typical Meteorological Year* (TMY), archivo que reúne las condiciones climatológicas promedio para una ubicación específica, estructuradas de manera horaria para un período de un año. Para este caso, la localidad de la

cervecería en estudio corresponde a la comuna de Vicuña, IV región, Chile. Se debe señalar que el archivo mencionado es descargado del Explorador Solar, herramienta desarrollada por el departamento de Geofísica de la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas de la Universidad de Chile [38].

Por último, en el apartado de *Derivative* del componente se debe indicar cual es la temperatura del estanque al inicio del período de operación. Considerando que para este lugar en particular, la temperatura máxima y mínima promedio para el mes de Enero corresponde a 25 y 16 °C, respectivamente, se considera una temperatura inicial igual a 21 °C.

3.4.3. Intercambiadores de calor

Equipos que permiten la transferencia de calor entre los flujos del proceso cervecero y el medio de almacenamiento. Los intercambiadores a considerar son de tipo indirecto, ya que los fluidos involucrados no se mezclan. Por lo tanto, la transferencia de energía es a través de convección y conducción mediante una superficie que separa ambos flujos.

Para llevar a cabo la simulación, se consideran dos tipos de intercambiadores: el primero corresponde a un condensador presente en el circuito de carga y designado en el esquema como “HX-1 *Condenser*”. Al conocer la presión a la cual ocurre la condensación, este equipo permite aprovechar el calor latente de vaporización que desprende el mosto en forma de vapor con la finalidad de transferir esta energía al medio de almacenamiento. Para modelar este equipo, se utiliza el *Type 598* proveniente de la *TESS Library*. Los parámetros asociados a este componente se presentan en la Tabla 3.15.

Tabla 3.15: Parámetros *Type 598* - condensador.

Parámetro	Valor	Unidades
Diferencia de temperatura <i>Pinch</i>	2	°C
Calor específico medio de almacenamiento	4.19	kJ/kg K
Calor específico mosto condensado	4.19	kJ/kg K
Presión mínima de condensación	1	bar
Grados de sub-enfriamiento	0	°C
Configuración ^a	1	-

^a 1: Contraflujo, 2: Flujo paralelo.

Uno de los parámetros del *Type 598* corresponde a la diferencia de temperatura *Pinch* que, para este caso, se utiliza el valor calculado en la sección 3.2.5. Por otro lado, para la presión mínima de condensación, se considera la misma con la que está presurizado el proceso cervecero en estudio, que corresponde a 1 bar. Por último, dado que sólo se quiere condensar el flujo y no enfriarlo, se considera 0 °C de sub-enfriamiento.

El segundo tipo de intercambiador corresponde a uno de calor sensible, representado en la simulación a través del *Type 5b*. Estos equipos se encuentran tanto en el circuito de carga como de descarga y se denominan “HX-2”, “HX-3” y “HX-4”. A partir de la Tabla 3.16 se

pueden observar los parámetros que diferencian a cada intercambiador, en donde $c_{p,s}$ corresponde al calor específico de los flujos del proceso cervecero. Por otro lado, el coeficiente de transferencia de calor ponderado por el área UA , corresponde a un valor de entrada para este componente y, resulta de la multiplicación de las áreas obtenidas a través del análisis *Pinch* y el coeficiente global de transferencia U , siendo este último obtenido a través de la expresión 2.11, despreciando la resistencia interna de las paredes del intercambiador. Se debe recalcar que para este *Type*, los parámetros que se deben ingresar corresponden al calor específico del medio de almacenamiento y los flujos del proceso productivo, además de la configuración del intercambiador que presenta un valor de 2 para flujos a contracorriente.

Tabla 3.16: Parámetros y valores de entrada de cada intercambiador.

Intercambiador	$c_{p,s}$ [kJ/kg K]	Área [m^2]	UA [kJ/hr K]
HX-2	4.207	45.8	164880
HX-3	4.216	5.6	20160
HX-4	4.213	38.5	138600

Dado que lo que se busca es conocer las temperaturas de salida de los fluidos, el método a utilizar por TRNSYS en el *Type* 5b corresponde al método de la efectividad-NTU.

En primer lugar, se debe obtener la razón de capacidad calorífica C_p para los flujos del proceso cervecero y el medio de almacenamiento, según la expresión 3.1. Una vez que se obtienen estos valores, se debe determinar el mínimo C_{min} y el máximo C_{max} para cada intercambiador.

El mínimo y el máximo de la razón de capacidad calorífica se dividen para hallar la relación de capacidades c , de acuerdo a la ecuación 2.7. Por otro lado, el coeficiente de transferencia de calor ponderado por el área UA se divide por C_{min} para obtener el número de unidades de transferencia NTU , según la relación 2.8. Ambas cantidades adimensionales permiten calcular la efectividad de la transferencia de calor ϵ , a través de la expresión 2.6 definida para un equipo de doble tubo y a contraflujo. La Tabla 3.17 reúne los valores obtenidos, siendo ϵ necesario para calcular las temperaturas de salida.

Tabla 3.17: NTU, c y efectividad de cada intercambiador.

Intercambiador	c	NTU	ϵ
HX-2	0.87	13.08	0.97
HX-3	0.49	4.86	0.96
HX-4	0.81	13.30	0.98

Finalmente, la expresión que utiliza el programa para calcular las temperaturas de salida para el flujo caliente/frío ($T_{h/c,sal}$) se presenta a continuación:

$$T_{h/c,sal} = T_{h/c,ent} - \epsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (3.28)$$

3.4.4. Sistema de impulsión

Para los procesos de carga y descarga del almacenamiento es necesario definir un sistema de bombeo que permita extraer el contenido de la zona inferior y superior del estanque, esto con el objetivo de aprovechar su estratificación e intercambiar la mayor cantidad de energía con los flujos del proceso cervecero. Para representar estos equipos en el modelo se considera el *Type 110*, que corresponde a una bomba de velocidad variable. En el diagrama de la Figura 3.14 estas bombas se denominan “Pump-C1”, “Pump-C2”, “Pump-D3” y “Pump-D4”.

El principal parámetro a definir para este componente corresponde al flujo másico que se quiere bombear desde el estanque. Para esto, se utilizan los valores previamente establecidos por el análisis *Pinch*, los cuales se pueden observar a partir de la Figura 3.9 y se reúnen en la Tabla 3.18.

Tabla 3.18: Flujo másico desde el estanque.

Bomba	Flujo másico [kg/h]
C1	835.2
C2	3470.4
D3	990
D4	2487.6

Otro parámetro a obtener corresponde a la potencia teórica requerida por la bomba. Este valor en conjunto con la eficiencia global y del motor (que corresponden a valores de entrada o *Inputs* del componente) permitirán obtener el consumo de potencia, la energía transferida al fluido y al ambiente. Para determinar la potencia teórica P_t [W] se utiliza la siguiente expresión:

$$P_t = \gamma \cdot H_d \cdot Q \quad (3.29)$$

En donde γ corresponde al peso específico [$\text{kg}/\text{m}^2 \text{ s}^2$] y viene dado por la multiplicación entre la densidad = $986 \text{ kg}/\text{m}^3$ y la gravedad = $9.81 \text{ m}/\text{s}^2$. Por otro lado, Q corresponde al caudal [m^3/s] y H_d a la altura dinámica [m]. El caudal se obtiene a partir de los valores que se muestran en la Tabla 3.18 y para obtener H_d se utiliza la ecuación 3.30:

$$H_d = h_l + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) \quad (3.30)$$

Siendo h_l la pérdida de carga [m], P la presión del fluido [Pa], V su velocidad [m/s] y Z la altura [m]. Con respecto a la diferencia de presiones, este término es igual a 0 dado que se está trabajando a presión atmosférica en todo el sistema. Por otro lado, la diferencia de alturas será igual a la altura definida para el estanque, la cual se puede observar en la Tabla 3.14. Por último, para la diferencia de velocidades V_1 se considera igual a 0 dado que el fluido se encuentra en reposo al interior del estanque y en el caso de V_2 se utiliza la velocidad máxima recomendada para líneas de bombeo [39] que corresponde a $1.52 \text{ m}/\text{s}$. A partir de

esta velocidad es posible determinar el diámetro interno mínimo de tubería necesario para alcanzar el caudal expuesto anteriormente. Estos valores se presentan en la Tabla 3.19. Por lo tanto, sólo falta determinar h_l para obtener la altura dinámica.

Tabla 3.19: Caudal y diámetro interno mínimo.

Bomba	Caudal [m^3/s]	Diámetro interno [mm]
C1	0.00023	14
C2	0.00096	29
D3	0.00028	16
D4	0.00069	25

La expresión para determinar la pérdida de carga h_l depende de dos factores: pérdidas primarias y secundarias. Las pérdidas primarias se encuentran representadas por el primer término de la ecuación 3.31 que corresponde a la expresión de *Darcy-Weisbach* [39]. Esta última depende del factor de fricción f , el largo L y diámetro interno D de la tubería.

$$h_l = \frac{V^2}{2g} \cdot \left(\frac{fL}{D} + k_e \right) \quad (3.31)$$

Por su parte, el factor de fricción f depende de la rugosidad relativa R_r de la tubería y del número de *Reynolds* Re . La rugosidad relativa y el número de Reynolds vienen dados por la expresión 3.32 y 3.33, respectivamente.

$$R_r = \varepsilon/D \quad (3.32)$$

$$Re = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\mu} \quad (3.33)$$

Siendo ε la rugosidad equivalente que, para este caso en particular, se utiliza el valor para acero comercial igual 0.045 mm [40]. Por otro lado, μ es la viscosidad dinámica del agua, que corresponde a 0.001 Pa · s.

Como se puede observar de la Tabla 3.20, los valores del número de *Reynolds* para cada caso son mayores a 4000, por lo que se puede concluir que el flujo que pasa por la tubería es turbulento. De acuerdo al régimen mencionado, se utiliza una versión alternativa de la fórmula de *Colebrook* (la cual no requiere iteración) para obtener el coeficiente de fricción f [40]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \cdot \log \left[\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \quad (3.34)$$

Los valores obtenidos para cada coeficiente se pueden observar a partir de la Tabla 3.20.

Tabla 3.20: Coeficiente de fricción f .

Bomba	R_r	Re	f
C1	0.63	20893	0.42
C2	1.28	42566	1.18
D3	0.68	22747	0.47
D4	1.08	36057	0.88

En el caso de las pérdidas secundarias representadas por k_e en la ecuación 3.31, éstas se deben a componentes adicionales presentes a lo largo de la tubería. Para este caso, se considera la presencia de una válvula de globo abierta, dos codos, dos uniones, la entrada y salida al estanque, en donde cada uno presenta un coeficiente de pérdida k [40], [41]. Estos valores y su suma la cual corresponde a k_e , se presentan a continuación:

Tabla 3.21: Coeficiente de pérdida k_e .

Válvula	Codos (2)	Uniones (2)	Entrada	Salida	k_e
10	1.80	0.16	0.50	0.50	12.96

Finalmente, para obtener las pérdidas de carga se considera que el largo de la tubería corresponde a la altura del estanque más un 50% de ésta para considerar conexiones adicionales. La pérdida de carga h_l , la altura dinámica H_d y la potencia teórica P_t requerida por cada bomba se presentan en la Tabla 3.22.

Tabla 3.22: Pérdida de carga h_l , altura dinámica H_d y potencia teórica P_t .

Bomba	h_l [m]	H_d [m]	P_t [W]
C1	15.78	29.60	66
C2	21.07	34.88	325
D3	15.97	29.78	79
D4	18.76	32.58	218

Una vez calculada la potencia teórica, se cuenta con los parámetros necesarios para definir las bombas de velocidad variable en TRNSYS. Éstos se presenta en la Tabla 3.23.

Tabla 3.23: Parámetros *Type* 110 - bomba de velocidad variable.

Parámetro	Valor	Unidades
Flujo másico	Tabla 3.18	kg/h
Calor específico	4.19	kJ/kg K
Potencia	Tabla 3.22	W
Fracción de pérdida de calor del motor f_m	0	-
Nº de coeficientes de potencia	1	-
Coeficiente de potencia	1	-

Dentro de los valores de entrada se encuentra la eficiencia del motor η_m y la eficiencia global de la bomba η_g , que para este caso se considera un valor de 0.9 y 0.6, respectivamente [42]. La primera es utilizada para calcular la potencia transferida al eje P_{shaft} a través de la expresión:

$$P_{shaft} = P_t \cdot \eta_m \quad (3.35)$$

Por otra parte, la energía transferida desde el motor de la bomba al fluido Q_f y desde el motor al ambiente Q_a es calculada por el programa, a través de la ecuación 3.36 y 3.37, respectivamente.

$$Q_f = P_{shaft} \cdot \left(1 - \frac{\eta_g}{\eta_m}\right) + (P - P_{shaft}) \cdot f_m \quad (3.36)$$

$$Q_a = (P - P_{shaft}) \cdot (1 - f_m) \quad (3.37)$$

Por lo tanto, la temperatura final del fluido al salir de la bomba $T_{f,sal}$ viene dada por:

$$T_{f,sal} = T_{f,ent} + \frac{Q_f}{\dot{m}} \quad (3.38)$$

En donde $T_{f,ent}$ es la temperatura de entrada del fluido y \dot{m} su flujo másico.

Sistema de control

La señal de control, que corresponde a uno de los *Inputs* del componente asociado a las bombas, permite encender estos equipos de tal manera de que el intercambio de energía ocurra de manera sincronizada, según el cronograma de los flujos del proceso cervecero.

En primer lugar, se utiliza el *Type* 14h para definir una función dependiente del tiempo que permita caracterizar un patrón diario que se repita durante el período en estudio. De acuerdo al horario establecido para las demandas de la Figura 3.16, la función será igual a 1 cuando el flujo se encuentre en operación e igual a 0 en el caso contrario. Por lo tanto, se genera un *Type* para definir una señal de control para la operación de la cervecería durante los días de semana, denominado en el modelo como “FF_i - Weekday” (i varía de acuerdo al flujo), y una señal de control que tiene un valor igual a 0 durante todo el día, llamada “FF_i - Weekend”, en donde esta última es definida para los fines de semana y las dos semanas establecidas para el mantenimiento de la planta, las cuales comienzan el día 21 de junio y concluyen el 5 de julio. De acuerdo a esto último, es importante mencionar que este período se escoge teniendo en consideración que la demanda de las cervecerías disminuye en invierno, por lo que se suele dejar esos días para realizar las actividades de mantenimiento en la planta.

Las funciones generadas en ambos componentes son utilizadas como valores de entrada por el *Type* 41b con el objetivo de conformar un perfil anual de operación para la cervecería. Finalmente, la salida de este componente sirve como valor de entrada para la señal de control de las bombas del esquema en TRNSYS.

3.4.5. Procesamiento de resultados

En esta sección se presentan las expresiones y principales supuestos a utilizar para procesar los resultados obtenidos a través del conjunto de simulaciones desarrolladas en TRNSYS. Mediante una serie de códigos implementados en *Python*, se obtienen indicadores que permiten evaluar cada configuración propuesta en términos energéticos, económicos y medioambientales.

Eficiencia de estratificación

Con la finalidad de identificar como influyen ciertos parámetros operacionales y de diseño en la estratificación del estanque y, por consiguiente, en la recuperación de energía térmica, se considera el indicador propuesto por Haller et al. [22], llamado eficiencia de estratificación. Este propone cuantificar la generación de entropía interna del caso que se está simulando, contrastándola con la del caso completamente mezclado, ambos bajo las mismas condiciones de operación.

Los resultados obtenidos a partir de la simulación numérica corresponden principalmente a las temperaturas al interior del estanque y de sus conexiones de entrada como de salida, por lo que se requiere de una expresión para calcular la entropía específica en función de esta variable. Para ello, se recurre a las librerías del programa EES (*Engineering Equation Solver*) [43] con el objetivo de extraer la entropía específica del agua a 1 bar a diferentes temperaturas y, en base a estos valores, generar una regresión cuadrática de la forma $s(T) = -0,00002 \cdot T^2 + 0,015 \cdot T + 0,0025$.

Para calcular esta eficiencia para un tiempo τ_1 , se considera la versión discretizada de las ecuaciones presentadas en el estudio mencionado, que para el caso simulado corresponden a:

$$\Delta S_{store}^{sim}(\tau_1) = \sum_{i=1}^n m_i \cdot [s(T_{store}(\tau_1, i)) - s(T_{store}(\tau_0, i))] \quad (3.39)$$

Siendo ΔS_{store}^{sim} [kJ/kg] el cambio total de entropía del almacenamiento, n la cantidad de nodos, m_i [kg] y T_{store} [°C] es la masa y la temperatura del nodo i a evaluar, respectivamente.

$$\Delta S_{flow}^{sim}(\tau_1) = \frac{1}{2} \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=\tau_0}^{\tau_1} \dot{m}(\tau) \cdot [s(T_{in}(\tau_i)) + s(T_{in}(\tau_{i-1})) - s(T_{out}(\tau_i)) - s(T_{out}(\tau_{i-1}))] \quad (3.40)$$

Para la segunda expresión, ΔS_{loss}^{sim} [kJ/kg] corresponde a la entrada o salida de entropía dependiendo si es un proceso de carga o descarga, Δt [h] el paso de tiempo de la simulación, \dot{m} [kg/h] el flujo másico, T_{in} y T_{out} [°C] las temperaturas de entrada y de salida al estanque, respectivamente.

$$\Delta S_{loss}^{sim}(\tau_1) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=\tau_0}^{\tau_1} m_i \cdot \frac{-UA(i) \cdot (T_{store}(j, i) - T_{amb}(j))}{m_{store} \cdot T_{store}(j, i)} \quad (3.41)$$

En donde ΔS_{loss}^{sim} [kJ/kg] representa el cambio de entropía al interior del estanque debido a pérdidas de calor al ambiente, UA [W/°C] representa el coeficiente global de pérdidas ponderado por el área de intercambio de cada nodo i , m_{store} [kg] corresponde a la masa total del contenido del estanque y T_{amb} [°C] la temperatura ambiental.

Para obtener el cambio de entropía del caso completamente mezclado, se considera que las temperaturas y flujos másicos de entrada son idénticos al caso simulado. En el caso del flujo de salida, se considera que su temperatura es la misma que la temperatura al interior del estanque completamente mezclado. Para obtener la temperatura mencionada en un tiempo τ_b , se utilizan las siguientes relaciones:

$$T_{out}^{mix}(\tau_b) = T_{store}^{mix}(\tau_b) = T_{inf}(\tau_b) + [T_{store}^{mix}(\tau_a) - T_{inf}(\tau_b)] \cdot \exp(-a \cdot [\tau_b - \tau_a]) \quad (3.42)$$

Siendo T_{out}^{mix} y T_{store}^{mix} [°C] la temperatura de salida y al interior del caso completamente mezclado, T_{inf} [°C] la temperatura alcanzada por el estanque luego de un tiempo infinito, $T_{store}^{mix}(\tau_a)$ [°C] la temperatura al comienzo del paso de tiempo τ_a [s] y a [1/s] la constante de tiempo. A continuación se presenta la expresión para el cálculo de T_{inf} :

$$T_{inf}(\tau_b) = \frac{UA \cdot T_{amb}(\tau_b) + \dot{C}_{flow}(\tau_b) \cdot T_{in-out}(\tau_b)}{UA + \dot{C}_{flow}(\tau_b)} \quad (3.43)$$

En donde \dot{C}_{flow} [kJ/h°C] corresponde a la tasa de capacidad de flujo (*capacity flow rate*) y T_{in-out} [°C] corresponde a la temperatura de entrada o de salida dependiendo si el proceso es de carga o descarga. La constante de tiempo a se calcula de la siguiente manera:

$$a = \frac{UA + \dot{C}_{flow}(\tau_b)}{C_{store}} \quad (3.44)$$

Con C_{store} [kJ/°C] la capacitancia térmica del almacenamiento. La siguiente relación permite el cálculo de \dot{C}_{flow} :

$$\dot{C}_{flow}(\tau_b) = \dot{m}_{flow}(\tau_b) \cdot \frac{h(T_{out}(\tau_b)) - h(T_{inlet}(\tau_b))}{T_{out}(\tau_b) - T_{inlet}(\tau_b)} \quad (3.45)$$

Siendo $h(T)$ [kJ/kg] la entalpía específica, m_{flow} corresponde al flujo másico, T_{out} y T_{in} [°C] corresponden a las temperaturas de entrada y de salida del estanque. El cálculo de \dot{C}_{flow} y las variables involucradas en su obtención, depende de si se trata de un proceso de carga o de descarga.

Por lo tanto, la eficiencia de estratificación η_{st} se calcula de la siguiente manera:

$$\eta_{st} = 1 - \frac{\Delta S_{store}^{sim} - \Delta S_{loss}^{sim} - \Delta S_{flow}^{sim}}{\Delta S_{store}^{mix} - \Delta S_{loss}^{mix} - \Delta S_{flow}^{mix}} \quad (3.46)$$

Indicadores económicos

Para la evaluación económica de cada solución de almacenamiento, se emplean diferentes indicadores para analizar su factibilidad económica y competitividad frente a otras fuentes de energía.

En primer lugar, se tiene el valor actual neto (VAN), indicador que permite determinar la viabilidad de un proyecto o inversión. Este criterio consiste en actualizar los ingresos y costos de un proyecto a una tasa de descuento determinada para conocer cuanto se va a ganar o perder con esa inversión. La expresión para su cálculo se presenta a continuación:

$$VAN = I_0 + \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{(1+r)^i} \quad (3.47)$$

Siendo I_0 la inversión inicial, r la tasa de descuento, n el horizonte de evaluación en años y F_i el flujo de caja en el período i . Para que la solución sea rentable bajo este indicador el VAN tiene que ser mayor que 0.

El segundo indicador a utilizar corresponde a la tasa interna de retorno (TIR), la cual representa el porcentaje de beneficio o de pérdidas que tiene una inversión en un proyecto. Este indicador se puede obtener a partir de la ecuación 3.48 utilizando los mismos parámetros que la expresión 3.47:

$$0 = I_0 + \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{(1+r)^i} \quad (3.48)$$

Como se puede notar, la expresión anterior nace de igualar el VAN a 0, calculando la tasa r que en este caso corresponde a la TIR. El criterio que utiliza este indicador para que exista factibilidad económica es que la TIR debe ser mayor a la tasa de descuento considerada en el proyecto.

Complementando a los indicadores mencionados, se emplea el *Payback* descontado, el cual entrega el período esperado de retorno de la inversión. A diferencia del *Payback* simple, este indicador tiene en cuenta la desvalorización del dinero en el tiempo, por lo que tiende a ser mayor que el primero. La siguiente ecuación permite obtener este indicador:

$$Payback = a + \frac{I_0 - b}{F} \quad (3.49)$$

Siendo a el último período en el cual se tienen flujos de caja negativos, b la suma de los flujos de caja al finalizar el período a y F corresponde al valor del flujo de caja en el cual se recupera la inversión.

El último indicador a obtener corresponde al costo nivelado de calor (LCOH), el cual representa un costo constante por unidad de energía generada, en este caso calor, que se calcula para comparar el sistema en evaluación con otras tecnologías de generación. El LCOH se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$LCOH = \frac{I_0 + \sum_{i=1}^n \frac{C_t}{(1+r)^i}}{\sum_{i=1}^n \frac{E_t}{(1+r)^i}} \quad (3.50)$$

Siendo C_t [USD] los costos asociados a la operación y mantenimiento del sistema en evaluación y E_t [MWh] representa la energía térmica recuperada a través de la solución de almacenamiento.

Los principales supuestos económicos a considerar para la evaluación del sistema de almacenamiento térmico y del SST se reúnen en la siguiente tabla:

Tabla 3.24: Parámetros para la evaluación económica [7, 24, 25, 26, 44].

Parámetros económicos	
Gas natural [USD/kWh]	0.049
Gas licuado de petróleo (GLP) [USD/kWh]	0.108
Energía eléctrica [USD/kWh]	0.123
Horizonte de evaluación [años]	20
Tasa de descuento (%)	7
Costos de operación y mantenimiento [USD]	2% · I_0
Valor residual de la inversión [USD]	10% · I_0
Vida útil [años]	6
Impuesto de 1era categoría (%)	27
Costo colector FPC [USD/m ²]	650
Estanque de volumen variable [USD]	18.819

Siendo I_0 el valor de la inversión inicial. Si bien los principales equipos tanto del sistema solar como el del sistema de almacenamiento presentan una vida útil esperada de 20 años, se considera una vida útil igual a 1/3 de la vida útil normal. Esto último con la finalidad de considerar una depreciación lineal acelerada, la cual corresponde a un método aceptado por el SII (Servicio de Impuestos Internos) para incentivar la inversión en activo fijo a través de la postergación del impuesto a la renta.

