



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

DISEÑO DE SISTEMA SOLAR TÉRMICO PARA LAVADO DE LANA DE  
CAMÉLIDOS EN LA LOCALIDAD DE VISVIRI

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

NICOLÁS IGNACIO SANZ BIAVA

PROFESOR GUÍA:  
ROBERTO HERNÁN ROMÁN LATORRE

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
JOSÉ MIGUEL CARDEMIL IGLESIAS  
GUILLERMO ANDRÉS JIMÉNEZ ESTÉVEZ

SANTIAGO DE CHILE  
2018

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR  
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO  
POR: NICOLÁS IGNACIO SANZ BIAVA  
FECHA: 31/01/2018  
PROF. GUÍA: ROBERTO HERNÁN ROMÁN LATORRE

## DISEÑO DE SISTEMA SOLAR TÉRMICO PARA LAVADO DE LANA DE CAMÉLIDOS EN LA LOCALIDAD DE VISVIRI

Ayllu Solar es una iniciativa de SERC Chile que busca impulsar el desarrollo de comunidades pertenecientes a la región de Arica y Parinacota a través de cuatro proyectos de energía solar. Uno de estos proyectos consiste en la creación de un centro de acopio y procesamiento de lana de camélidos, sistema de esquila móvil y micro-red fotovoltaica en Visviri, un poblado aimara ubicado en el Altiplano andino.

Los niveles de radiación solar en Visviri son idóneos para la aplicación de sistemas de energía solar, con un índice anual de transparencia atmosférica de 0,72 y una insolación global horizontal anual cercana a los 2.500 kWh/m<sup>2</sup>. Dadas estas condiciones, la motivación para realizar este trabajo surge de la posibilidad de solucionar los requerimientos de calor de los procesos de lavado y secado de lana en el centro por medio de un sistema solar térmico.

La solución propuesta considera un sistema con colectores no concentradores y acumulación en forma de calor sensible en agua. Dadas las bajas temperaturas registradas en Visviri, se propone utilizar agua con un 45 % en peso de anticongelante como fluido de trabajo en los colectores, por lo que se considera una conexión indirecta entre éstos y el estanque. El suministro de calor para los procesos de lavado y secado se realiza a través de intercambiadores de calor de placas y de flujo cruzado, respectivamente, permitiendo trabajar con agua tratada al interior del estanque, con el fin de evitar problemas de corrosión e incrustaciones.

El diseño considera criterios técnicos y económicos, evaluados en función de la respuesta en régimen transiente del sistema a lo largo del año, para lo cual se realizan simulaciones mediante el programa TRNSYS 17. A partir de los resultados de las simulaciones, se propone una configuración de cuatro colectores de tubos evacuados tipo *heat pipe*, totalizando un área bruta de alrededor de 20 m<sup>2</sup>, con una inclinación de 20° en orientación norte, acoplados a un acumulador térmico de 1.500 litros de capacidad. Se demuestra, además, que el uso de colectores planos no presenta beneficios económicos.

Se estima que el sistema propuesto es capaz de proveer alrededor de 9,1 MWh/año, lo que se traduce en un aporte cercano al 88 % de la demanda total de calor para calentamiento de agua y una remoción de agua mediante secado del orden del 97 % de lo requerido. La evaluación económica del sistema indica un costo nivelado de la energía menor que el de un sistema alternativo en base a GLP, para una tasa de descuento del 3 %, al considerar una vida útil igual o mayor a 17 años.

Por último, se evalúa una propuesta alternativa diseñada para aportar sólo un cuarto de la demanda del proceso de secado, para la cual se observa un costo nivelado superior al del sistema en base a GLP. Dado esto, se recomienda la implementación de un sistema solar térmico sólo en caso de requerir de un aporte energético significativo al proceso de secado.



*A mis papás*

# Agradecimientos

En primer lugar, quiero agradecer a quienes no colaboraron de ninguna manera en este trabajo, pero sin duda me hacen la vida más fácil: mi familia y mis amigos. Especialmente agradezco a mis compañeros de la sección 3 del 2012, por ser parte importante de mi vida estos últimos seis años.

Agradezco además, profundamente, a los profesores Roberto Román y José Miguel Cardemil, ya que sin su colaboración este trabajo no sería posible. Sin duda han sido parte fundamental en mi formación y fuente importante de motivación para adentrarme en el mundo de la energía solar y querer ser partícipe de sus desafíos.

Por último, agradezco al Centro de Energía y a todos quienes hacen posible el proyecto Ayllu Solar, por permitirme ser parte y colaborar con este granito de arena. Espero sinceramente que mi trabajo sea un aporte para la comunidad de Visviri.