Es importante mencionar que el costo del colector de placa plana (FPC) por metro cuadrado considera el costo del sistema solar completo, incluyendo el costo del estanque del circuito solar, intercambiadores de calor y el sistema de refrigeración para evitar sobrecalentamientos en los equipos. Este valor corresponde a una cotización realizada por parte de una empresa que realiza proyectos llave en mano (*Turnkey projects*) [7]. El estanque de volumen variable

no es incluido en el precio mencionado, por lo que su valor se obtiene de manera similar a la estimación del precio para el estanque del sistema de almacenamiento térmico realizada en la sección 3.2.4..

Reducción de emisiones

De manera de cuantificar el impacto medioambiental de cada configuración, se estima cuánta es la reducción de emisiones de CO₂ dependiendo del tipo de energía involucrada en la recuperación, térmica o eléctrica. Para ello, se utiliza la siguiente relación [45]:

$$G = E \cdot EF \quad (3.51)$$

Siendo G la cantidad en toneladas evitadas de CO₂. Para la energía térmica, E [MWh] corresponde a la energía producida por la combustión del combustible, gas natural y GLP, en la caldera de eficiencia 0.85. Por otro lado, EF corresponde al factor de emisión y, presenta un valor de 0.18 y 0.22 tCO₂/MWh para el gas natural y el GLP, respectivamente [46, 47].

El ahorro de energía eléctrica por el menor uso del chiller de refrigeración también conlleva, de manera indirecta, a reducir las emisiones de CO₂. Para obtener la reducción de emisiones de este gas se emplea la ecuación 3.51, pero en este caso E corresponde a la energía eléctrica ahorrada y EF presenta un valor de 0.71 tCO₂/MWh [47].

Capítulo 4

Resultados y discusión

En este apartado se presentan y se discuten los principales resultados obtenidos a partir de la simulación en TRNSYS. Para ello, se dispone de 9 soluciones de almacenamiento térmico, según el porcentaje de recuperación de calor alcanzado, comenzando por el caso de 357 kWh que representa el 100%. Para definir cada configuración, la recuperación de calor se va reduciendo en un 5% hasta obtener el 60% que corresponde a un nivel de 214 kWh.

De manera adicional, cada estanque es evaluado para tres coeficientes globales de transferencia de calor (U igual a 0, 2.5 y 5 $\text{kJ}/\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{K}$) para tener en consideración las pérdidas de calor al ambiente y su efecto en los indicadores utilizados. Si bien un coeficiente U igual a 0 representa un caso ideal, éste permite diferenciar las pérdidas energéticas asociadas a irreversibilidades al interior del estanque y las producidas por el flujo de calor hacia el ambiente. La elección de estos coeficientes se realiza en base a valores típicos utilizados en la bibliografía consultada [48, 49, 50].

Para la evaluación económica y medioambiental, se proponen dos tipos de configuraciones: sistema de almacenamiento para recuperación de calor con y sin integración solar térmica. En el caso de la primera, se utiliza el esquema presentado en el estudio de A. Crespo et al. [7], el cual ha sido facilitado por el CSET de FCR para su evaluación en conjunto con el sistema de almacenamiento. Además, los ahorros energéticos son calculados en base al precio del gas natural y GLP, incluyendo la eficiencia de la caldera y del intercambio de calor a través de camisas de vapor.

4.1. Análisis energético

A continuación, se presentan los principales resultados en términos energéticos de cada solución de almacenamiento, en función del coeficiente de pérdida impuesto en el estanque.

Dependiendo del nivel de recuperación, el análisis *Pinch* determina cuales son las temperaturas conseguidas por cada flujo para un estado estacionario del estanque, en donde la temperatura superior e inferior de este último se mantienen invariantes durante su operación. En otras palabras, no existen pérdidas internas y externas bajo este método, por lo que se considera estratificación perfecta y paredes adiabáticas en el estanque.

Gracias a los componentes que ofrece el entorno de TRNSYS, es posible modelar estratificación no ideal e imponer coeficientes de pérdida de calor en las paredes del estanque con la finalidad de identificar las pérdidas internas y externas asociadas a este equipo, contrastando los valores obtenidos a través de simulaciones con los señalados por el análisis *Pinch*. Para observar tales diferencias, se presentan las temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo y la energía recuperada por cada solución de almacenamiento.

En las Figuras 4.1 y 4.2 se puede examinar la temperatura promedio mensual de tres de los cuatro flujos que participan en la recuperación de calor: el mosto que se dirige hacia los tanques fermentadores desde el Whirlpool, el agua requerida para la limpieza de los equipos y el agua de proceso que ha sido filtrada previamente por osmosis. El primero entrega calor hacia el sistema de almacenamiento, mientras que las dos últimas reciben la energía de este último. El cuarto flujo correspondiente al condensado del mosto, no es incluido en las figuras mencionadas ya que el componente utilizado para modelar el condensador en TRNSYS permite que todo el calor latente de vaporización sea transferido al medio de almacenamiento. Es importante mencionar que, para no extender esta sección, sólo se muestran los perfiles de temperatura y energía recuperada de dos soluciones de almacenamiento: 357 y 214 kWh. De igual forma, los resultados de las otras soluciones se encuentran en el Anexo D.

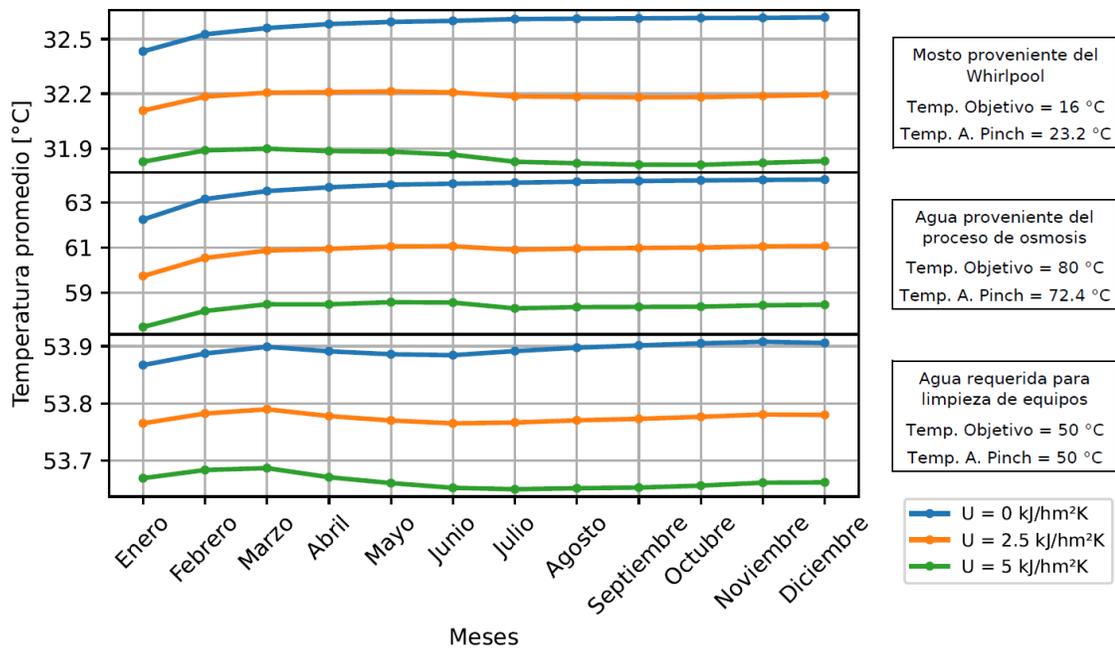


Figura 4.1: Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo - RC: 357 kWh.

Al lado derecho de las figuras mencionadas se muestra la temperatura que debe ser alcanzada por los flujos, según los requerimientos del proceso de fabricación de cerveza, “Temp. Objetivo”, y la temperatura conseguida por los flujos de acuerdo con el dimensionamiento realizado por el análisis *Pinch*, “Temp. A. Pinch”, siendo esta última la que debe ser comparada con la temperatura resultante de las simulaciones.

Las temperaturas mostradas en las Figuras 4.1 y 4.2 corresponden a un promedio, por lo que la desviación de sus temperaturas en otros instantes de tiempo con respecto a la media, dependerá del flujo másico y qué tan prolongado es el proceso de carga o descarga. Al examinar en mayor detalle el comportamiento de las temperaturas se puede notar, de manera general, que éstas presentan una mayor desviación al comienzo durante la carga, mientras que en la descarga esto ocurre al final. A medida que transcurre la carga se produce una mayor estratificación en el estanque, generando un mayor gradiente entre las temperatura superior e inferior de este último. En consecuencia, ocurre un mayor aprovechamiento de la energía proveniente del flujo que se desea enfriar permitiéndole alcanzar temperaturas más bajas. Lo contrario ocurre a medida que se descarga el estanque, en donde este último va perdiendo estratificación por lo que cada vez es menor la cantidad de calor entregada a los flujos, disminuyendo la temperatura conseguida por éstos.

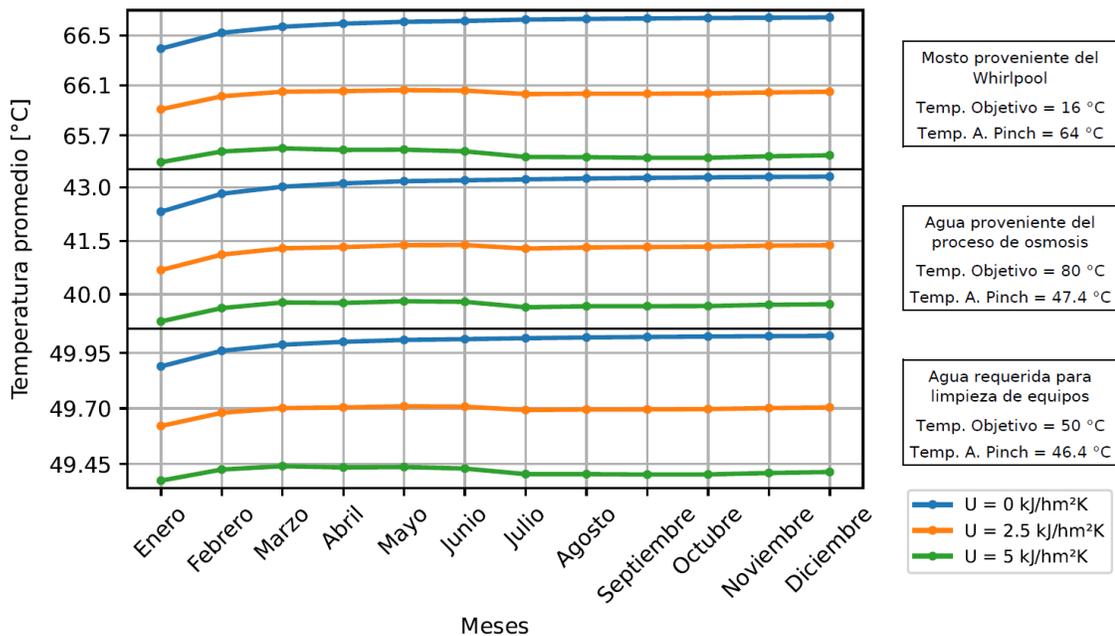


Figura 4.2: Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo - RC: 214 kWh.

Si bien los perfiles de temperatura se mantiene relativamente uniformes a lo largo del año, se puede notar que existe una mayor variación entre los meses de junio y julio, corroborando el efecto del clima en la evaluación de esta variable. Esta variación se acentúa al aumentar el coeficiente de pérdida en el estanque, mientras que para el caso ideal no existe un cambio observable. Por último, se puede observar que existe una variación importante entre los meses de enero y febrero, y esto se debe a la temperatura uniforme que se impone en el estanque al iniciar la simulación.

De las figuras mencionadas, se puede notar que las temperaturas obtenidas distan de las establecidas por el análisis *Pinch*. Si se considera la curva asociada a un coeficiente U igual a $0 \text{ kJ/hm}^2\text{K}$, es posible cuantificar a través de la temperatura los efectos atribuibles a pérdidas internas en el estanque.

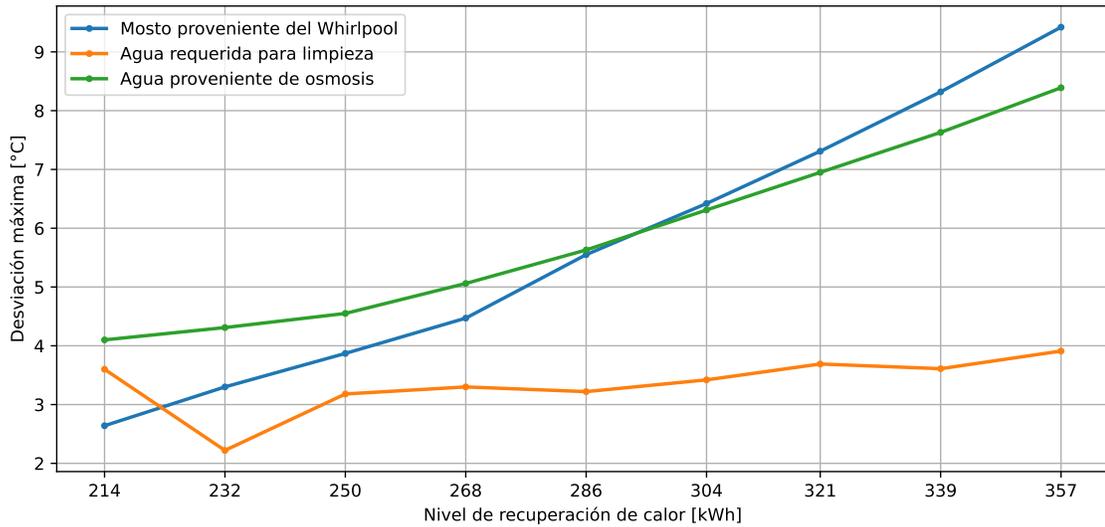


Figura 4.3: Desviación máxima entre las temperaturas obtenidas de la simulación del caso $U = 0 \text{ kJ/hm}^2\text{K}$ y las señaladas por el A. *Pinch*.

En la Figura 4.3 se puede observar que, de manera general, a mayor nivel de recuperación de calor, mayor es la diferencia de temperaturas con respecto a la señalada por el análisis *Pinch*. Esto se cumple a excepción del calentamiento del agua requerida para la limpieza de equipos, en donde los niveles de recuperación de calor de 321, 268 y 214 kWh no cumplen con el comportamiento mencionado. La mayor desviación de los tres flujos la presenta el mosto proveniente del Whirlpool, que corresponde a $9.42 \text{ }^\circ\text{C}$. En el caso del flujo proveniente del proceso de osmosis, la desviación máxima corresponde a $8.39 \text{ }^\circ\text{C}$, mientras que el agua requerida para limpieza presenta una diferencia máxima de $3.91 \text{ }^\circ\text{C}$.

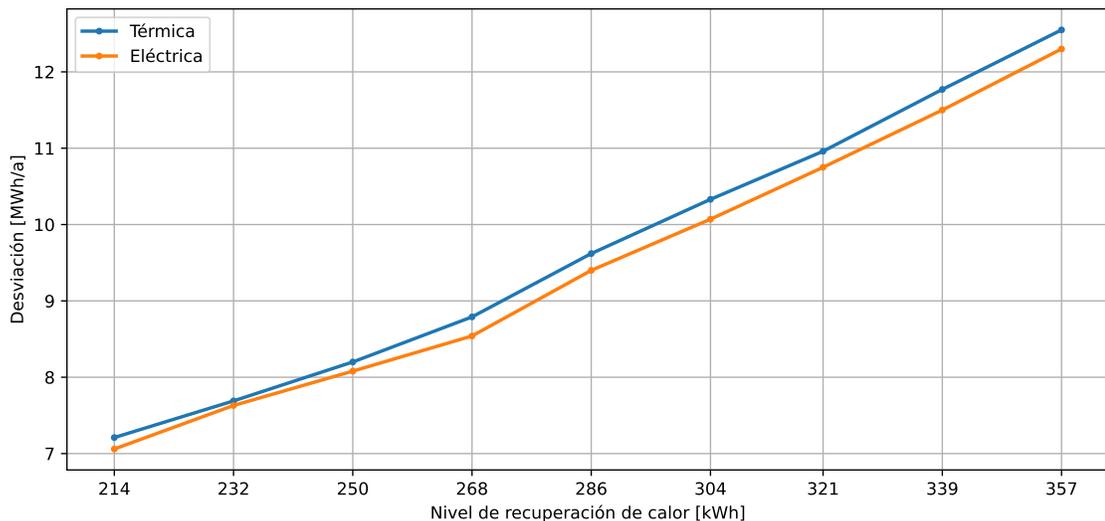


Figura 4.4: Diferencia entre la energía recuperada obtenida a través de simulación para el caso $U = 0 \text{ kJ/hm}^2\text{K}$ y la señalada por A. *Pinch*.

De la Figura 4.4, se puede corroborar que la energía recuperada se condice con la diferencia máxima de temperaturas que muestra la Figura 4.3. Conforme aumenta esta última, a

medida que se incrementa el nivel de recuperación, se puede observar que la diferencia entre la energía recuperada que se obtiene de las simulaciones y la que establece el análisis *Pinch* es cada vez mayor. El comportamiento descrito es observable tanto para la reducción del suministro de energía térmica como eléctrica, alcanzando una diferencia para el caso de 357 kWh de 12.55 y 12.3 MWh/a, respectivamente.

Al utilizar el indicador propuesto por Haller et al. [22], es posible generar curvas que permitan describir la eficiencia de la estratificación durante un ciclo diario de operación para el sistema de almacenamiento térmico. Como se puede observar de la Figura 4.5, el nivel de recuperación que presenta la mayor estratificación corresponde a 214 kWh, lo que permite corroborar lo señalado en los gráficos de las Figuras 4.3 y 4.4.

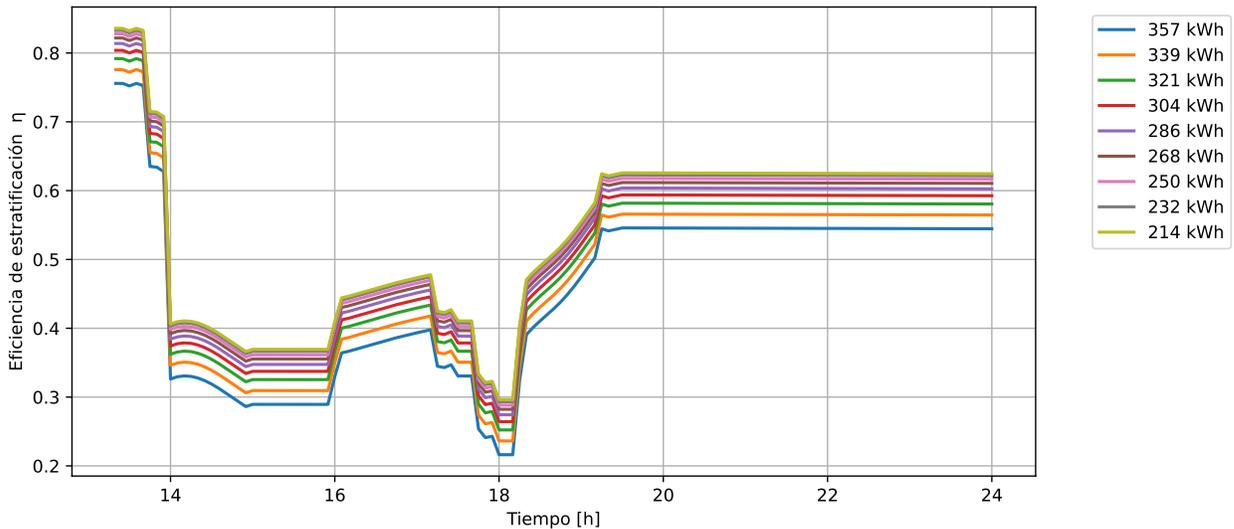


Figura 4.5: Eficiencia de estratificación para cada solución de almacenamiento.

Se puede comprobar que este indicador se encuentra en concordancia con los procesos de carga y descarga ocasionados por los flujos del proceso productivo. En primer lugar, el estanque se descarga con la finalidad de transferir energía al agua proveniente del proceso de osmosis correspondiente al segundo *batch*. Durante la misma descarga, ocurre de manera simultánea la transferencia de energía al flujo para la limpieza de equipos, por lo que la estratificación disminuye de forma más abrupta. Luego, la descarga para el flujo de limpieza cesa, por lo que solamente continúa para el agua de osmosis. Al finalizar la descarga, la tasa de generación de entropía tiende a disminuir, lo que se ve reflejado en la atenuación de la curva cerca de las 15 hrs. Posteriormente, existe un período de *stand-by* en donde la eficiencia no se ve modificada, para luego seguir con la carga del estanque a través de la energía entregada por el condensado del mosto. Después de las 17 hrs., existen dos períodos breves de descarga asociados a los flujos de limpieza. Como acto seguido, ocurre una carga del almacenamiento ocasionado por el flujo proveniente del Whirlpool, en donde hay un aumento pronunciado de la estratificación en un comienzo hasta que la curva se vuelve más atenuada producto del aumento de la tasa de generación de entropía. Por último, el ciclo operativo del almacenamiento finaliza con una pequeña descarga para el calentamiento del agua de limpieza.

Es importante señalar que la eficiencia parte desde un valor mucho más alto que con el que finaliza y esto se debe a que la evaluación de este indicador es realizada para el segundo día de operación. Por lo tanto, al comenzar con una temperatura uniforme el primer día, no ocurre una transferencia de energía hacia el flujo proveniente de osmosis durante la descarga del estanque, por lo que los procesos siguientes tenderán a aumentar aun más la estratificación que para un ciclo normal de operación.

En base a la formulación de esta eficiencia, se puede concluir que el nivel de recuperación correspondiente a 357 kWh es el que presenta mayores pérdidas internas ocasionadas por la generación de entropía (o destrucción relativa de la exergía). De acuerdo al componente utilizado para modelar el estanque estratificado en TRNSYS, se puede observar que el parámetro de operación que presenta una mayor variabilidad entre cada solución corresponde al flujo másico. Un aumento de este último, genera en las zonas de entrada y de salida del estanque un movimiento forzado de fluido lo que induce a presentar mezcla entre los nodos adyacentes. A pesar de que al aumentar el volumen del estanque el efecto generado por el flujo másico se ve disminuido, sigue siendo apreciable en términos de la energía recuperada y la temperatura alcanzada por los flujos. Además, se puede notar que la eficiencia converge a medida que disminuye el nivel de recuperación de calor, alcanzando un valor máximo de 83 % al comenzar el ciclo y un mínimo de 29 %, siendo este último el resultado de los dos períodos de descarga del estanque cerca de las 18 hrs.

Como se ha mencionado anteriormente, otra de las principales limitantes del análisis *Pinch* es que no considera pérdidas de energía hacia el ambiente. Al calcular la diferencia máxima de temperaturas entre los valores obtenidos a través de simulaciones y los señalados por el análisis *Pinch*, se tiene que el flujo proveniente de osmosis presenta una desviación de 11.3 y 13.9 °C, el flujo proveniente del Whirlpool presenta una desviación de 9 y 8.6 °C y, por último, el agua requerida para limpieza exhibe una diferencia de 3.7 y 3.8 °C. Para cada flujo, los valores mencionados corresponden a un coeficiente de pérdida U igual a 2.5 y 5 kJ/hm²K, respectivamente.

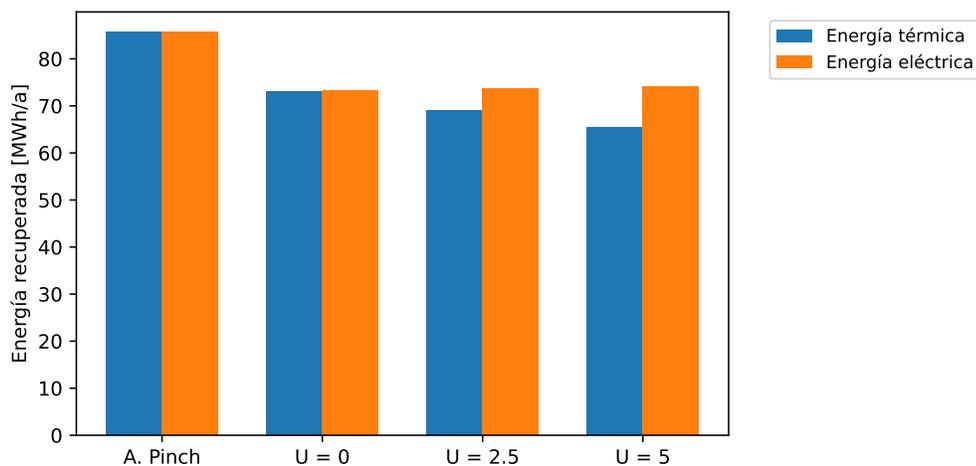


Figura 4.6: Energía recuperada para una solución de 357 kWh, según análisis *Pinch* y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida U [kJ/hm²K].

De la Figura 4.6, se puede observar la energía recuperada para la solución de 357 kWh de acuerdo a los valores señalados por el análisis *Pinch* y los obtenidos a través de simulaciones. Para U igual a 2.5 kJ/hm²K, se tiene una diferencia máxima con respecto al análisis *Pinch* de 11.93 y 16.06 MWh/a. En el caso de U igual a 5 kJ/hm²K, se tiene una desviación máxima de 11.61 y 20.23 MWh/a. Los valores mencionados corresponden a la energía eléctrica y térmica, respectivamente.

En las Figuras 4.6, 4.7 y las que se presentan en el Anexo D, es posible notar que a medida que aumenta el coeficiente de pérdida, mayor es la energía recuperada en el caso de la energía eléctrica. Al disminuir la aislación en el estanque, las temperaturas en su interior se vuelven menores, en particular, la temperatura de salida durante el proceso de carga. Esto permite que el medio de almacenamiento tenga una menor temperatura al intercambiar calor con el flujo proveniente del Whirlpool, lo que se traduce en una mayor transferencia de energía durante la carga del estanque.

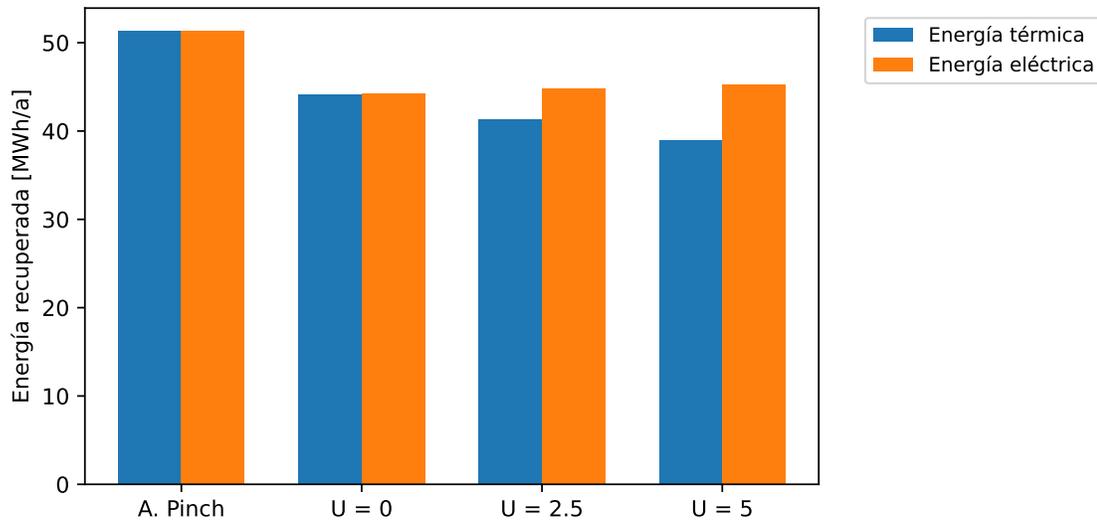


Figura 4.7: Energía recuperada para una solución de 214 kWh, según análisis *Pinch* y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida U [kJ/hm²K].

4.2. Evaluación económica

A continuación, se exhiben los resultados obtenidos a partir de la evaluación económica de dos configuraciones: sistema de almacenamiento para recuperación de calor con (C_2) y sin (C_1) integración solar térmica. Para identificar que soluciones son rentables bajo los supuestos considerados, y establecer una comparación entre éstas y otras fuentes de energía, se utilizan los siguientes indicadores: VAN, TIR, *Payback* descontado y LCOH. Las cantidades económicas mostradas a partir de las Figuras 4.8, 4.9 y la Tabla 4.1, corresponden al caso en el que se considera el costo base de inversión y una tasa de descuento del 7%.

En la Figura 4.8 se muestra el VAN obtenido de calcular los ahorros energéticos partir del precio del GLP y GN. Para el caso a gas natural, se puede notar que este indicador es menor a cero para C_1 y un coeficiente de pérdida de 2.5 a 5 kJ /hm²K, por lo que no se tiene factibilidad económica. Por otro lado, se puede observar que la configuración mencionada presenta rentabilidad para las soluciones de 214 a 268 kWh para un alto grado de aislación térmica en el estanque. De las soluciones mencionadas, la que ofrece una mayor rentabilidad corresponde a la de 250 kWh, presentando un VAN de aproximadamente 2400 USD.

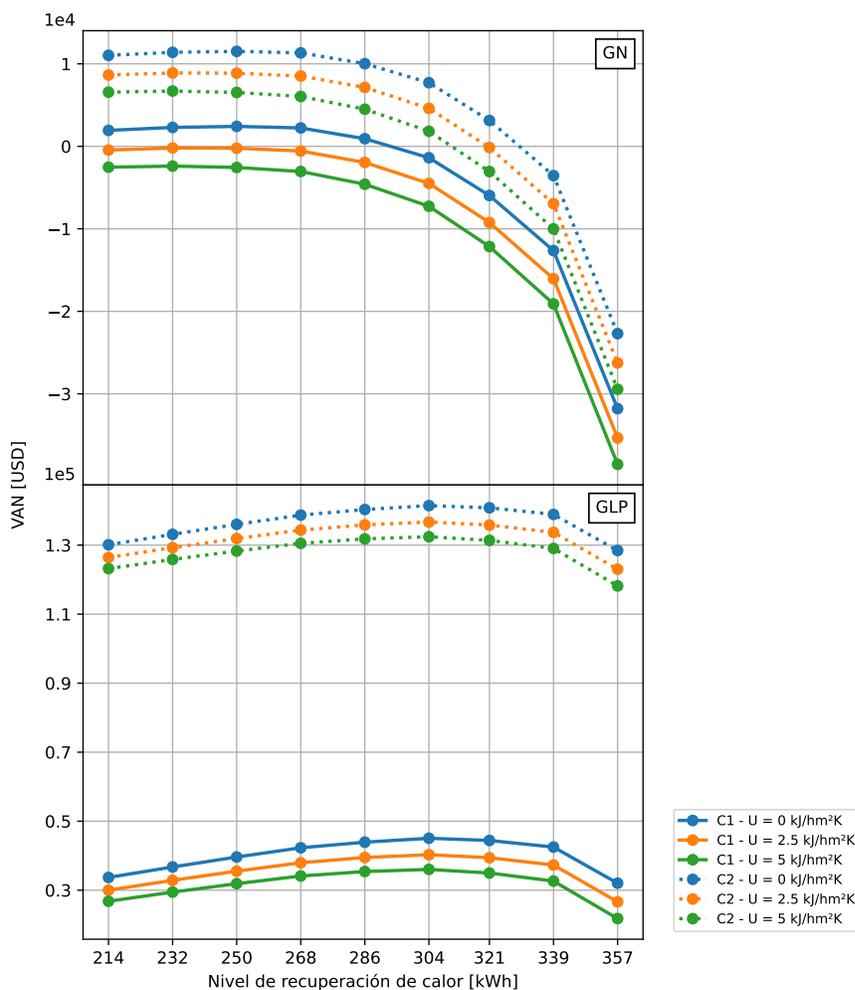


Figura 4.8: Valor actual neto (VAN), según el costo base de inversión y una tasa de descuento del 7%.

Al considerar la configuración representada por C_2 y un suministro de energía a gas natural, se puede notar que a diferencia del caso sin integración solar, se presenta rentabilidad para gran parte de las soluciones, independiente del nivel de aislación. Las soluciones que ofrecen los mayores beneficios económicos corresponden a 250 y 232 kWh, mostrando un VAN de 11511, 8896 y 6700 USD para los coeficientes 0, 2.5 y 5 kJ/hm²K, respectivamente. Por otro lado, las únicas soluciones que no presentan rentabilidad corresponden a 357, 339 y 232 kWh.

Un aspecto a observar del caso a gas natural para ambas configuraciones, corresponde al

abrupto decaimiento que se presenta a partir de la solución de 286 kWh, siendo cada vez mayor la reducción de los indicadores económicos a medida que aumenta el nivel de recuperación. Esto se explica debido al alto costo de inversión que presentan tales configuraciones, en donde los intercambiadores de calor del sistema de almacenamiento cumplen un rol preponderante en este valor. Al considerar las curvas ISSP del caso de 100 % de recuperación de calor que se presentan en la Figura 3.8, se puede notar que no es posible variar la temperatura del nivel inferior del estanque, por lo tanto, la diferencia de temperatura entre esta última y la temperatura de salida del flujo proveniente del Whirlpool o la temperatura de entrada del agua proveniente del proceso de osmosis, se encuentra en aproximadamente 1-2 °C. Al ser tan pequeña esta diferencia y considerando que el programa dimensiona la superficie de intercambio a través del método LMTD, se genera un mayor dimensionamiento del área requerida para el intercambiador de calor, lo que a su vez se traduce en un mayor costo de inversión. Al ir reduciendo el nivel de recuperación, las curvas compuestas generadas por el método ISSP muestran mayores zonas de asignación para las temperaturas superior e inferior del estanque, permitiendo flexibilizar cada vez más su elección. Por lo tanto, esto permite modificar las temperaturas al interior del estanque con la finalidad de aumentar en menor proporción su volumen a cambio de conseguir una importante reducción del área de intercambio, manteniendo el nivel objetivo de recuperación de calor. Esto último se puede corroborar al observar las figuras que se encuentran en el Anexo A.

Del gráfico inferior de la Figura 4.8, se puede observar el VAN resultante de considerar GLP para suplir la demanda térmica de la cervecería. A diferencia del caso a gas natural, todas las soluciones presentan factibilidad económica, independiente de la configuración y el nivel de aislación. Esto se debe al alto costo específico que presenta el GLP, que corresponde a 0.196 USD/kWh, frente al costo utilizado para el caso a gas natural, que viene siendo igual 0.088 USD/kWh.

Al observar los resultados económicos que entrega C_1 y el combustible mencionado en el párrafo anterior, la solución de 304 kWh es la que muestra los mayores beneficios económicos, presentando un VAN de 46610 a 56712 USD. Por su parte, la misma solución pero para la configuración con integración solar C_2 muestra un VAN de 162690 a 172791 USD. Se debe mencionar que el rango de valores que se presentan para este indicador se encuentran en función del nivel de aislación en el estanque.

La Tabla 4.1 reúne las soluciones de almacenamiento que presentan la mayor rentabilidad según el VAN. Además, se presentan otros indicadores como el *Payback* descontado, el cual indica que es posible tener un período de retorno de la inversión de aproximadamente 5 años para la configuración con integración solar. Esto último considerando que los ahorros energéticos son calculados de acuerdo al precio del GLP. Si se considera un sistema de respaldo en base al gas natural, el sistema de almacenamiento térmico representado por C_1 sólo presenta rentabilidad para un alto grado de aislación térmica. Por otro lado, al considerar el mismo combustible pero en este caso para C_2 , se puede notar que las soluciones de 214 a 304 kWh presentan factibilidad económica para el menor nivel de aislación del estanque considerado en este estudio. Sin embargo, la alternativa que ofrece los mayores beneficios económicos, que corresponde a 232 kWh, presenta un período de retorno de 17 a 19 años, lo cual puede llegar a ser un escenario bastante desfavorable para una cervecería de pequeña-mediana escala. Se debe mencionar que si el *Payback* presenta un período de retorno mayor al horizonte de

evaluación, aparecerá como “-”.

Tabla 4.1: Soluciones que presentan el mayor VAN para una tasa de 7% y costo base de inversión.

Combustible	Configuración	Coefficiente de pérdida U [kJ/hm ² K]	Recuperación de calor [kWh]	VAN [USD]	TIR (%)	Payback [años]	LCOH [USD/kWh]
GN	C1	0	250	2417	7.71	19	0.090
		2.5	232	-200	6.94	-	0.096
		5	232	-2395	6.23	-	0.101
	C2	0	250	11511	8.27	17	0.071
		2.5	232	8896	8.01	18	0.072
		5	232	6700	7.76	19	0.073
GLP	C1	0	304	56712	18.91	6	0.095
		2.5	304	51372	17.89	7	0.100
		5	304	46609	16.97	7	0.107
	C2	0	304	172791	22.33	5	0.074
		2.5	304	167452	21.90	5	0.076
		5	304	162689	21.52	5	0.077

Como se menciona anteriormente, el sistema solar térmico que se utiliza corresponde al escenario 1 presentado en el estudio de A. Crespo et al. [7], el cual ha sido dimensionado para suplir la demanda térmica de 9200 litros de agua al día. Se debe señalar que existen diferencias entre los supuestos tecno-económicos considerados en este trabajo y el estudio mencionado, por lo que los resultados obtenidos distarán de los mostrados por este último. A continuación, se presentan sus principales diferencias:

- El estudio previo calcula, en base a la facturación energética de la cervecería, un costo específico del GLP de 0.123 USD/kWh, valor que es diferente a los precios que se consideran para cada combustible en el presente trabajo, que corresponden a 0.088 y 0.196 USD/kWh, siendo importante aludir que estos últimos incluyen las eficiencias de los equipos involucrados.
- Al simular el sistema solar térmico en TRNSYS, la energía suministrada desde el circuito solar hacia el estanque de volumen variable corresponde a 122.8 MWh/a, a diferencia de los 128 MWh/a que se presentan en el estudio anterior. Esta reducción se debe principalmente a las dos semanas asignadas para las labores de mantenimiento en la planta, por lo que durante ese período no hay generación de energía, provocando una disminución de los ahorros energéticos.

Con respecto a los valores de LCOH que se presentan en este y los siguientes apartados, se debe recalcar que es obtenido en base a la energía recuperada que es transferida en forma de calor hacia los flujos del proceso productivo. Esto con la finalidad de establecer cierta analogía con la generación de calor a través de un sistema solar térmico, lo que permite contrastar los valores obtenidos con el costo específico de otras fuentes de energía.

Como se puede observar a partir de la Figura 4.9, el LCOH para C_1 alcanza su valor mínimo para la solución de 232 kWh, fluctuando entre 0.089 y 0.1 USD/kWh, según el nivel de aislación térmica en el estanque. Si bien esta solución presenta el costo nivelado de calor más bajo, las soluciones entre 214 y 268 kWh muestran una desviación porcentual máxima

de 1.16%, por lo que para este rango de soluciones no existe una diferencia sustancial con respecto al indicador analizado.

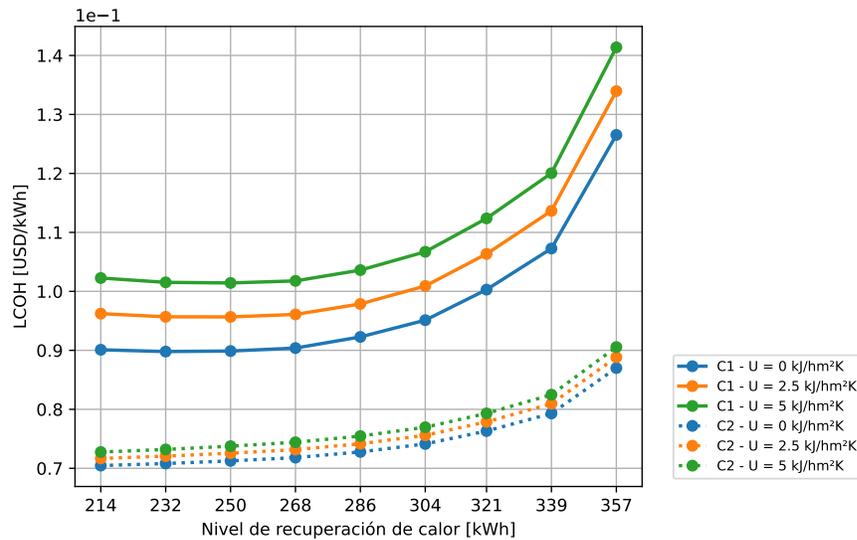


Figura 4.9: Costo nivelado de calor (LCOH), según el costo base de inversión y una tasa de descuento del 7%.

En el caso de C_2 , el LCOH mínimo se encuentra para una solución de 214 kWh y su valor fluctúa entre 0.070 y 0.073 USD/kWh para un rango de 0 a 5 kJ/hm²K. Como se puede notar de la Figura 4.9, las curvas correspondientes a C_2 presentan una menor diferencia entre ellas que para la configuración sin integración solar. Esto último se debe a que la generación de energía a través del SST, que corresponde a 122.8 MWh/a, es mayor que la energía térmica recuperada a través del sistema de almacenamiento, que resulta en 73.13 MWh/a, por lo tanto, el primero tiene una mayor participación en el cálculo de este indicador y hace que este último sea menos sensible a la variación del coeficiente de pérdida.

Al comparar el LCOH mínimo de cada configuración con el costo específico de otras fuentes de energía, el valor obtenido tanto para C_1 como C_2 es menor que el costo nivelado que presenta la cervecería al utilizar GLP, que resulta en 0.196 USD/kWh, y al LCOH obtenido para el escenario 1 de integración solar que propone el estudio realizado por A. Crespo et al [7], que corresponde a 0.104 USD/kWh. Sin embargo, si la cervecería utiliza gas natural para su consumo de energía térmica, la configuración sin integración solar C_1 deja de ser competitiva al presentar un LCOH mayor que el combustible mencionado.

4.2.1. Análisis de sensibilidad

En esta sección se realiza un análisis de sensibilidad con respecto a las variables de mayor incertidumbre que se presentan en este estudio y que podrían llegar a generar un mayor impacto en la evaluación correspondiente. Estas variables corresponden a la tasa de descuento y al costo asociado a la inversión del sistema de almacenamiento. En el caso de este último, Hackl et al. [23] establece que el uso del método detallado de los factores de Lang para estimar el costo de inversión de los equipos en sistemas de recuperación de calor, presenta un margen de precisión de +/- 30%. En base a estos dos parámetros, se generan diversos

escenarios para analizar si es conveniente invertir en tales soluciones.

4.2.1.1. Tasa de descuento

A continuación, se presentan los resultados del análisis financiero correspondiente a tres tasas de descuento: 6, 8.5 y 10 %.

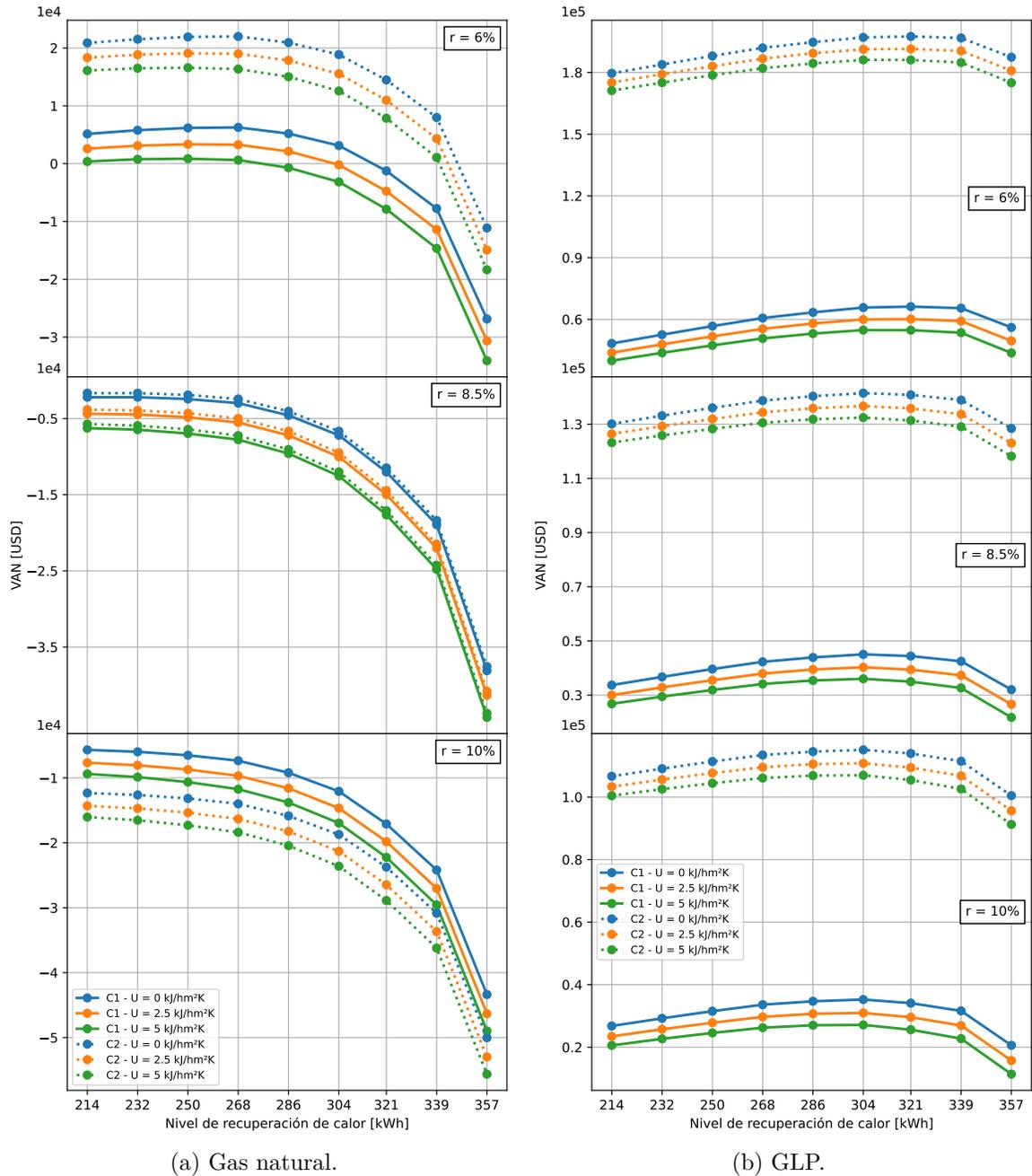


Figura 4.10: Valor actual neto (VAN), según diferentes tasas de descuento.

De la Figura 4.10.a, se puede observar que ninguna solución de almacenamiento térmico para el caso a gas natural, considerando ambas configuraciones, presenta factibilidad eco-

nómica para las tasas de 8.5 y 10%. Al considerar una tasa del 6% para la configuración C_1 , se puede notar que las soluciones de 214 a 268 kWh presentan un VAN mayor a cero, independiente del nivel de aislación en el estanque, lo que les permite ser rentables de acuerdo a este indicador. Por otro lado, la misma tasa aplicada para la configuración con integración solar C_2 , muestra que la solución de 357 kWh es la única que no es factible económicamente.

En la Figura 4.10.a es posible apreciar que, a medida que aumenta la tasa de descuento, la curva asociada a C_2 va cambiando su posición relativa con respecto a las curvas de la configuración C_1 llegando a estar por debajo de esta última para la tasa de 10%. A pesar de que la configuración con integración solar C_2 presenta mayores ahorros energéticos, al aumentar la tasa de descuento se tiene una menor valorización en el tiempo de tales ahorros, otorgando una mayor relevancia a la inversión. En este caso, la inversión de C_2 es mayor que la de C_1 en aproximadamente 74000 USD.

Al examinar la Figura 4.10.b, se puede notar que todas las soluciones de almacenamiento satisfacen el criterio de rentabilidad según el VAN, independiente del coeficiente de pérdida impuesto en las paredes del estanque, la configuración o la tasa de descuento.

Tabla 4.2: Soluciones que presentan el mayor VAN para las tasas de 6, 8.5 y 10%.