# Tabla de Contenido

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Motivación y antecedentes generales . . . . .	1
1.2. Objetivos . . . . .	2
1.3. Alcances . . . . .	2
1.4. Estructura de la memoria . . . . .	2
<b>2. Antecedentes</b>	<b>4</b>
2.1. Lavado de lana de alpaca . . . . .	4
2.1.1. Impurezas de la fibra . . . . .	4
2.1.2. Proceso de lavado . . . . .	5
2.2. Caracterización de las demandas de agua caliente . . . . .	5
2.3. Radiación solar . . . . .	7
2.3.1. Componentes de la radiación solar . . . . .	7
2.3.2. Transparencia atmosférica . . . . .	8
2.3.3. Geometría solar . . . . .	8
2.4. Caracterización de la localidad . . . . .	9
2.4.1. Presión atmosférica . . . . .	10
2.4.2. Radiación solar . . . . .	10
2.4.3. Temperatura ambiente . . . . .	13
2.4.4. Humedad del aire . . . . .	14
2.5. Sistema solar térmico . . . . .	15
2.5.1. Colectores no concentradores . . . . .	16
2.5.2. Sistemas solares de agua caliente . . . . .	18
<b>3. Metodología</b>	<b>23</b>
3.1. Estimación de la demanda del proceso de secado . . . . .	23
3.2. Solución propuesta . . . . .	26
3.3. Definición de parámetros relevantes . . . . .	29
3.3.1. Colectores . . . . .	29
3.3.2. Intercambiadores de calor . . . . .	33
3.3.3. Estanque de acumulación . . . . .	36
3.4. Simulaciones computacionales . . . . .	37
3.4.1. Plataforma de simulación: TRNSYS 17 . . . . .	37
3.4.2. Supuestos generales . . . . .	39
3.5. Indicadores de desempeño . . . . .	39
3.6. Selección de tuberías . . . . .	41

3.6.1.	Material de las tuberías . . . . .	41
3.6.2.	Pérdidas de carga y diámetros de tuberías . . . . .	41
3.6.3.	Aislamiento térmico de tuberías . . . . .	42
3.7.	Selección de equipos principales . . . . .	44
3.8.	Evaluación económica . . . . .	45
<b>4.</b>	<b>Resultados</b>	<b>47</b>
4.1.	Optimización del ángulo de inclinación . . . . .	47
4.2.	Análisis paramétrico . . . . .	49
4.3.	Evaluación del uso de colectores planos . . . . .	55
4.4.	Diseño detallado . . . . .	57
4.4.1.	Diagrama de disposición y P&ID . . . . .	57
4.4.2.	Diámetros de tuberías y aislamiento térmico . . . . .	60
4.4.3.	Simulación con pérdidas de calor en tuberías . . . . .	60
4.4.4.	Intercambiadores de calor . . . . .	62
4.4.5.	Bombas . . . . .	63
4.5.	Respuesta del sistema ante variabilidad anual . . . . .	64
4.6.	Evaluación económica . . . . .	65
4.6.1.	Costo de inversión . . . . .	65
4.6.2.	Costo nivelado de la energía . . . . .	65
4.7.	Propuesta alternativa . . . . .	66
<b>5.</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>68</b>
	<b>Bibliografía</b>	<b>70</b>
	<b>Anexos</b>	<b>73</b>

# Índice de Tablas

2.1. Promedios mensuales del índice de transparencia atmosférica en Visviri. . . . .	10
3.1. Temperatura mínima registrada y de diseño. . . . .	26
3.2. Características de los colectores seleccionados. . . . .	30
3.3. Parámetros nominales del intercambiador de flujo cruzado. . . . .	36
3.4. Características de los estanques seleccionados. . . . .	37
3.5. Componentes utilizados en el modelo computacional. . . . .	38
3.6. Espesores mínimos sugeridos para el aislamiento térmico. . . . .	42
3.7. Valores de referencia para el cálculo del costo nivelado de la energía. . . . .	46
4.1. Costo unitario de las alternativas evaluadas con colectores ETC-HP. . . . .	54
4.2. Costo unitario de sistemas con colectores ETC-HP y FPC. . . . .	57
4.3. Diámetros seleccionados, velocidades y pérdidas de carga unitarias. . . . .	60
4.4. Coeficientes globales de pérdidas térmicas estimados. . . . .	60
4.5. Indicadores anuales y energía total aportada por el sistema al año. . . . .	62
4.6. Condiciones de operación promedio de los intercambiadores de calor. . . . .	62
4.7. Características de los intercambiadores de calor de placas seleccionados. . . . .	63
4.8. Pérdidas de carga estimadas y puntos de operación nominales de las bombas. . . . .	63
4.9. Puntos de operación reales, potencia y consumo eléctrico de las bombas. . . . .	63
4.10. Desglose del costo de inversión estimado. . . . .	65
4.11. Fracción solar anual y energía aportada al año por el sistema alternativo propuesto. . . . .	67