Tasa (%)	Combustible	Configuración	Coefficiente de pérdida U [kJ/hm ² K]	Recuperación de calor [kWh]	VAN [USD]	Payback [años]	LCOH [USD/kWh]
6	GN	C1	0	268	6272	16	0.085
			2.5	250	3355	19	0.090
			5	250	858	20	0.096
		C2	0	268	22005	15	0.067
			2.5	250	19088	16	0.068
			5	250	16591	16	0.069
	GLP	C1	0	321	66207	5	0.095
			2.5	321	60144	6	0.100
			5	304	54800	6	0.101
		C2	0	321	197526	4	0.072
			2.5	321	191465	5	0.073
			5	304	186120	5	0.073
8.5	GLP	C1	0	304	45054	6	0.098
			2.5	304	40284	7	0.105
			5	304	36030	8	0.112
		C2	0	304	141451	5	0.080
			2.5	304	136681	5	0.082
			5	304	132248	6	0.084
10	GLP	C1	0	304	35250	7	0.111
			2.5	304	30958	8	0.118
			5	304	27131	8	0.125
		C2	0	304	115097	6	0.087
			2.5	304	110806	6	0.089
			5	304	106979	6	0.091

En la Tabla 4.2 se pueden observar las soluciones que presentan el mayor VAN, según el tipo de configuración, combustible y tasa de descuento. En primer lugar, se puede notar que las soluciones correspondientes al caso a gas natural para las tasas de 8.5 y 10%, no son incluidas en la tabla dado que no presentan factibilidad económica. Sin embargo, al considerar un suministro de energía térmica a través de GLP, la tasa de 8.5% alcanza períodos de retorno entre 5 y 8 años mientras que la tasa de 10% tiene un *Payback* de 6 a 8 años. Por otro lado, el escenario más favorable correspondiente a la tasa de 6%, si presenta rentabilidad para el caso a gas natural mostrando períodos de retorno de 15 a 20 años. Para la misma tasa pero en este caso considerando GLP, la configuración con integración solar C_2 presenta los mejores indicadores económicos, alcanzando un período de retorno de la inversión de aproximadamente 4 años para altos niveles de aislación térmica en el estanque. Por último, se debe mencionar que la TIR no se ve afectada por la variación de la tasa de descuento por lo que presenta los mismos valores que para la tasa de 7%.

La Figura 4.11 muestra la influencia de la tasa de descuento en el valor del LCOH para cada configuración. De manera general, se puede observar que todos los escenarios exhiben un LCOH menor al costo específico del GLP, que corresponde a 0.196 USD/kWh. La solución que presenta el valor más alto para este indicador corresponde a 357 kWh para la configuración C_1 , alcanzando un valor de 0.167 kWh/USD.

En el caso de C_1 , la tasa de 6% muestra que el valor mínimo del LCOH es menor que el presentado en el estudio con el que se realiza la comparativa, siendo este último igual a 0.104 USD/kWh [7]. Por otro lado, para la misma tasa y considerando un coeficiente de pérdida mayor a 2.5 kJ/hm²K, esta configuración deja de ser competitiva frente al costo específico del gas natural, que corresponde a 0.088 USD/kWh. Por otro lado, las tasas de 8.5 y 10% presentan un mínimo para este indicador que resulta ser mayor que el LCOH que muestra la cervecería al utilizar gas natural, por lo que la implementación del sistema de almacenamiento de manera independiente representa un escenario desfavorable frente al combustible mencionado. Por último, de acuerdo al valor presentado por A. Crespo et al., ambas tasas ofrecen costos competitivos para un valor de U menor a 2.5 kJ/hm²K.

Por su parte, la configuración con integración solar C_2 muestra que el LCOH tiende a aumentar a medida que también lo hace el nivel de recuperación de calor. Por lo tanto, este indicador alcanzará su valor mínimo en 214 kWh para las tres tasas consideradas en este estudio. Al comparar este indicador con el costo específico del GLP y gas natural, y con el costo por unidad de energía que alcanza el escenario 1 del estudio [7], el LCOH mínimo ofrece un valor que es menor a los mencionados, por lo que según este indicador, combinar ambos sistemas representaría una oportunidad de mejora sin importar el escenario considerado en este análisis.

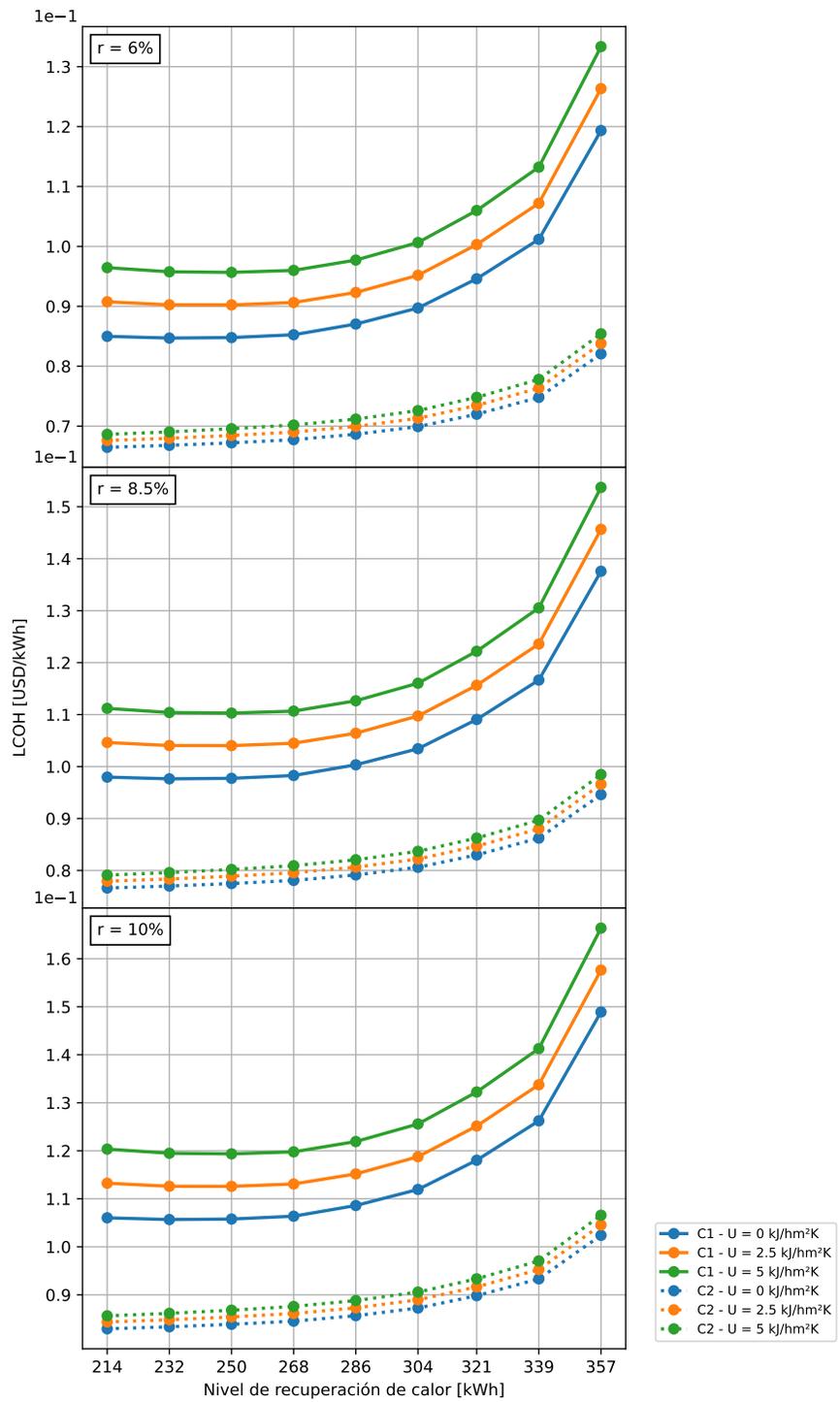


Figura 4.11: Costo nivelado de calor (LCOH), según diferentes tasas de descuento.

4.2.1.2. Costo de inversión

De acuerdo al margen de precisión antes mencionado para el costo de inversión I_0 , se establecen cuatro escenarios para evaluar la rentabilidad y competitividad de las diferentes soluciones de almacenamiento.

De la Figura 4.12, se puede observar el VAN para una reducción del costo de inversión del sistema de almacenamiento térmico en un 15 y 30 %. De la Figura 4.12.a correspondiente al caso a gas natural, se puede notar que para una reducción del 30 % de la inversión y al implementar el sistema de almacenamiento de forma independiente, la solución de 357 kWh para un coeficiente de pérdida de 5 kJ/hm²K es el único escenario que no es rentable bajo este indicador. Por otro lado, para el mismo porcentaje de reducción en el caso de C_2 , todas las soluciones presentan factibilidad económica. Para esta configuración, la solución de almacenamiento que alcanza el valor más alto para este indicador dependerá del nivel de aislación en el estanque, siendo la solución de 304 kWh para el caso de cero pérdidas y, la solución de 286 kWh para los coeficientes de 2.5 y 5 kJ/hm²K.

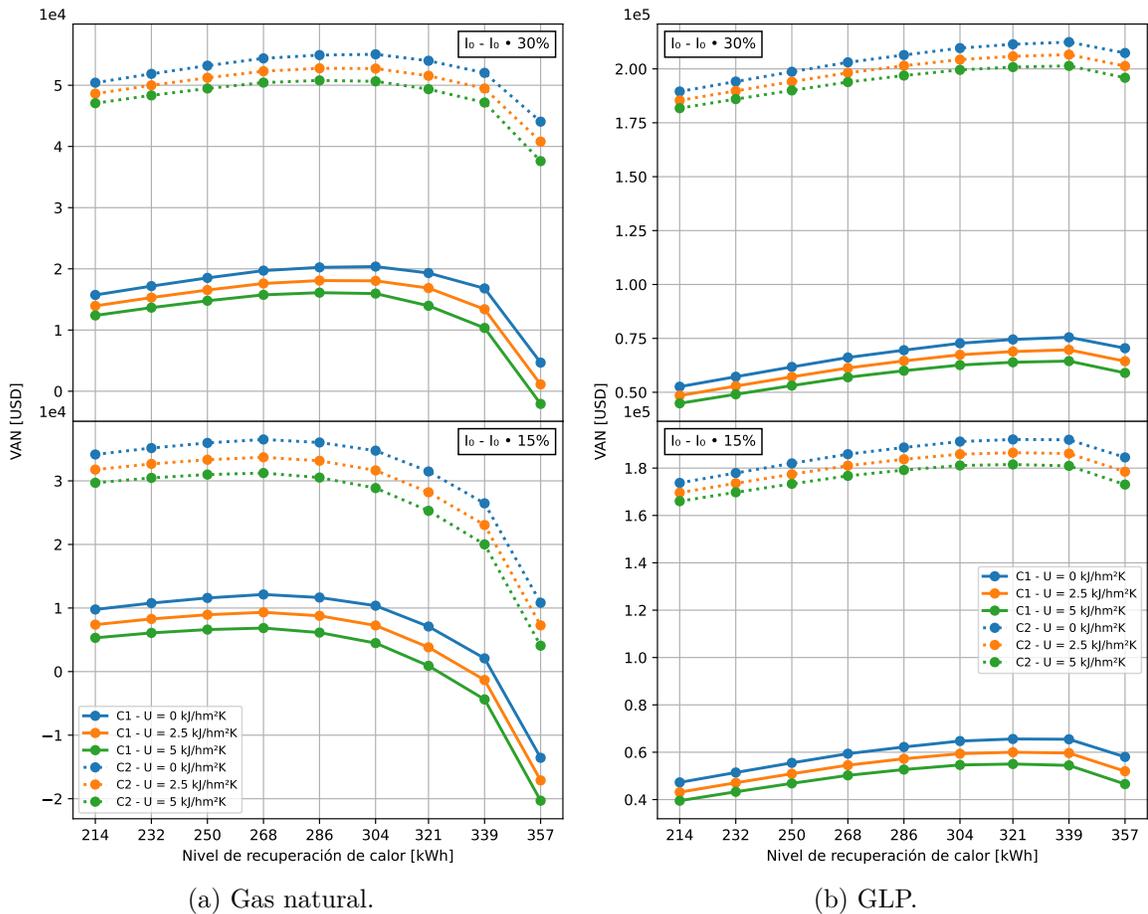


Figura 4.12: Valor actual neto (VAN), según una reducción del 15 y 30 % del costo de inversión.

Como se puede observar del gráfico inferior de la Figura 4.13.a correspondiente a una reducción del costo de inversión de 15 %, todas las soluciones de C_2 presentan un VAN mayor

a 0, siendo la solución de 339 kWh la que presenta el valor más alto para este indicador. En el caso de C_1 , la solución de 357 kWh no cumple con el criterio de rentabilidad, mientras que la solución de 339 kWh es factible económicamente sólo para un alto grado de aislación térmica en el estanque. Para esta configuración, la solución de 268 kWh es la que presenta el mayor VAN para los tres coeficientes de pérdida considerados en este estudio.

De la Figura 4.12, se puede notar que todas las soluciones son factibles económicamente al considerar el precio del GLP en el cálculo de los ahorros energéticos. Para una reducción del 30 %, la solución que alcanza el valor máximo para el VAN corresponde a 339 kWh, mientras que para una reducción del 15 %, la solución de 321 kWh es la que muestra el valor más alto para este indicador. Las soluciones mencionadas corresponden al escenario más favorable de acuerdo a este indicador, independiente de la configuración o el nivel de aislación térmica en el estanque.

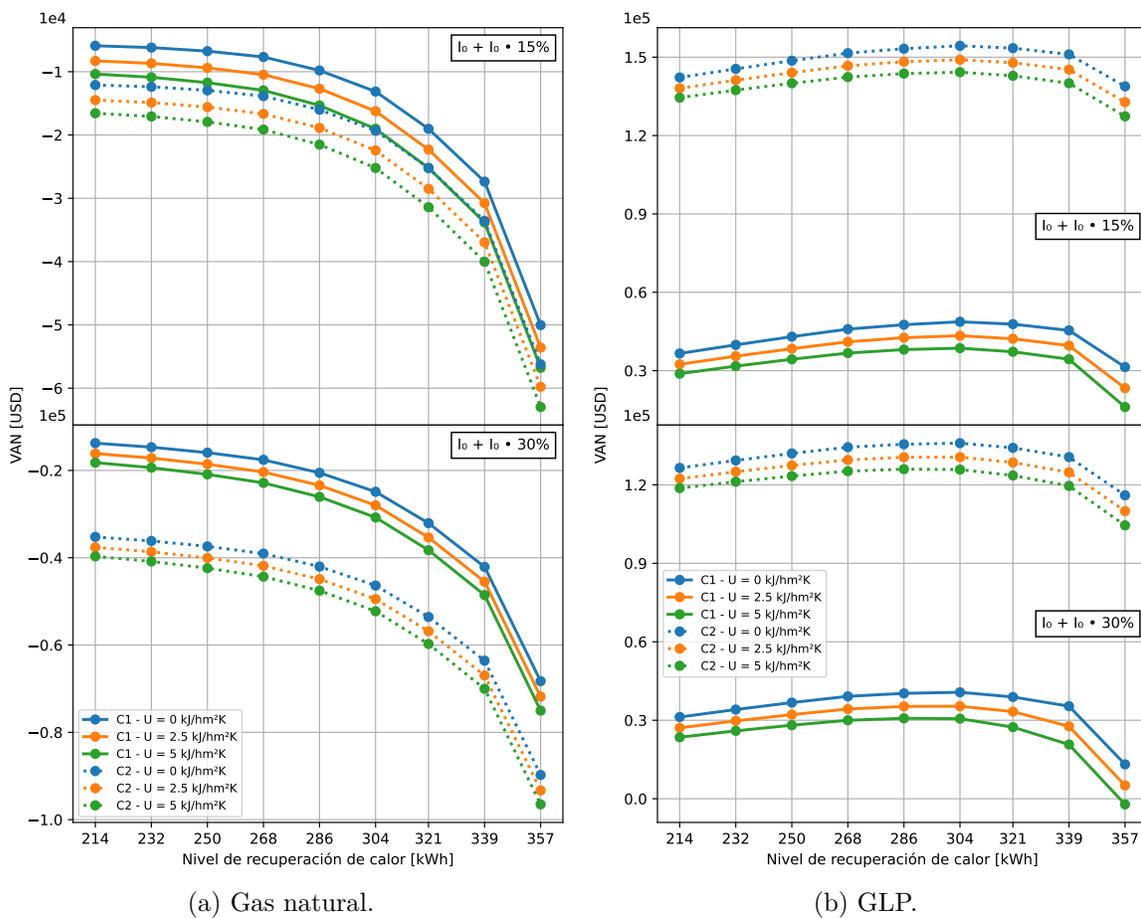


Figura 4.13: Valor actual neto (VAN), según un aumento del 15 y 30 % del costo de inversión.

La Figura 4.13 muestra lo que ocurre con la rentabilidad de las soluciones al aumentar el costo de inversión en un 15 y 30 %. Como se puede notar a partir de la Figura 4.13.a, ninguna configuración ofrece beneficios económicos para el caso a gas natural.

En el caso del GLP, la Figura 4.13.b muestra que un aumento del costo de inversión en

un 30 % permite que exista rentabilidad en gran mayoría de las soluciones que corresponden a C_1 , a excepción de la solución de 357 kWh que no es factible económicamente para un coeficiente de pérdida de 5 kJ/hm²K. De acuerdo a la configuración mencionada, la solución de 304 kWh alcanza el valor máximo del VAN para un coeficiente de pérdida de 0 y 2.5 kJ/hm²K, mientras que la solución de 286 kWh ofrece los mayores beneficios económicos según este indicador para un valor de U igual a 5 kJ/hm²K. Por su parte, un aumento del 15 % del costo de inversión muestra que es posible tener factibilidad económica en todas las soluciones de almacenamiento. En particular, la solución de 304 kWh es la que presenta una mayor rentabilidad en ambas configuraciones, independiente del coeficiente de pérdida.

Tabla 4.3: Soluciones que presentan el mayor VAN para una variación del 15 y 30 % en el costo de inversión I_0 .

Inversión	Combustible	Configuración	Coefficiente de pérdida U [kJ/hm ² K]	Recuperación de calor [kWh]	VAN [USD]	TIR (%)	Payback [años]	LCOH [USD/kWh]
-30 % I_0	GN	C1	0	304	20372	13.48	7	0.066
			2.5	286	18084	13.31	7	0.069
			5	286	16103	12.67	8	0.073
		C2	0	304	55055	14.51	7	0.052
			2.5	286	52767	14.49	7	0.053
			5	286	50786	14.23	7	0.053
	GLP	C1	0	339	75505	24.33	4	0.075
			2.5	339	69686	23.13	4	0.079
			5	339	64472	22.04	4	0.084
		C2	0	339	212420	30.13	3	0.055
			2.5	339	206602	29.56	3	0.057
			5	339	201388	29.05	3	0.058
-15 % I_0	GN	C1	0	268	12129	10.86	12	0.077
			2.5	268	9327	9.97	13	0.082
			5	268	6848	9.19	15	0.087
		C2	0	268	36514	11.56	11	0.061
			2.5	268	33712	11.21	11	0.062
			5	268	31233	10.90	12	0.063
	GLP	C1	0	321	65596	22.52	5	0.085
			2.5	321	59998	21.37	5	0.090
			5	321	55024	20.33	6	0.096
		C2	0	321	192094	26.42	4	0.065
			2.5	321	186496	25.93	4	0.066
			5	321	181521	25.49	4	0.067
+15 % I_0	GLP	C1	0	304	48705	16.14	7	0.109
			2.5	304	43366	15.22	8	0.116
			5	304	38603	14.39	9	0.123
		C2	0	304	154367	19.22	6	0.085
			2.5	304	149028	18.83	6	0.087
			5	304	144265	18.49	6	0.089
+30 % I_0	GLP	C1	0	304	40699	13.93	9	0.124
			2.5	304	35359	13.08	10	0.131
			5	286	30749	12.81	10	0.135
		C2	0	304	135942	16.75	7	0.096
			2.5	304	130603	16.40	7	0.098
			5	286	125993	16.32	7	0.099

La Tabla 4.3 reúne las soluciones que presentan el mayor VAN para cada variación del costo de inversión I_0 . Se debe mencionar que los escenarios correspondientes a un aumento de la inversión en un 15 y 30 % para el caso a gas natural, no presentan factibilidad económica por lo que no son incluidos en la tabla mencionada.

Se puede observar a partir de la Tabla 4.3 que para la configuración con integración solar C_2 y un sistema auxiliar de energía en base al GLP, una reducción del 30 % del costo de inversión permite alcanzar un VAN de aproximadamente 212400 USD y períodos de retorno cercanos a los 3 años. Por su parte, para este mismo porcentaje de reducción, el caso a gas natural ofrece un *Payback* de 7 a 8 años. Por otro lado, una disminución del 15 % de este costo para el caso a GLP permite obtener períodos de retorno cerca de los 4 años para C_2 , mientras que para C_1 se pueden obtener tiempos de retorno de 5 a 6 años. Por último, si se considera el mismo porcentaje de reducción y empleando gas natural como sistema de respaldo, C_1 ofrece un período esperado de retorno de 12 a 15 años, en cambio C_2 presenta un *Payback* de 11 a 12 años.

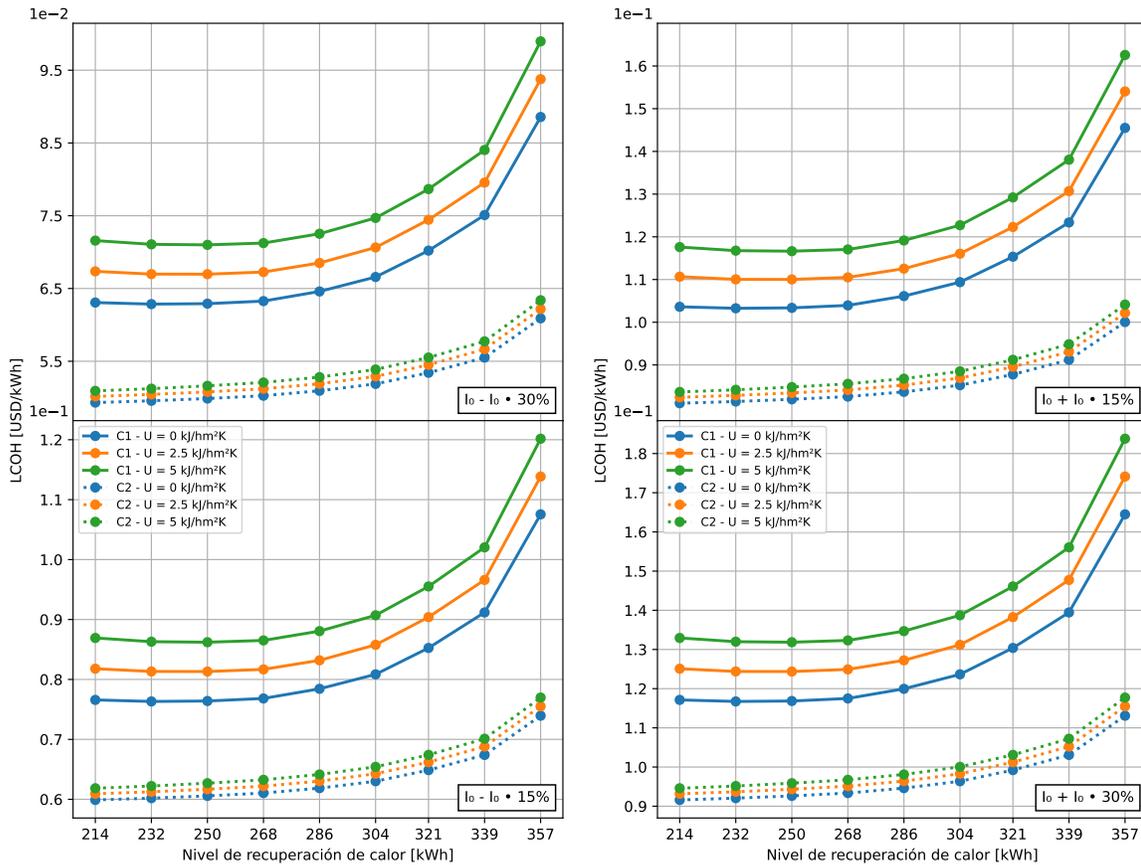
Para un aumento de la inversión de 15 y 30 %, C_2 presenta un período de retorno de 6 y 7 años, respectivamente. Por otra parte, C_1 ofrece un tiempo esperado de retorno de la inversión de 7 a 9 años para un aumento de la inversión en un 15 %. Por otro lado, un aumento de la inversión en un 30 % implica que C_1 obtenga períodos de retorno de 7 a 10 años.

Con respecto al costo nivelado de calor (LCOH), la Figura 4.14 muestra los valores obtenidos para este indicador, según los diferentes costos de inversión que se consideran en este análisis. De manera general, se puede observar que la solución de 214 kWh presenta el valor mínimo de este indicador para C_2 . En el caso de C_1 , el mínimo para el LCOH es alcanzado para una solución de 232 kWh. Se debe mencionar que la solución que ofrece el mínimo en ambas configuraciones es independiente del escenario de inversión. Además, los valores que se mostrarán a continuación son presentados en rangos debido a los tres coeficientes de pérdida considerados en este trabajo.

Para una reducción del 30 %, las soluciones mencionadas en el párrafo anterior ofrecen un rango para el valor mínimo del LCOH de 0.063 a 0.072 y de 0.049 a 0.051 USD/kWh correspondientes a C_1 y C_2 , respectivamente. Por otra parte, una reducción del 15 % permite obtener un mínimo para este indicador que varía de 0.076 a 0.086 USD/kWh para C_1 y de 0.060 a 0.062 USD/kWh para C_2 . Es importante destacar que bajo estos escenarios, ambas configuraciones ofrecen precios por unidad de energía bastante competitivos frente al costo específico de los combustibles a emplear por la cervecería, que corresponden a un valor de 0.088 y 0.196 USD/kWh para el gas natural y el GLP, respectivamente. Además, estos valores son menores al LCOH presentado para el escenario de integración solar térmica con el que se realiza una comparativa en este estudio, que corresponde a 0.104 USD/kWh.

El escenario que representa un aumento del 15 % de la inversión muestra un LCOH mínimo de 0.103 a 0.117 y de 0.081 a 0.084 USD/kWh para C_1 y C_2 , respectivamente. Si bien el mínimo para el LCOH que alcanza C_1 es menor que el costo específico de GLP, los valores obtenidos para este indicador no son competitivos frente al costo nivelado de calor que presenta la cervecería al utilizar gas natural. Esto último también se puede llegar a inferir al comparar los valores obtenidos para este indicador con el LCOH presentado en el estudio de A. Crespo et al. [7]. A pesar de que el LCOH de 0.103 USD/kWh obtenido para el caso de cero pérdidas en el estanque es menor al propuesto por el estudio mencionado, es un valor que en la práctica no es alcanzable para la operación real de estos sistemas. Por último, se puede observar a partir de la Figura 4.14.b que el valor mínimo para este indicador en el caso

de C_2 , es menor que los costos específicos de gas natural y GLP, y que el valor presentado por el escenario de integración solar térmica del estudio [7].



(a) Reducción del costo de inversión I_0 en un 15 y 30 %.

(b) Aumento del costo de inversión I_0 en un 15 y 30 %.

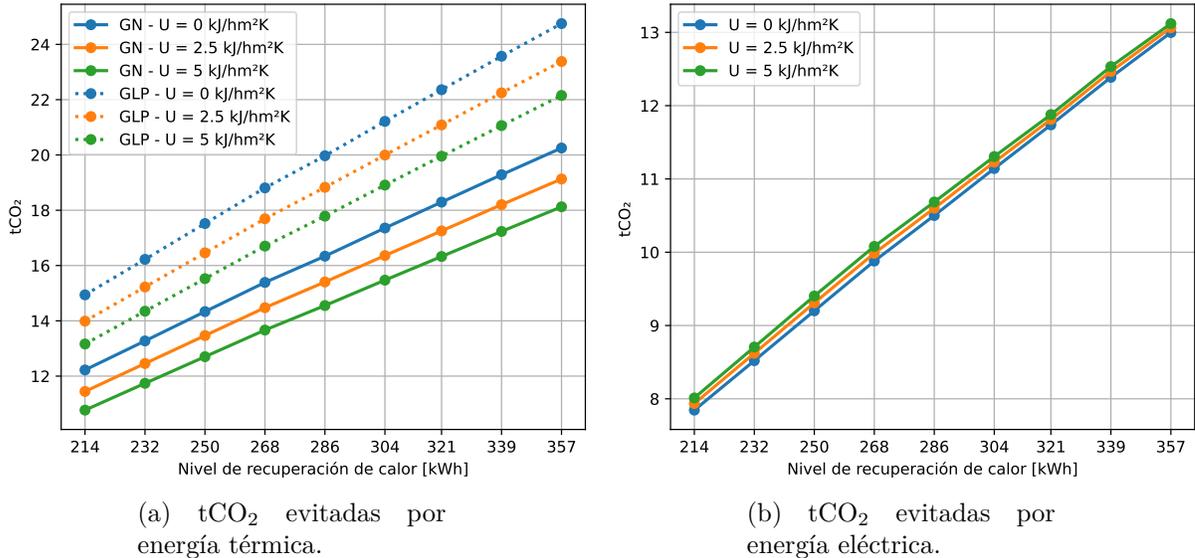
Figura 4.14: Costo nivelado de calor (LCOH), según el costo de inversión.

El último escenario que corresponde a un incremento del 30% de la inversión del sistema de almacenamiento, presenta un margen de 0.117 a 0.132 y de 0.092 a 0.095 USD/kWh para el valor mínimo del LCOH obtenido por las configuraciones C_1 y C_2 , respectivamente. Como se puede notar de la Figura 4.14.b, el indicador obtenido para ambas configuraciones es menor que el costo específico del GLP. Sin embargo, el mínimo de este indicador no es competitivo frente al precio por unidad de energía que tiene la cervecería al emplear gas natural. Por otro lado, el intervalo que presenta C_2 para el LCOH mínimo es menor que el valor presentado por el sistema solar térmico del estudio [7], mientras que el rango de valores obtenidos por C_1 son mayores a este último. Esto indica que la configuración asociada al sistema de almacenamiento térmico implementado de manera independiente, no representa una opción favorable bajo este escenario.

4.3. Reducción de emisiones

En esta sección se presentan los ahorros en toneladas equivalentes de CO_2 obtenidos a partir de la reducción de la energía térmica y eléctrica. En primer lugar, se muestra la reducción de este gas de efecto invernadero para las diferentes soluciones de almacenamiento térmico implementadas sin integración solar.

De manera general, se puede observar a partir de la Figura 4.15 que el ahorro de emisiones presenta una relación aproximada de proporcionalidad directa con respecto al nivel de recuperación de calor. Como se puede observar de la Figura 4.15.a, las emisiones evitadas para el sistema de almacenamiento térmico tiene su valor mínimo para la solución de 214 kWh, presentando un margen de 10.77 a 12.22 y de 13.16 a 14.94 tCO_2 para el gas natural y GLP, respectivamente. En cambio, su valor máximo es alcanzado por una solución de 357 kWh, siendo de 18.12 a 20.25 y de 22.15 a 24.75 tCO_2 para el gas natural y GLP, respectivamente. Se debe mencionar que los resultados son presentados en intervalos dada la dependencia de estos valores con respecto al nivel de aislación en el estanque.



(a) tCO_2 evitadas por energía térmica. (b) tCO_2 evitadas por energía eléctrica.

Figura 4.15: Reducción de emisiones de CO_2 para la configuración de almacenamiento sin integración solar C_1 .

Como se puede notar de la Figura 4.15.b, las curvas asignadas a la reducción de emisiones por ahorro de energía eléctrica se encuentran menos separadas que las curvas de la Figura 4.15.a. Este comportamiento se explica por la utilización del componente asociado al condensador en TRNSYS, el cual entrega una cantidad constante de energía al cambiar de fase (calor latente), por lo que un porcentaje menor de la energía recuperada se encuentra sujeta a variación debido al coeficiente de pérdida del estanque. Con respecto al ahorro conseguido por la reducción de energía eléctrica, se tiene un rango mínimo entre 7.85 y 8.01 tCO_2 , mientras que su valor máximo fluctúa entre 13.00 y 13.12 tCO_2 .

A continuación, se presenta la reducción de emisiones del sistema de almacenamiento con y sin integración solar. Como se puede observar de la Figura 4.16, al considerar GLP es posible obtener una reducción de este contaminante entre 76.73 y 79.25 tCO₂ para C₂, excediendo en aproximadamente 40 tCO₂ al máximo de emisiones evitadas para la configuración sin integración solar. Por otro lado, si se considera gas natural como la principal fuente de energía térmica de la cervecería, en el mejor de los casos la reducción de emisiones varía de 65.17 a 67.21 tCO₂ para la configuración con integración C₂, a diferencia de C₁ en donde las emisiones evitadas fluctúan de 31.24 a 33.25 tCO₂.

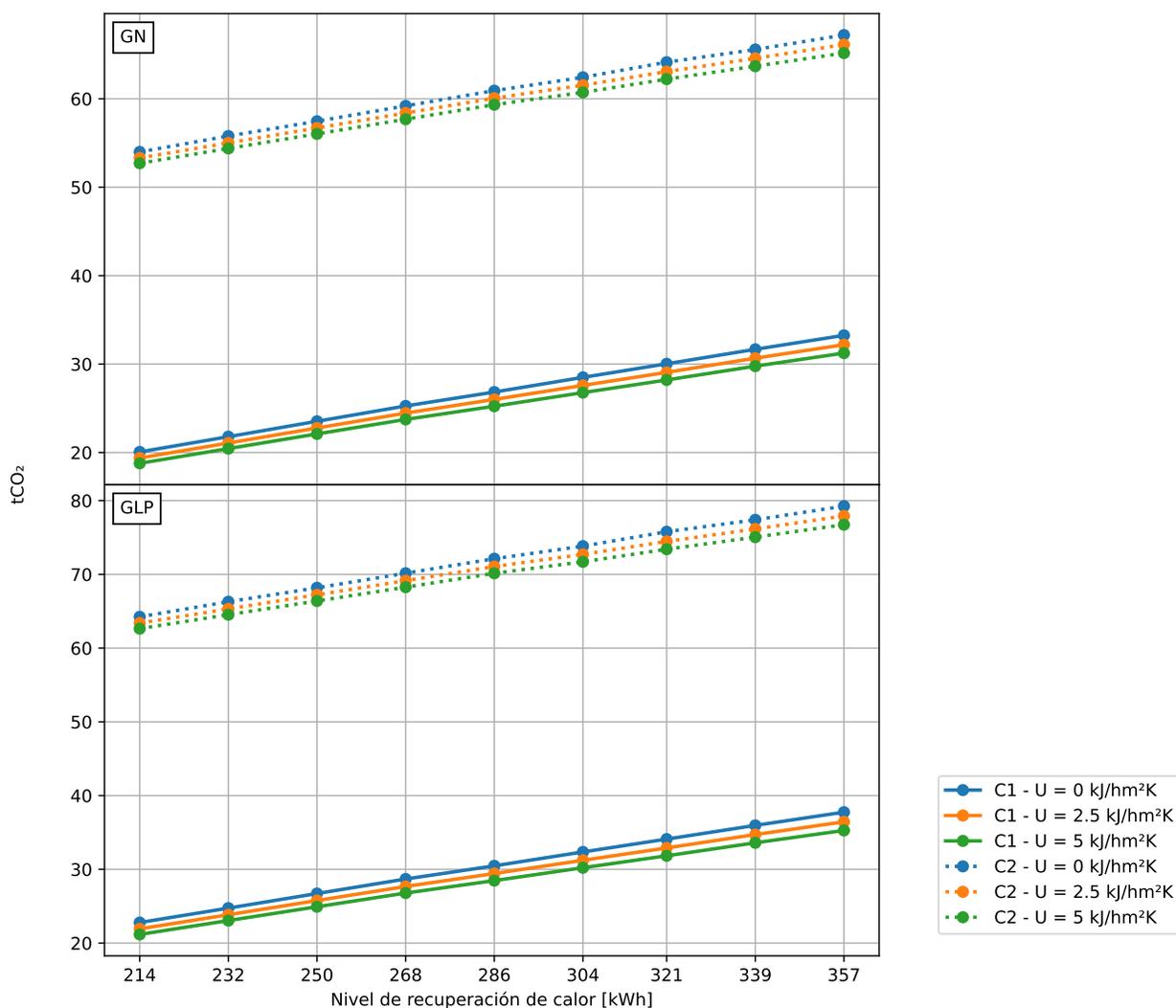


Figura 4.16: Reducción de emisiones de CO₂, según el tipo de combustible.

Al comparar las emisiones evitadas por ambas configuraciones y el escenario 1 de integración solar [7], se puede notar a partir de la Figura 4.16 que todas las soluciones de C₂, independiente del combustible, exceden a las 41 tCO₂ del estudio mencionado. Sin embargo, si se implementa el sistema de almacenamiento térmico sin integración solar, la opción que genera los mayores ahorros de este gas ofrece una menor reducción de emisiones que la presentada por A. Crespo et al. en su investigación, mostrando una diferencia de 7.76 a 9.75 tCO₂ para el caso a gas natural y de 3.25 a 5.73 tCO₂ al considerar GLP.

Capítulo 5

Conclusiones

En el marco del presente trabajo, se evaluó la integración transiente de una serie de soluciones de almacenamiento térmico para la recuperación de calor de los flujos que participan del proceso de elaboración de cerveza. Esto con el objetivo de abordar la demanda energética intermitente que presentan los procesos *batch*, los cuales limitan la implementación de tecnologías de generación ERNC y medidas de eficiencia energética en este rubro.

El estudio detallado del proceso productivo en una cervecería artesanal permitió caracterizar su consumo energético e identificar sus principales parámetros de operación. De acuerdo a las diferentes etapas del proceso cervecero que se consideran en esta investigación, se determinó una demanda de energía térmica y eléctrica de 477 y 206 MWh al año, respectivamente. La información necesaria fue provista por el CSET de FCR, quienes habían realizado anteriormente un estudio de pre-factibilidad de integración solar en una cervecería nacional. Posteriormente, estos datos fueron complementados con cervecerías de similar capacidad productiva presentes en la bibliografía consultada, logrando precisar aún más el caso de estudio utilizado durante el desarrollo de este trabajo.

Para identificar el máximo potencial de recuperación de calor a partir de dos ciclos diarios de producción, se utilizó el modelo *Indirect Sink Source Profile* del análisis *Pinch*. Este método señala que es posible recuperar de manera indirecta un total de 379 kWh, mientras que 18 kWh pueden ser recuperados de forma directa. Esto último permite corroborar la limitación que presentan las medidas de recuperación directa en procesos discontinuos en donde generalmente los flujos no coinciden durante el proceso productivo, restringiendo la recuperación de energía.

En base al nivel de recuperación de calor establecido, se definió una solución de almacenamiento que involucraba a todos los flujos del proceso productivo. Este sistema presentó el inconveniente de que la diferencia de temperaturas entre los puntos de extracción del medio de almacenamiento llegaba a ser tan pequeña que podría resultar inviable en la práctica. Esto se debe al carácter dinámico que muestra la estratificación en el estanque durante los procesos de carga y descarga, generando una amplia variabilidad en las temperaturas en su interior. Por lo tanto, a partir de la exclusión de ciertos flujos que tenían una menor participación en la recuperación de calor, se determinó un sistema de almacenamiento que redujo la complejidad en las conexiones de la configuración anterior. De manera adicional, estas modificaciones conllevan a beneficios económicos, en donde la reducción de la inversión

anualizada es notablemente mayor a la disminución de las ganancias conseguidas a través del ahorro energético.

Una vez seleccionada la configuración de almacenamiento, se implementó un modelo de optimización con el objetivo de maximizar la recuperación de calor para un volumen dado de estanque. Se puede observar a partir de su aplicación que, para el nivel de recuperación dado, no se obtiene una disminución significativa del volumen del estanque. A pesar de esto último, se destaca que el modelo provea de una herramienta capaz de calcular el volumen optimizado de estanque para una serie de niveles de recuperación de calor, ofreciendo al usuario un rango de alternativas según sus requerimientos de espacio y el ahorro de energía que pretende conseguir. A partir de esto último, se generaron 9 soluciones de almacenamiento térmico a partir de la reducción del nivel de recuperación desde 357 a 214 kWh.

El método utilizado para dimensionar el sistema de almacenamiento térmico presenta dos limitaciones importantes. En primer lugar, se considera estratificación perfecta en el estanque, por lo que se omiten las posibles pérdidas internas que podría presentar durante su operación. Por otro lado, se define al estanque como adiabático, por lo que no existe un intercambio de energía con el ambiente. Bajo este argumento, fue necesario realizar simulaciones en TRNSYS que permitan evaluar la influencia de ambas restricciones en el desempeño energético de cada solución.

Al analizar cada solución a través de las temperaturas alcanzadas por cada flujo y la energía recuperada, se puede concluir que al aumentar el nivel de recuperación de calor, mayores son las pérdidas internas ocasionadas por la generación de entropía, provocando una mayor desviación de las variables mencionadas con respecto a los valores señalados por el análisis *Pinch*. Al comparar estos últimos con los valores obtenidos al simular un estanque adiabático, se observa que las temperaturas finales presentan una diferencia de hasta 10 °C, mientras que para la energía recuperada se tiene una desviación máxima de aproximadamente 13 MWh al año.

La evaluación económica y ambiental fue realizada para dos tipos de configuraciones: almacenamiento térmico con y sin integración solar térmica. Además, se consideró el precio del gas natural y del GLP para el cálculo de los ahorros energéticos. A partir de los resultados obtenidos, se puede inferir que la factibilidad económica y competitividad de ambas configuraciones es muy sensible a variaciones en el nivel de recuperación de calor, el coeficiente de pérdida del estanque y el escenario económico considerado.

Desde el punto de vista económico, si se considera el precio del GLP, una tasa del 7% y el costo base de inversión, la configuración con integración solar puede llegar a presentar períodos de retorno de 5 años, mientras que la alternativa sin integración muestra un tiempo de retorno de 6 a 7 años, dependiendo del grado de aislación en las paredes del estanque. Por otro lado, si se utiliza gas natural en vez de GLP para suplir la demanda térmica de la cervecería, los indicadores económicos muestran escenarios adversos para invertir en tales tecnologías, en donde la configuración con integración solar muestra períodos de retorno de 17 a 19 años. Por otro lado, si el sistema de almacenamiento es implementado de manera independiente puede llegar a tener períodos de retorno mayores a 19 años.

Con respecto al LCOH calculado según el escenario económico que se menciona en el párrafo anterior, las soluciones que presentan el mínimo para este indicador ofrecen costos competitivos frente al costo específico de los combustibles fósiles considerados en este estudio. De acuerdo a esto último, la configuración con integración solar presenta un LCOH mínimo de aproximadamente 0.07 USD/kWh para la solución de 214 kWh, valor que se encuentra por debajo del costo específico del GN y GLP, que corresponden a 0.088 y 0.196 USD/kWh, respectivamente. Por su parte, la configuración sin integración solar muestra que el mínimo de este indicador fluctúa de 0.089 a 0.1 USD/kWh para la solución de 232 kWh, valores que son superiores al costo específico del gas natural, pero inferiores al costo del GLP. Por último, el LCOH mínimo obtenido para ambas configuraciones es menor que el presentado por A. Crespo et al. [7], que corresponde a 0.104 USD/kWh, lo que permite concluir acerca de la oportunidad de mejora que representa la implementación del sistema de almacenamiento térmico en conjunto con tecnologías de energía solar.

A partir de los escenarios generados por la variación de la tasa de descuento, se puede notar que para el caso a gas natural ambas configuraciones no logran rentabilidad para una tasa de 8.5 y 10 %. En cambio, si se considera GLP como fuente de energía térmica de la cervecería, las soluciones que presentan los mayores beneficios económicos pueden alcanzar períodos de retorno de 5 y 6 años para las tasas de 8.5 y 10 %, respectivamente. Por su parte, la tasa de 6 % presenta factibilidad económica independiente del combustible, la configuración y el nivel de aislación en el estanque, alcanzando un tiempo esperado de retorno de 4 a 5 años para la configuración con integración solar y un sistema de respaldo de energía en base al GLP.

De manera adicional al análisis de sensibilidad realizado para la tasa de descuento, se estudió cómo influye la variación del costo de inversión del sistema de almacenamiento en los indicadores económicos. En primer lugar, una reducción del 30 % permite alcanzar períodos de retorno de 3 y 8 años para la configuración con o sin integración, respectivamente. Por otro lado, una disminución del 15 % presenta una menor rentabilidad que el escenario anterior, llegando a tener períodos de retorno entre 4 y 15 años, considerando ambas configuraciones. Por su parte, un aumento del 15 % repercute en que las alternativas para el caso a gas natural no consigan factibilidad económica. Sin embargo, si la cervecería emplea GLP las soluciones presentan un tiempo esperado de retorno de 6 a 9 años. Por último, el escenario más desfavorable correspondiente a un aumento del 30 % de la inversión presenta períodos de retorno de 7 a 10 años.

Finalmente, se presenta un rango para las emisiones evitadas de CO₂ según el nivel de aislación en el estanque y el tipo de combustible que utiliza la cervecería. Si se considera gas natural, la reducción de emisiones varía de 65 a 67 tCO₂ para la configuración con integración solar. Por otro lado, bajo la misma configuración y considerando GLP, las emisiones evitadas fluctúan de 77 a 79 tCO₂, superando en aproximadamente 40 tCO₂ al estudio de integración solar que ha sido utilizado como punto de comparación en este trabajo.

Trabajo futuro

Como continuación al trabajo desarrollado en el presente informe, se puede conformar un prototipo del sistema de almacenamiento térmico a escala de laboratorio. Esto permitiría validar experimentalmente los resultados de las simulaciones, observando si existen diferencias significativas entre el método presentado y la operación real de tales sistemas. Además, se recomienda realizar pruebas de enfriamiento (*Cool down test*) para determinar el coeficiente global de transferencia de calor de las paredes del estanque, lo que permitiría reducir la variabilidad de los resultados a obtener.

Bibliografía

- [1] ACECHI. (2019). Minuta: Estudio sobre la contribución de la cerveza a la economía en Chile. Consulta: 2 de junio de 2021, de <https://acechi.cl/nuestra-industria/>.
- [2] Brewers Association. (2019). Craft Beer Industry Market Segments. Consulta: 2 de junio de 2021, de <https://www.brewersassociation.org/statistics-and-data/craft-beer-industry-market-segments/>
- [3] Castillo, P. A., Correa, C. A., & Ibarra, M. (2018). Metodología para la determinación del potencial de integración de tecnologías solares térmicas para aplicaciones industriales en Chile. XVI Congreso Ibérico y XII Congreso Iberoamericano de Energía Solar. https://www.researchgate.net/publication/332330322_Metodologia_para_la_determinacion_del_potencial_de_integracion_de_tecnologias_solares_termicas_para_aplicaciones_industriales_en_Chile
- [4] Pino, A., Pino, F. J., & Guerra, J. (2019b). Solar Thermal and Photovoltaics to Supply Heating and Cooling Demnad for a Microbrewery. ISES Solar World Congress 2019 - IEA SHC International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry 2019. <http://proceedings.ises.org/paper/swc2019/swc2019-0061-Pino.pdf>
- [5] Hauner, M., Eichhorn, K., Vearasilp, S., Thanapornpoonpong, S., & Changrue, V. (2020). Use and applications of solar heat in the malting and brewing industry - A review. *Brewing Science*, 73, 6-17. https://www.researchgate.net/publication/339701952_Use_and_applications_of_solar_heat_in_the_malting_and_brewing_industry_-_A_review
- [6] World Map of Solar Thermal Plants | Solar Heat for Industrial Processes (SHIP) Plants Database. (2013–2021). AEE INTEC. Consulta: 3 de junio de 2021, de http://ship-plants.info/solar-thermal-plants-map?industry_sector=14
- [7] Crespo, A., Muñoz, C., Cerda, M.T., Muñoz, I., Hernández, C., Ramírez, G., Ibarra, M., & Dinter, F. (2019). Techno-economic Analysis of Solar Photovoltaics and Solar Thermal Energy Integration in a Chilean Brewery. Center for Solar Energy Technologies, Fraunhofer ChileResearch. [10.18086/swc.2019.12.02](https://doi.org/10.18086/swc.2019.12.02)
- [8] El proceso de fabricación de la cerveza. (2019, 14 octubre). Los Cervecistas. Consulta: 3 de junio de 2021, de <https://www.loscervecistas.es/el-proceso-de-fabricacion-de-la-cerveza/>
- [9] Koçak, B., Fernandez, A. I., & Paksoy, H. (2020). Review on sensible thermal energy storage for industrial solar applications and sustainability aspects. *Solar Energy*, 209, 135–169. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0038092X20309208>

- [10] AIGUASOL. APPSOL: Manual de diseño de sistemas solares térmicos para la industria chilena.
- [11] Cruickshank, C. A., & Harrison, S. J. (2010). Heat loss characteristics for a typical solar domestic hot water storage. *Energy and Buildings*, 42(10), 1703–1710. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.04.013>
- [12] Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y aplicaciones* (4ta ed.). McGraw-Hill Education.
- [13] Alfa Laval. (2021). Intercambiador de calor - Definición, funcionamiento, tipos, aplicaciones y más. Consulta: 10 de junio de 2021, de: <https://www.alfalaval.es/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/intercambiadores-de-calor-de-placas/intercambiador-de-calor-definicion-funcionamiento-tipos-y-aplicaciones/>
- [14] Kemp, I. C. (2007). *Pinch Analysis and Process Integration: A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy* (2nd ed.). Butterworth-Heinemann.
- [15] Lucerne School of Engineering and Architecture. CC Thermal Energy Systems and Process Engineering. (2020). PinCH: An analysis and design tool for process integration. User Manual Version 3.2. https://pinch-analyse.ch/images/PinCH_Site/GetPinCH/pinch_user_manual_v_3_2.pdf
- [16] Olsen, D., Liem, P., Abdelouadoud, Y., & Wellig, B. (2017b). Thermal Energy Storage Integration Based on Pinch Analysis - Methodology and Application. *Chemie Ingenieur Technik*, 89(5), 598–606. <https://doi.org/10.1002/cite.201600103>
- [17] Abdelouadoud, Y., Lucas, E., Krummenacher, P., Olsen, D., & Wellig, B. (2019). Batch process heat storage integration: A simple and effective graphical approach. *Energy*, 185, 804–818. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.06.180>
- [18] Tibasiima, N., & Okullo, A. (2017a). Energy Targeting for a Brewing Process Using Pinch Analysis. *Energy and Power Engineering*, 09(01), 11–21. <https://doi.org/10.4236/epe.2017.91002>
- [19] Eiholzer, T., Olsen, D., Hoffmann, S., Sturm, B., & Wellig, B. (2017). Integration of a solar thermal system in a medium-sized brewery using pinch analysis: Methodology and case study. *Applied Thermal Engineering*, 113, 1558–1568. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.124>
- [20] Stampfli, J. A., Lucas, E. J., Ong, B. H., Olsen, D. G., Krummenacher, P., & Wellig, B. (2020). Optimization of volume-limited thermal energy storage in non-continuous processes. *Energy*, 203, 117805. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117805>
- [21] Stampfli, J. A., Lucas, E. J., Olsen, D. G., Krummenacher, P., & Wellig, B. (2019). Batch Process Integration: Management of Capacity-Limited Thermal Energy Storage by Optimization of Heat Recovery. *Chemical Engineering Transactions*, 76, 1027–1032. <https://doi.org/10.3303/CET1976172>

- [22] Haller, M. Y., Yazdanshenas, E., Andersen, E., Bales, C., Streicher, W., & Furbo, S. (2010). A method to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes independently from storage heat losses. *Solar Energy*, 84(6), 997–1007. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.03.009>
- [23] Hackl, R., Harvey, S., & Department of Energy and Environment - Division of Heat and Power Technology. (2013). Project Report TSA II: Identification, cost estimation and economic performance of common heat recovery systems for the chemical cluster in Stenungsund. Chalmers University of Technology. <https://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/187164/187164.pdf>
- [24] Chile precios del GLP. (2022, 25 abril). GlobalPetrolPrices.com. Consulta: 26 de abril de 2022, de https://es.globalpetrolprices.com/Chile/lpg_prices/
- [25] Chile precios del gas natural, marzo 2021. (s. f.). GlobalPetrolPrices.com. Consulta: 5 de octubre de 2021, de https://es.globalpetrolprices.com/Chile/natural_gas_prices/
- [26] Chile precios de la electricidad, septiembre 2021. (s. f.). GlobalPetrolPrices.com. Consulta: 7 de octubre de 2021, de https://es.globalpetrolprices.com/Chile/electricity_prices/#.
- [27] Towler, G., & Sinnott, R. (2012). *Chemical Engineering Design: Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design (English Edition)* (2.a ed.). Butterworth-Heinemann.
- [28] Turton, R., Shaeiwitz, J., Bhattacharyya, D., & Whiting, W. (2018). *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes* (5th ed.). Pearson.
- [29] Jenkins, S. (2020, 24 marzo). 2019 Chemical Engineering Plant Cost Index Annual Average. *Chemical Engineering*. Consulta: 7 de octubre de 2021, de <https://www.chemengonline.com/2019-chemical-engineering-plant-cost-index-annual-average/>
- [30] Couper, J. R. (2003). *Process Engineering Economics*. Marcel Dekker, Inc.
- [31] Hart, W. E., Laird, C., Watson, J., & Woodruff, D. L. (2012). *Pyomo – Optimization Modeling in Python (Springer Optimization and Its Applications Book 67)* (English Edition) (1st ed.). Springer.
- [32] GLPK - GNU Project - Free Software Foundation (FSF). (2012, 23 junio). Consulta: 18 de octubre de 2021, de <https://www.gnu.org/software/glpk/>
- [33] Water - Specific Heat vs. Temperature. (s. f.). Engineering Toolbox. Consulta: 6 de diciembre de 2021, de https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-water-d_660.html?vA=40&units=C#
- [34] Water - Thermal Conductivity vs. Temperature. (s. f.). Engineering Toolbox. Consulta: 6 de diciembre de 2021, de https://www.engineeringtoolbox.com/water-liquid-gas-thermal-conductivity-temperature-pressure-d_2012.html
- [35] Water - Density, Specific Weight and Thermal Expansion Coefficients. (s. f.). Engineering Toolbox. Consulta: 6 de diciembre de 2021, de https://www.engineeringtoolbox.com/water-density-specific-weight-d_595.html?vA=5&units=C#

- [36] Karim, A., Burnett, A., & Fawzia, S. (2018). Investigation of Stratified Thermal Storage Tank Performance for Heating and Cooling Applications. *Energies*, 11(5), 1049. <https://doi.org/10.3390/en11051049>
- [37] Khalifa, A. J., Mustafa, A. T., & Khammas, F. A. (2011). Experimental study of temperature stratification in a thermal storage tank in the static mode for different aspect ratios. *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, 6(2). https://www.researchgate.net/publication/260082293_Experimental_Study_of_Temperature_Stratification_in_a_Thermal_Storage_Tank_in_the_Static_Mode_for_Different_Aspect_Ratios
- [38] Molina, A., Rondanelli, R. Departamento de Geofísica, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Universidad de Chile. (2012). Exploración del recurso solar en Chile. Documentación y manual de uso. http://walker.dgf.uchile.cl/Explorador/Solar2/info/Documentacion_Explorador_Solar.pdf
- [39] Ludwig, E. (1999). *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants* (3th Revised ed., Vol. 1). Gulf Professional Publishing.
- [40] Munson, B. R., Young, D. F., Okiishi, T. H., & Huebsch, W. W. (2009). *Fundamentals of Fluid Mechanics* (6.a ed.). Wiley.
- [41] Morris, H. M., & Wiggert, J. M. (1972). *Applied Hydraulics in Engineering* (2.a ed.). John Wiley & Sons Inc.
- [42] Pumps & Systems Magazine. (2012, 20 enero). Pump Efficiency—What Is Efficiency? *Pumps and Systems Magazine*. Consulta: 28 de noviembre de 2021, de <https://www.pumpsandsystems.com/pump-efficiency-what-efficiency>
- [43] Klein, S. A. (2018). *EES - Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems (Commercial and Professional Versions)*. https://www.fchart.com/assets/downloads/ees_manual.pdf
- [44] SII | Servicio de Impuestos Internos. (2020). Impuesto de primera categoría. Consulta: 11 de enero de 2022, de https://www.sii.cl/ayudas/aprenda_sobre/3072-1-3080.html
- [45] Quiñones, G., Felbol, C., Valenzuela, C., Cardemil, J. M., & Escobar, R. A. (2020). Analyzing the potential for solar thermal energy utilization in the Chilean copper mining industry. *Solar Energy*, 197, 292–310. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.01.009>
- [46] Environment. (2021). U.S. Energy Information Administration (EIA) - U.S. Energy Information Administration (EIA). Consulta: 10 de enero de 2022, de https://www.eia.gov/environment/emissions/co2_vol_mass.php
- [47] Greenhouse Gases Equivalencies Calculator - Calculations and References. (2021, 28 abril). US EPA. Consulta: 11 de enero de 2022, de <https://www.epa.gov/energy/greenhouse-gases-equivalencies-calculator-calculations-and-references>
- [48] Lauterbach, C., Schmitt, B., & Vajen, K. (2014b). System analysis of a low-temperature solar process heat system. *Solar Energy*, 101, 117–130. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2013.12.014>

- [49] Vérez, D., Borri, E., Crespo, A., Zsembinszki, G., Dawoud, B., & Cabeza, L. F. (2021). Experimental Study of a Small-Size Vacuum Insulated Water Tank for Building Applications. *Sustainability*, 13(10), 5329. <https://doi.org/10.3390/su13105329>
- [50] Cruickshank, C. A., & Harrison, S. J. (2010). Heat loss characteristics for a typical solar domestic hot water storage. *Energy and Buildings*, 42(10), 1703–1710. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.04.013>

Anexos

Anexo A. Soluciones de almacenamiento

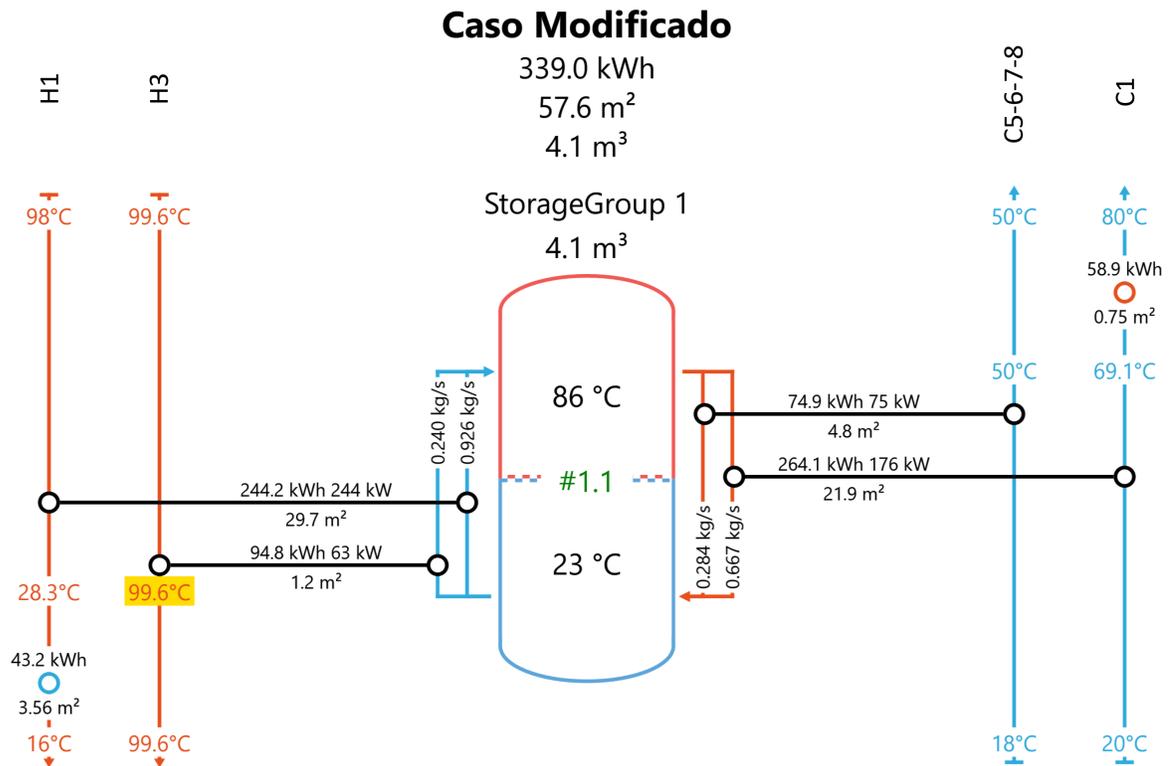


Figura A.1: RC = 339 kWh.

Caso Modificado

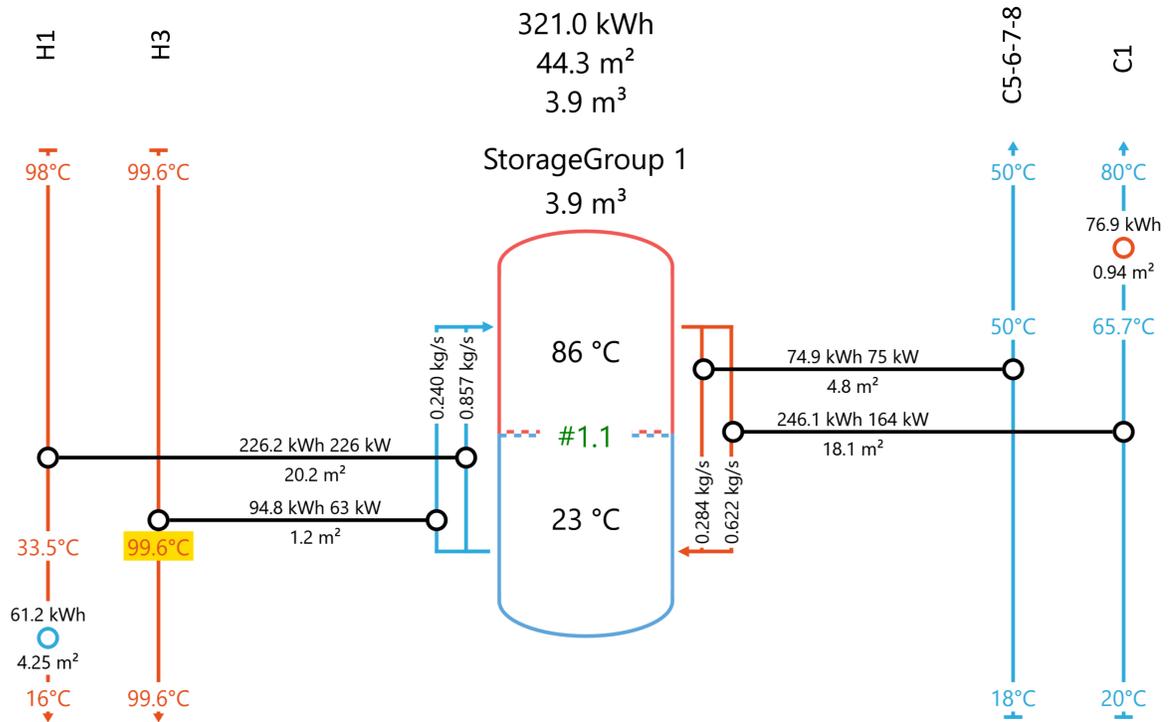


Figura A.2: RC = 321 kWh.

Caso Modificado

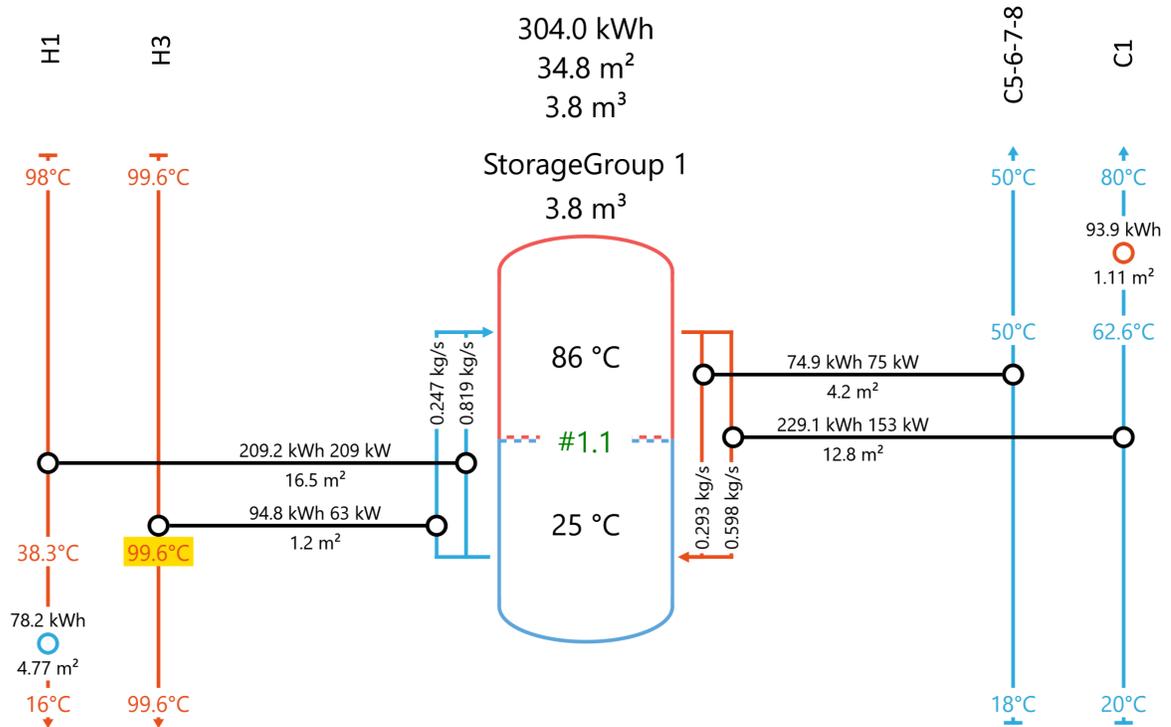


Figura A.3: RC = 304 kWh.

Caso Modificado

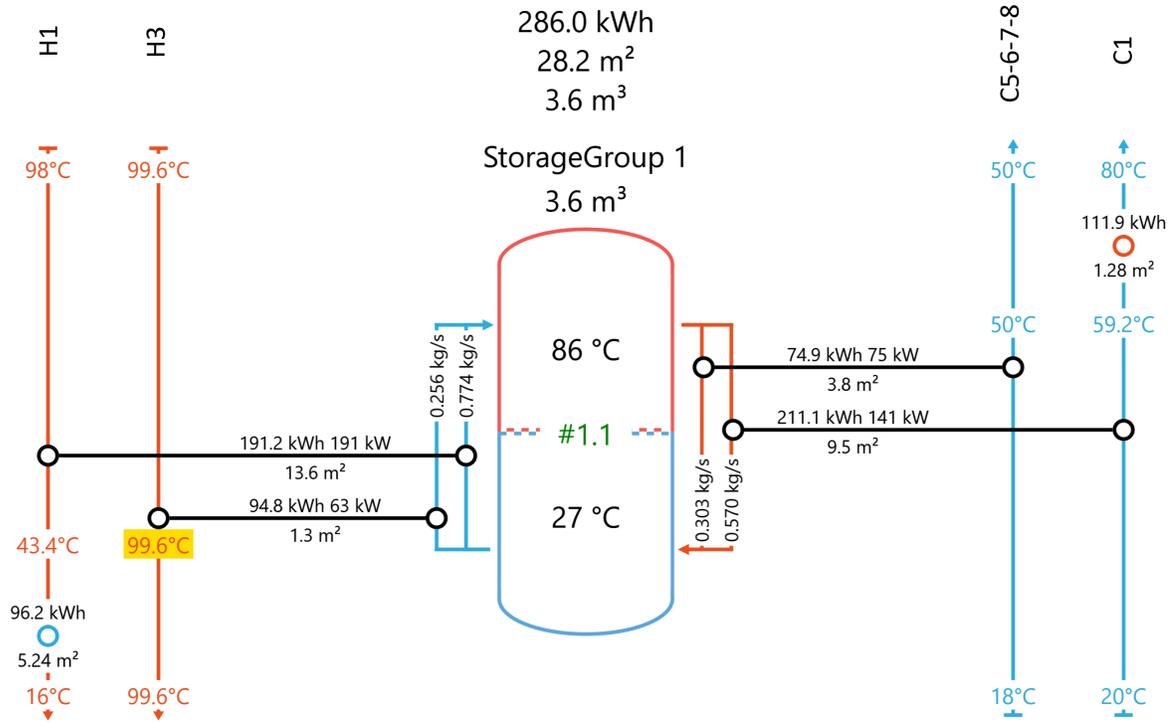


Figura A.4: RC = 286 kWh.

Caso Modificado

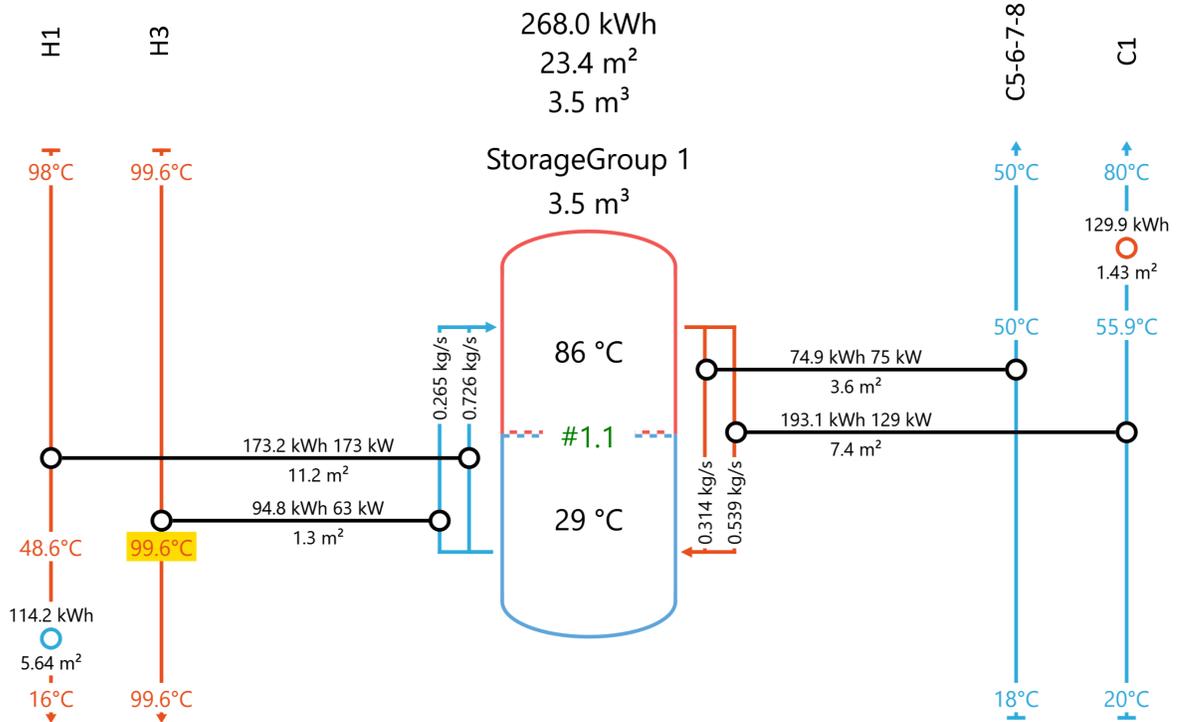


Figura A.5: RC = 268 kWh.

Caso Modificado

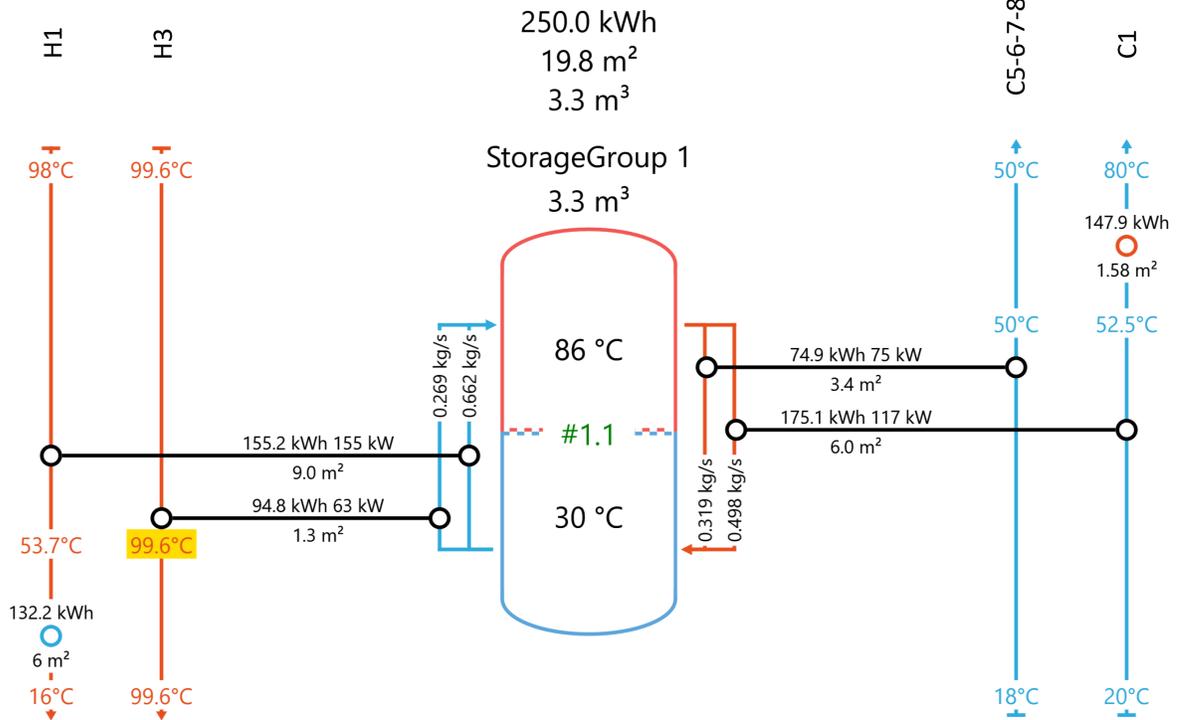


Figura A.6: RC = 250 kWh.

Caso Modificado

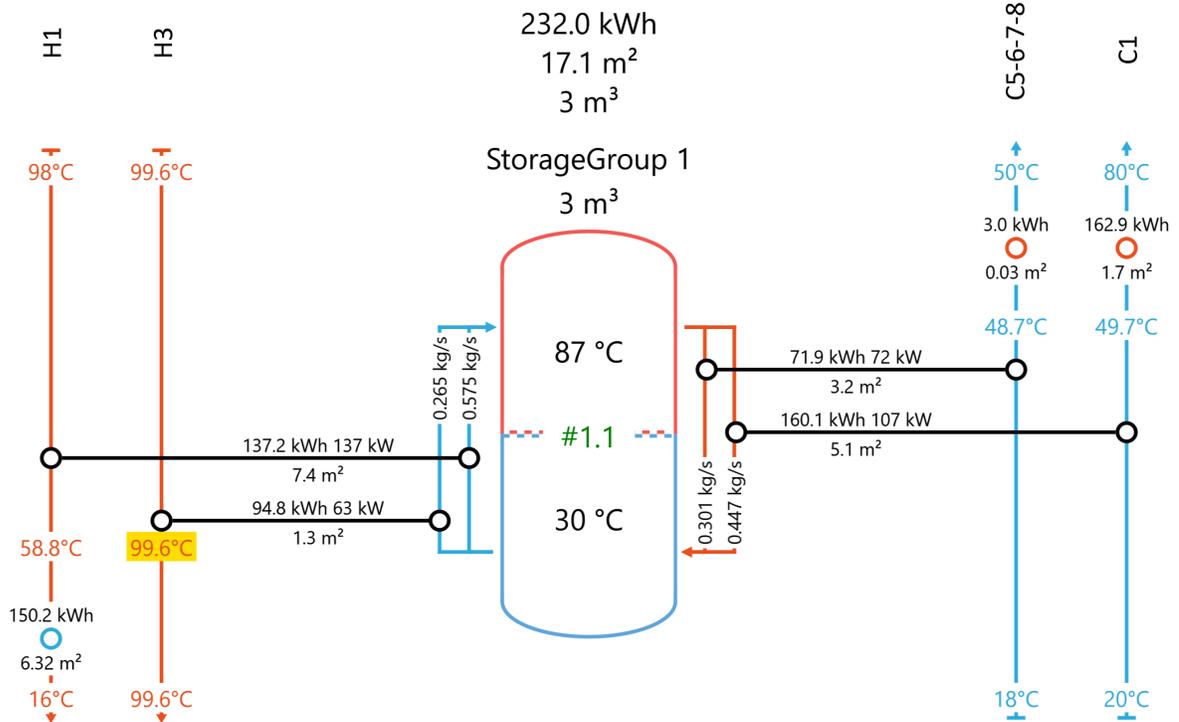


Figura A.7: RC = 232 kWh.

Caso Modificado

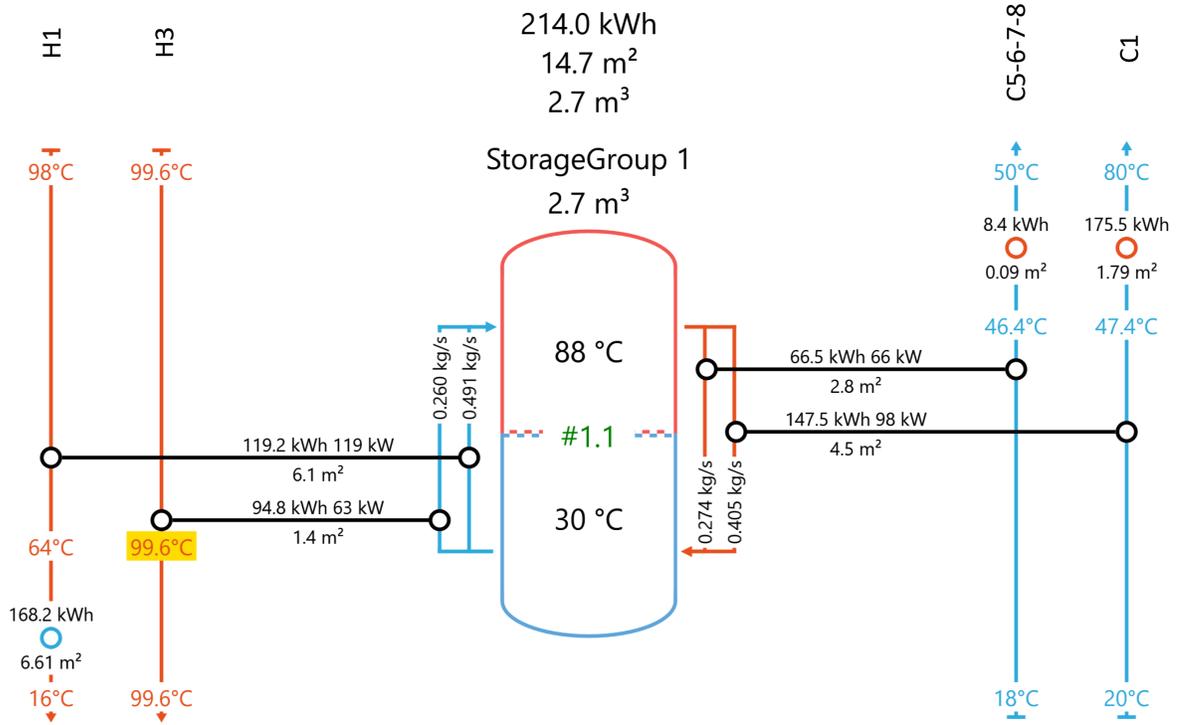
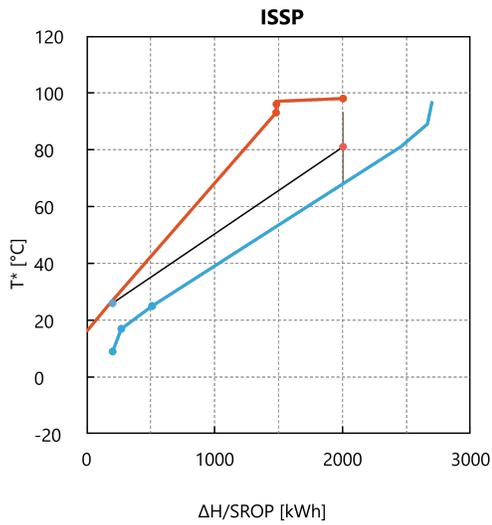
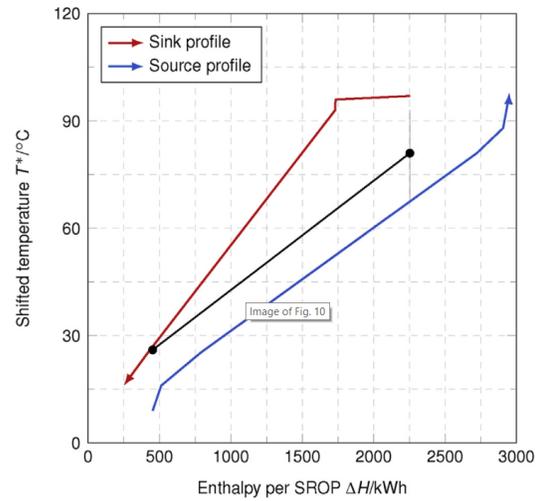


Figura A.8: RC = 214 kWh.

Anexo B. Validación PinCH y modelo de optimización

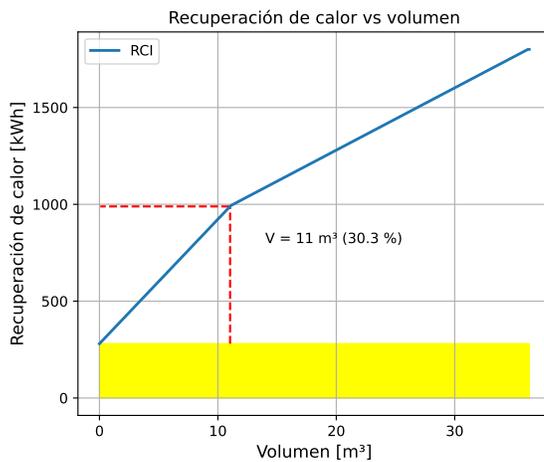


(a) PinCH 3.2.

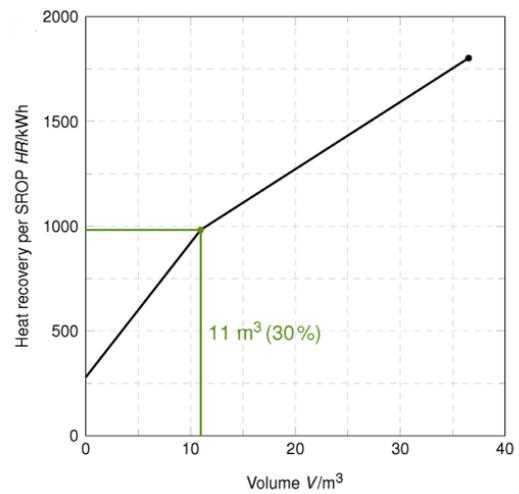


(b) J. Stampfli et al [20].

Figura B.1: Validación de las curvas compuestas obtenidas por el método ISSP.

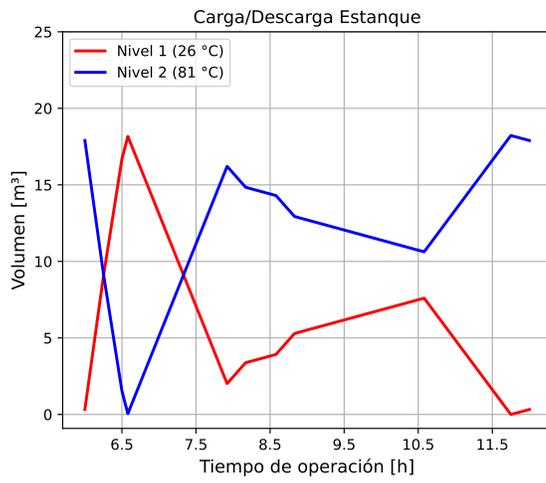


(a) Modelo de optimización.

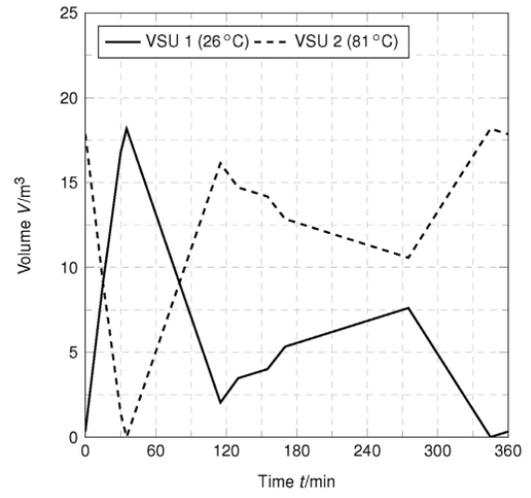


(b) J. Stampfli et al. [20]

Figura B.2: Validación de la recuperación de calor en función del volumen.



(a) Modelo de optimización.



(b) J. Stampfli et al. [20]

Figura B.3: Validación del perfil de carga/descarga del estanque.

Anexo C. Cálculos para intercambiadores de calor y bombas

C.1. Intercambiadores de calor - *Type 5b*

Tabla C.1: Parámetros de los intercambiadores de calor en TRNSYS, según el nivel de recuperación.

RC [kWh]	Intercambiador	UA [kJ/hr K]	C_{min} [kW/K]	C_{max} [kW/K]	c	NTU	ϵ
339	HX-2	106920	3.50	3.88	0.90	8.49	0.93
	HX-3	17280	1.19	2.34	0.51	4.03	0.93
	HX-4	78840	2.79	3.59	0.78	7.84	0.95
321	HX-2	72720	3.50	3.59	0.98	5.77	0.86
	HX-3	17280	1.19	2.34	0.51	4.03	0.93
	HX-4	65160	2.60	3.59	0.73	6.95	0.95
304	HX-2	59400	3.43	3.50	0.98	4.81	0.83
	HX-3	15120	1.22	2.34	0.52	3.42	0.90
	HX-4	46080	2.51	3.59	0.70	5.10	0.92
286	HX-2	48960	3.24	3.50	0.93	4.19	0.83
	HX-3	13680	1.27	2.34	0.54	2.99	0.87
	HX-4	34200	2.39	3.59	0.67	3.98	0.89
268	HX-2	40320	3.04	3.50	0.87	3.68	0.83
	HX-3	12960	1.32	2.34	0.56	2.74	0.84
	HX-4	26640	2.26	3.59	0.63	3.28	0.87
250	HX-2	32400	2.77	3.50	0.79	3.25	0.82
	HX-3	12240	1.34	2.34	0.57	2.54	0.82
	HX-4	21600	2.09	3.59	0.58	2.88	0.85
232	HX-2	26640	2.41	3.50	0.68	3.07	0.84
	HX-3	11520	1.26	2.34	0.54	2.54	0.83
	HX-4	18360	1.87	3.59	0.52	2.72	0.85
214	HX-2	21960	2.06	3.50	0.59	2.97	0.85
	HX-3	10080	1.15	2.34	0.49	2.44	0.83
	HX-4	16200	1.70	3.59	0.47	2.65	0.85

C.2. Bombas - *Type 110*

Tabla C.2: Parámetros de las bombas en TRNSYS, según el nivel de recuperación.

RC [kWh]	Bomba	Caudal [m^3]	Diámetro interno [mm]	R_r	Re	f	h_l [m]	H_d [m]	P_t [W]
339	C1	0.00024	15	0.64	21250	0.43	15.69	29.48	68
	C2	0.00092	28	1.25	41741	1.13	20.57	34.36	308
	D3	0.00028	16	0.69	23116	0.48	15.88	29.68	82
	D4	0.00067	24	1.06	35426	0.85	18.42	32.22	208
321	C1	0.00024	15	0.64	21250	0.43	15.39	29.13	68
	C2	0.00086	27	1.21	40155	1.06	19.58	33.32	276
	D3	0.00028	16	0.69	23116	0.48	15.58	29.32	81
	D4	0.00062	23	1.03	34210	0.81	17.73	31.47	189
304	C1	0.00025	15	0.65	21558	0.44	15.28	28.99	69
	C2	0.00082	27	1.18	39255	1.02	19.10	32.80	260
	D3	0.00029	16	0.70	23479	0.48	15.49	29.20	83
	D4	0.00060	23	1.01	33543	0.79	17.40	31.11	180
286	C1	0.00026	15	0.66	21947	0.45	15.14	28.82	71
	C2	0.00077	26	1.15	38161	0.97	18.51	32.19	241
	D3	0.00030	16	0.72	23877	0.50	15.36	29.03	85
	D4	0.00057	22	0.98	32748	0.76	17.00	30.68	169
268	C1	0.00027	15	0.67	22329	0.46	15.00	28.64	73
	C2	0.00073	25	1.11	36959	0.92	17.92	31.56	222
	D3	0.00031	17	0.73	24306	0.51	15.23	28.87	88
	D4	0.00054	22	0.96	31846	0.73	16.58	30.22	158
250	C1	0.00027	16	0.68	22497	0.46	14.73	28.32	74
	C2	0.00066	24	1.06	35293	0.85	17.11	30.70	197
	D3	0.00032	17	0.74	24499	0.51	14.97	28.55	88
	D4	0.00050	21	0.92	30610	0.69	16.00	29.59	143
232	C1	0.00027	15	0.67	22329	0.46	14.29	27.80	71
	C2	0.00058	22	0.99	32892	0.76	16.03	29.53	164
	D3	0.00030	16	0.71	23798	0.49	14.45	27.95	81
	D4	0.00048	20	0.87	29001	0.64	15.23	28.73	124
214	C1	0.00027	15	0.66	22118	0.45	13.85	27.27	69
	C2	0.00073	21	0.91	30394	0.68	15.03	28.46	135
	D3	0.00031	16	0.68	22705	0.47	13.90	27.33	72
	D4	0.00054	19	0.83	27605	0.59	14.54	27.96	110

Anexo D. Resultados: Análisis energético

D.1. Energía recuperada

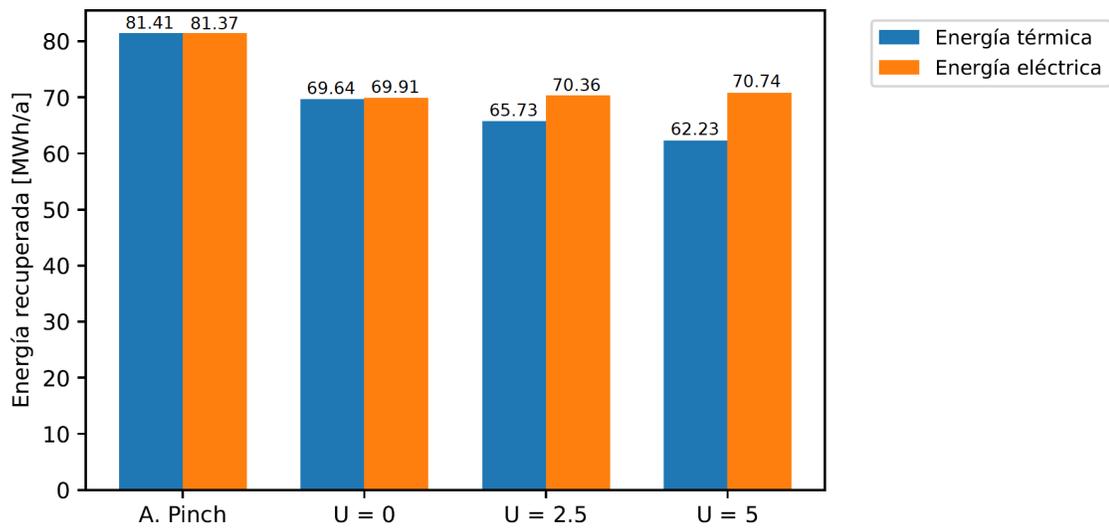


Figura D.1: Energía recuperada, según análisis *Pinch* y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida - RC: 339 kWh.

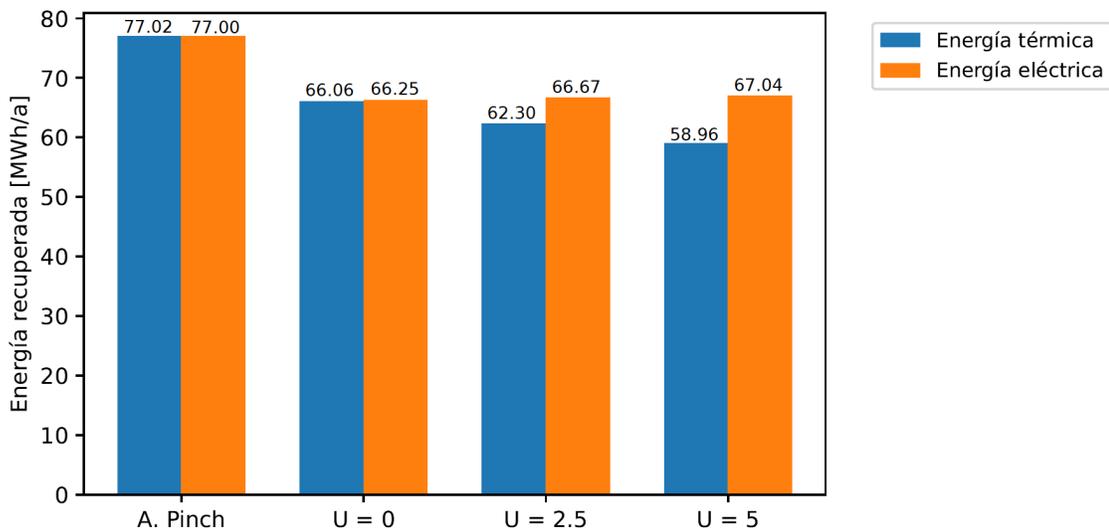


Figura D.2: Energía recuperada, según análisis *Pinch* y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida - RC: 321 kWh.

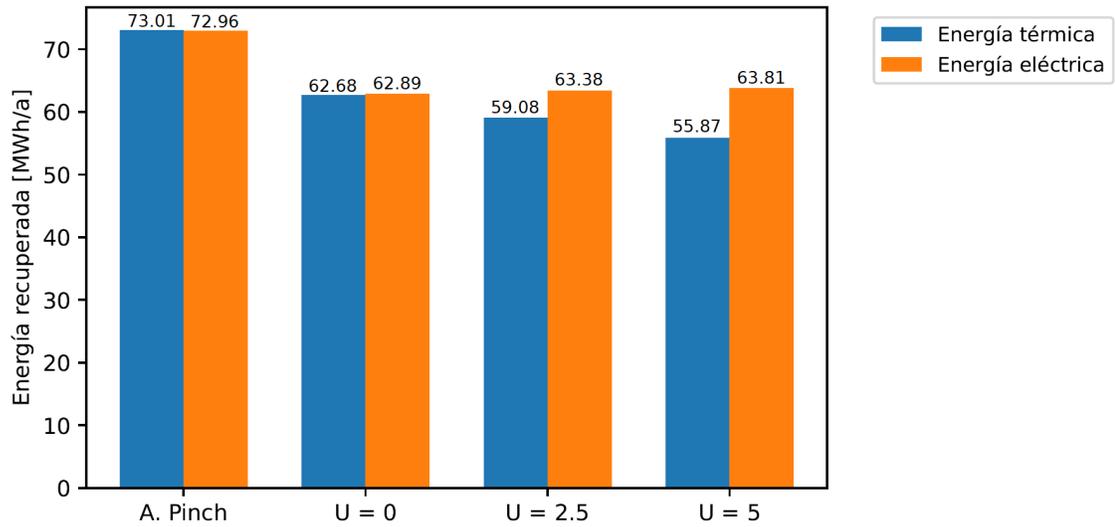


Figura D.3: Energía recuperada, según análisis *Pinch* y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida - RC: 304 kWh.

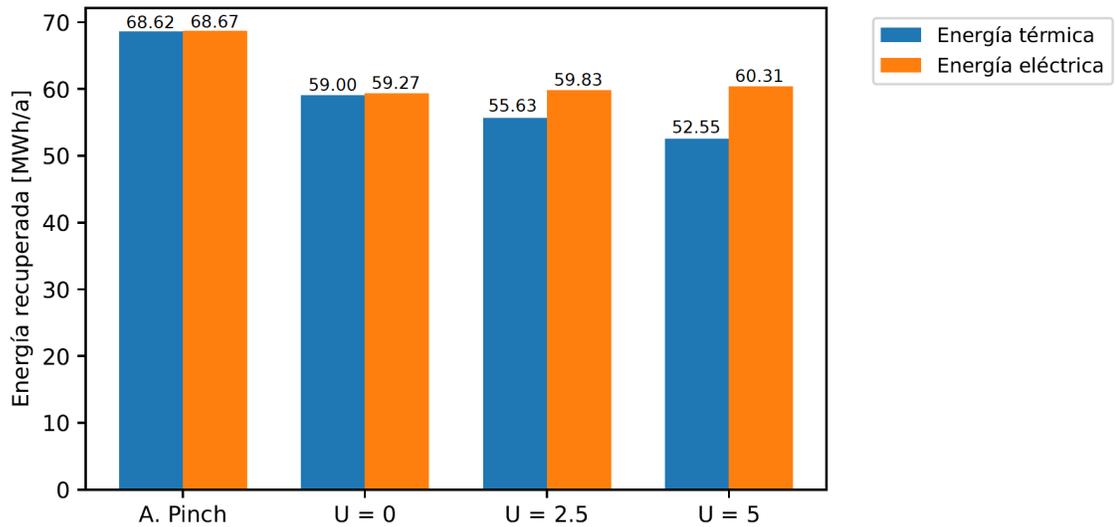


Figura D.4: Energía recuperada, según análisis *Pinch* y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida - RC: 286 kWh.

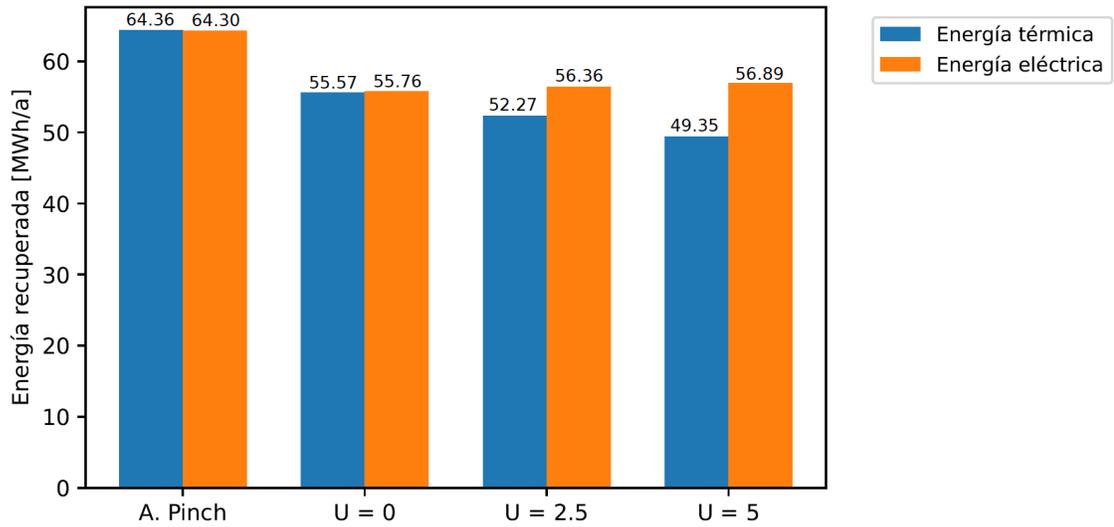


Figura D.5: Energía recuperada, según análisis *Pinch* y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida - RC: 268 kWh.

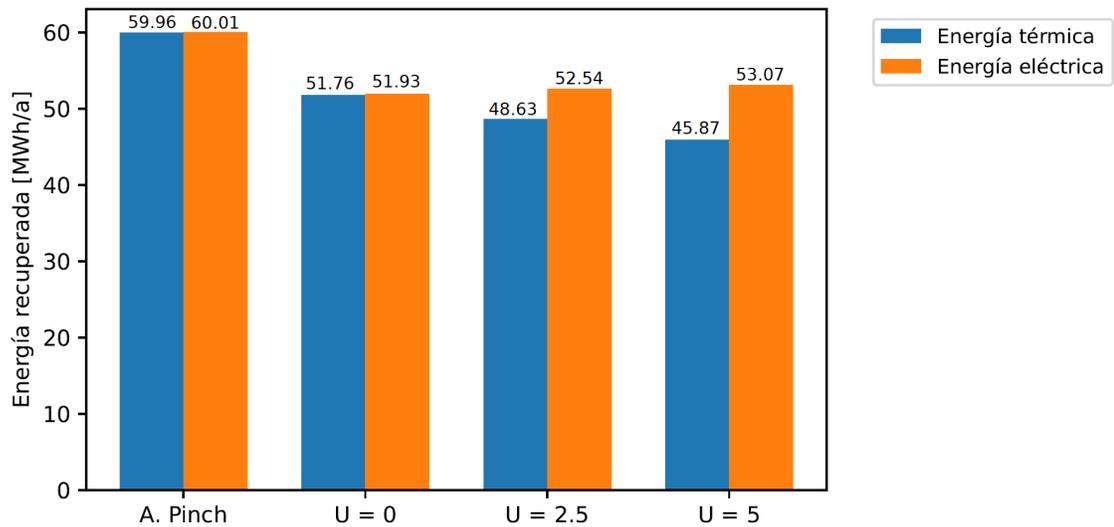


Figura D.6: Energía recuperada, según análisis *Pinch* y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida - RC: 250 kWh.

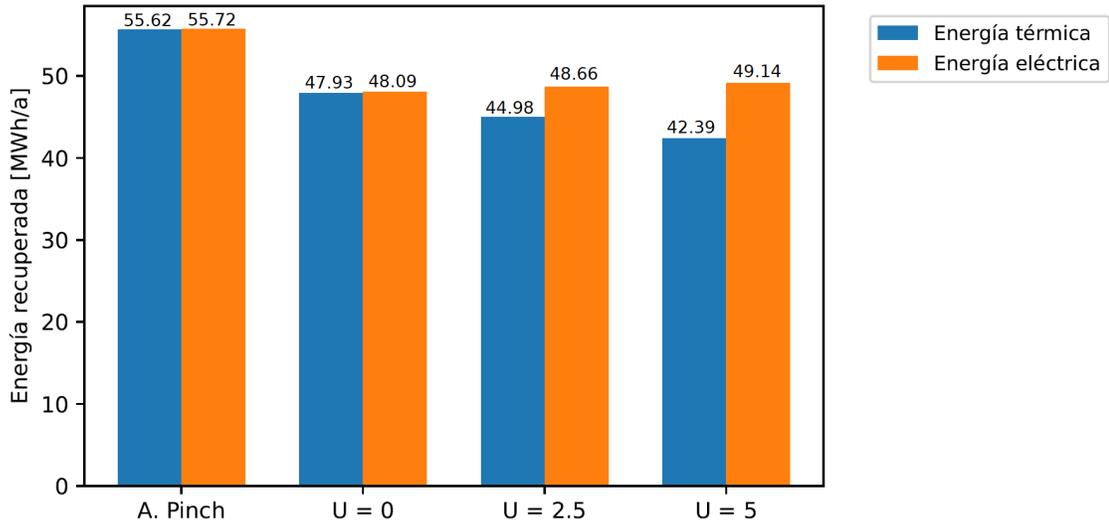


Figura D.7: Energía recuperada, según análisis *Pinch* y las simulaciones para diferentes coeficientes de pérdida - RC: 232 kWh.

Anexo E. Temperaturas alcanzadas por los flujos

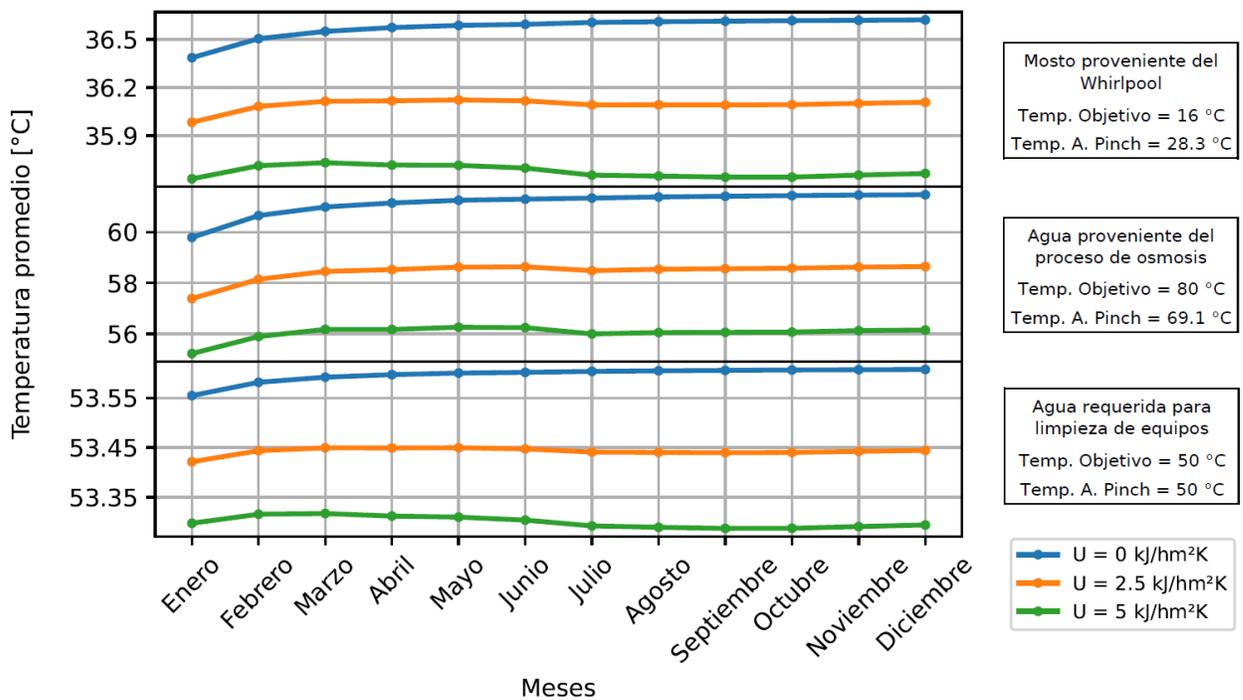


Figura E.1: Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo - RC: 339 kWh.

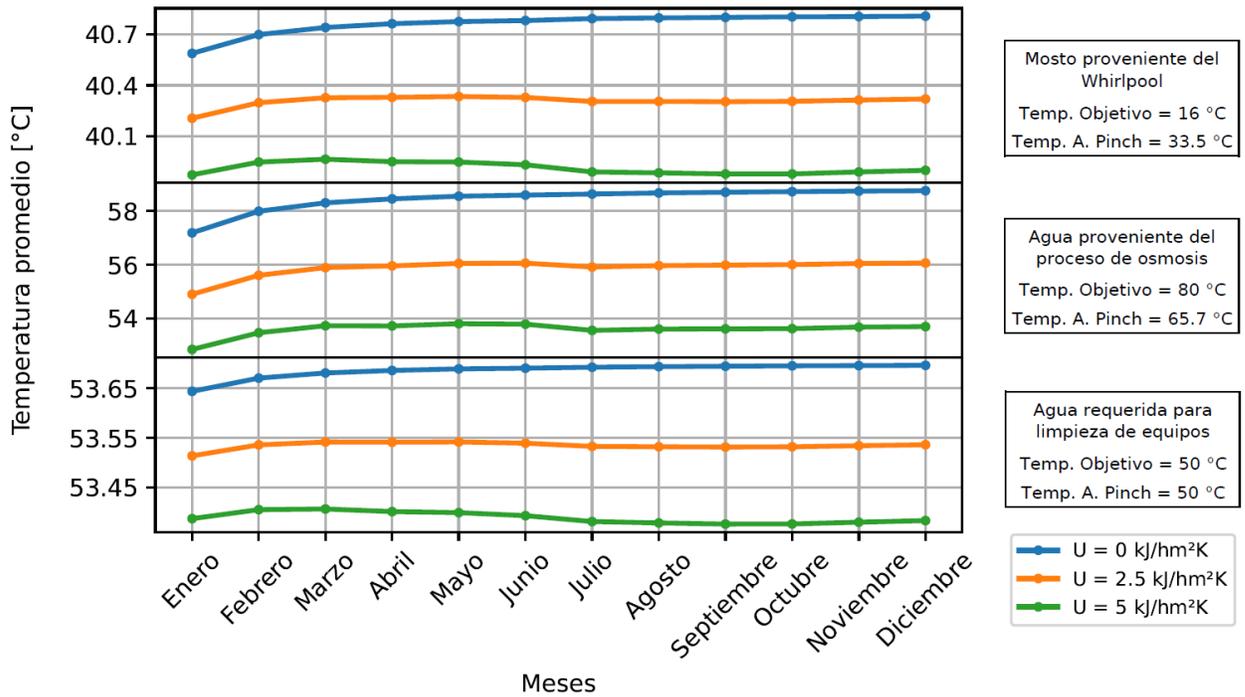


Figura E.2: Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo
- RC: 321 kWh.

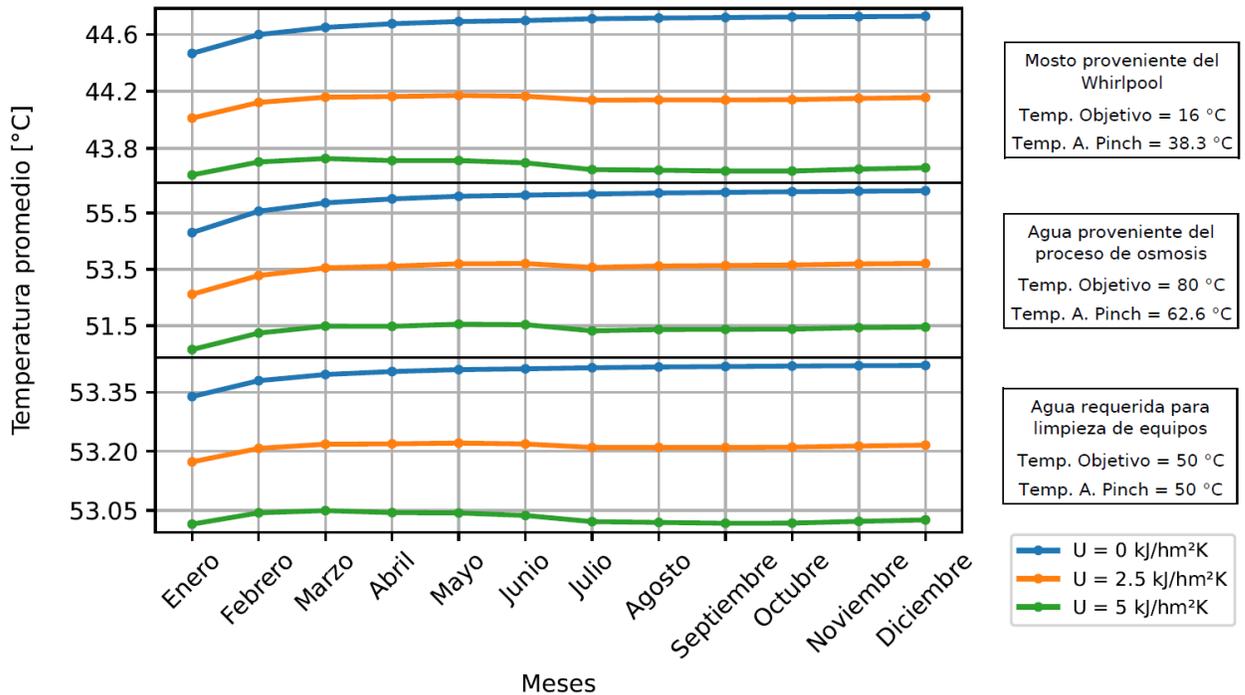


Figura E.3: Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo
- RC: 304 kWh.

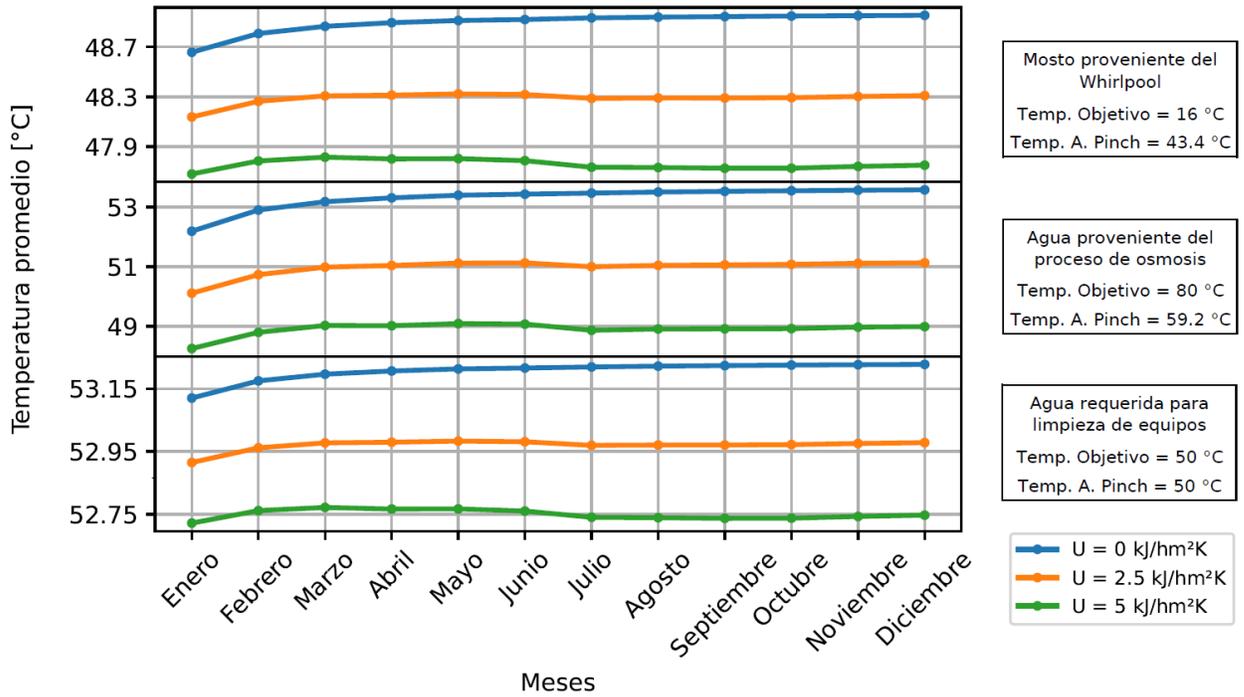


Figura E.4: Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo
- RC: 286 kWh.

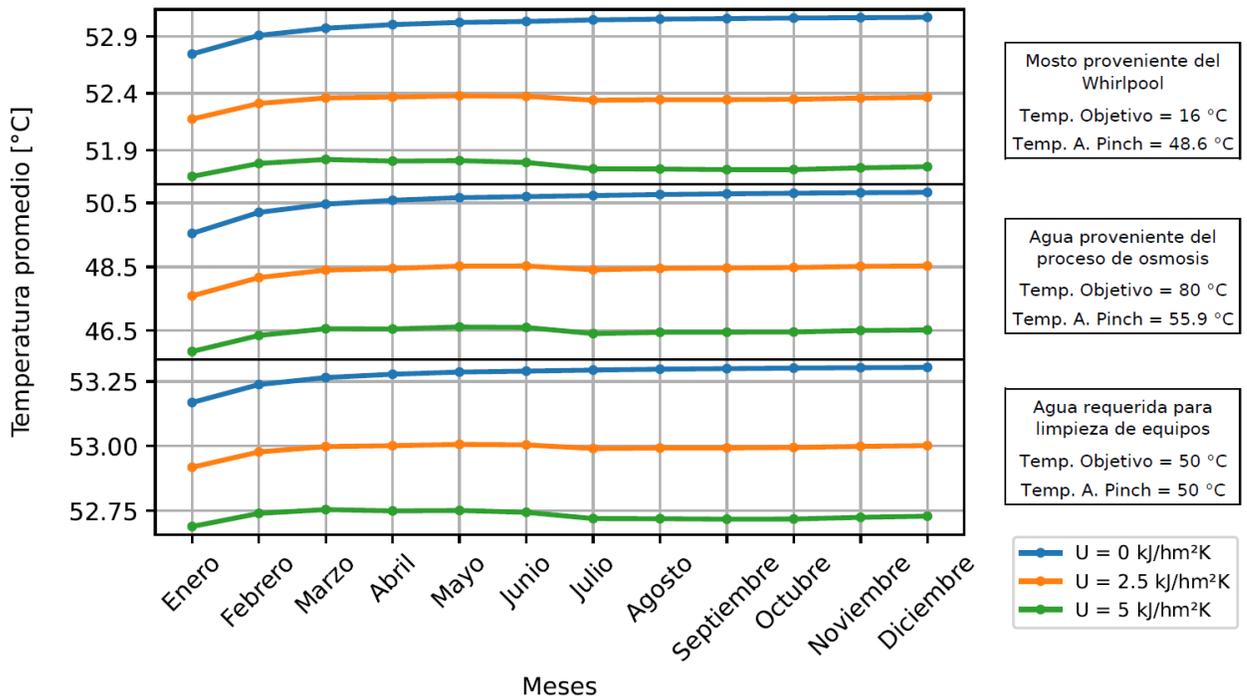


Figura E.5: Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo
- RC: 268 kWh.

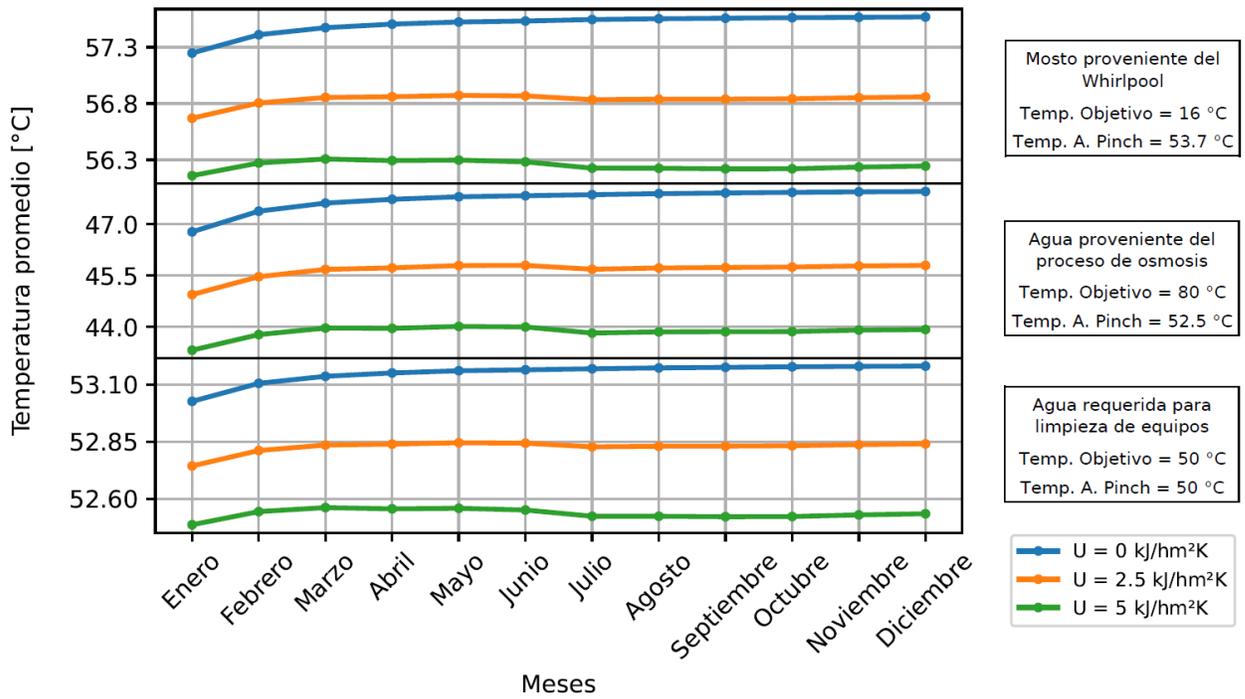


Figura E.6: Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo - RC: 250 kWh.

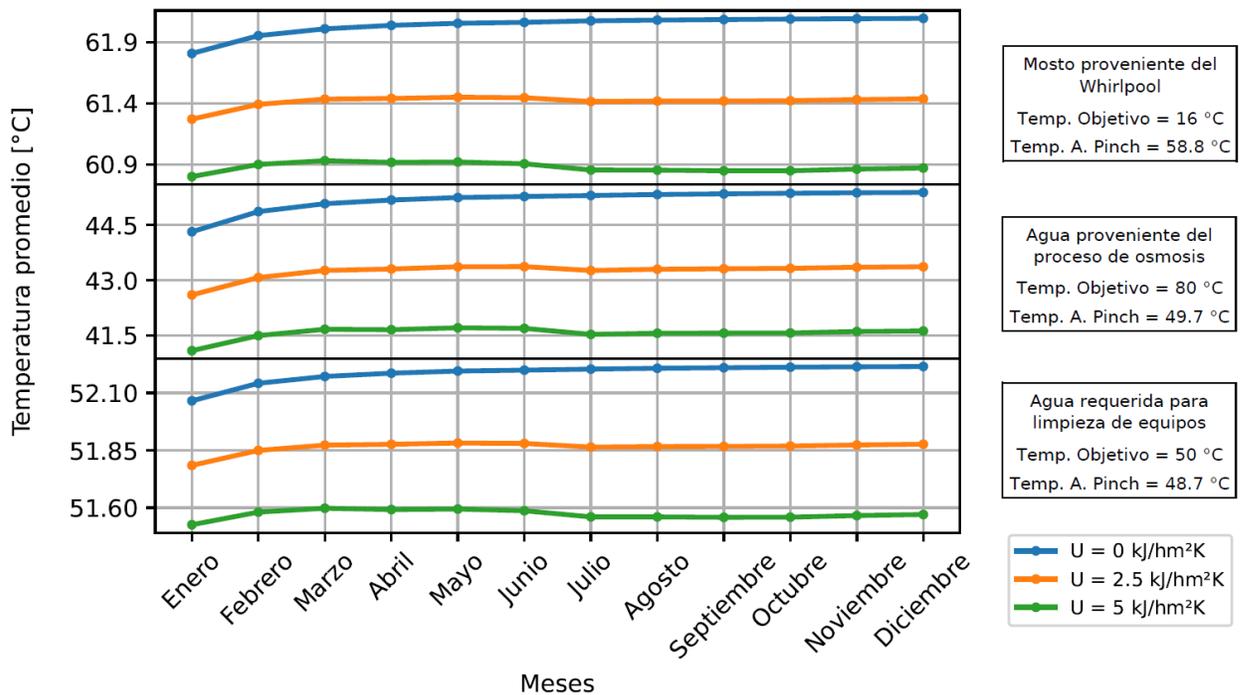


Figura E.7: Temperaturas alcanzadas por los flujos del proceso productivo - RC: 232 kWh.