# Índice de Ilustraciones

2.1.	Distribución en peso aproximada de los componentes de la fibra de alpaca sucia.	4
2.2.	Perfil diario de demanda de agua a 55°C para el proceso de lavado.	6
2.3.	Perfil diario de demanda de agua caliente sanitaria a 30°C.	7
2.4.	Representación gráfica de ángulos relevantes en la geometría solar.	9
2.5.	Distribución horaria de la irradiancia solar en el TMY en Visviri: (a) GHI, y (b) DNI.	11
2.6.	Comparación de datos de GHI para cielo despejado.	12
2.7.	Comparación de datos de temperatura ambiente.	13
2.8.	Distribución horaria de la temperatura ambiente en el TMY en Visviri.	14
2.9.	Distribución horaria de la razón de humedad en Visviri a lo largo del año 2016.	15
2.10.	Temperatura de trabajo y costo de inversión de distintas tecnologías solares.	15
2.11.	Colector plano (izquierda) y colector de tubos evacuados tipo <i>heat pipe</i> (derecha).	16
2.12.	Configuraciones comunes de calentadores solares de agua.	19
2.13.	Tipos de intercambiador de calor en interacumuladores.	20
2.14.	Influencia de la ubicación de la válvula antirretorno sobre el comportamiento ante el estancamiento.	22
3.1.	Función de distribución acumulada de la razón de humedad en 2016.	24
3.2.	Función de distribución acumulada de la temperatura ambiente en el TMY.	25
3.3.	Caudal de aire y potencia térmica requeridos en función de la temperatura de entrada del aire al secadero.	26
3.4.	Puntos de congelación del agua con propilenglicol.	27
3.5.	Diagrama conceptual del sistema solar térmico propuesto.	28
3.6.	Curvas de eficiencia de los colectores seleccionados.	30
3.7.	Pérdida de carga en función del caudal para el colector ETC-HP considerado.	31
3.8.	IAM de los colectores seleccionados: (a) ETC-HP, y (b) FPC.	32
3.9.	Curvas de efectividad-NTU para intercambiadores de placas.	34
3.10.	Intercambiadores de flujo cruzado: (a) Aletado con ambos fluidos no mezclados, y (b) No aletado con un fluido mezclado y el otro no.	35
3.11.	Modelo del sistema en TRNSYS.	38
4.1.	Insolación anual en función del ángulo de inclinación.	48
4.2.	Promedios mensuales de la insolación diaria para una inclinación de 20° hacia el norte.	48
4.3.	Fracción solar anual y tiempo de sobrecalentamiento del estanque en función del volumen de acumulación, para un sistema con 3 colectores ETC-HP.	49

4.4. Fracción solar anual y tiempo de sobrecalentamiento del estanque en función del volumen de acumulación, para un sistema con 4 colectores ETC-HP. . . .	50
4.5. Fracción solar anual y tiempo de sobrecalentamiento del estanque en función del volumen de acumulación, para un sistema con 5 colectores ETC-HP. . . .	50
4.6. Fracción solar mensual para sistemas con 3, 4 y 5 colectores ETC-HP. . . . .	52
4.7. Efectividad de secado mensual para sistemas con 3, 4 y 5 colectores ETC-HP.	52
4.8. Probabilidad acumulada de la efectividad de secado diaria para sistemas con 3, 4 y 5 colectores ETC-HP. . . . .	53
4.9. Probabilidad acumulada de la fracción solar diaria para sistemas con 3, 4 y 5 colectores ETC-HP. . . . .	54
4.10. Fracción solar anual y tiempo de sobrecalentamiento del estanque en función del volumen de acumulación, para un sistema con 8 colectores FPC. . . . .	55
4.11. Comparación de la fracción solar diaria para sistemas con colectores ETC-HP y FPC. . . . .	56
4.12. Comparación de la efectividad de secado diaria para sistemas con colectores ETC-HP y FPC. . . . .	56
4.13. Diagrama de disposición del sistema en el centro de procesamiento. . . . .	58
4.14. Diagrama P&ID del sistema. . . . .	59
4.15. Simbología utilizada en el diagrama P&ID. . . . .	59
4.16. Probabilidad acumulada de la fracción solar y la efectividad de secado diarias, considerando pérdidas de calor en tuberías. . . . .	61
4.17. Fracción solar y efectividad de secado mensuales, considerando pérdidas de calor en tuberías. . . . .	61
4.18. Variación de la fracción solar y la efectividad de secado ante variabilidad anual de condiciones meteorológicas. . . . .	64
4.19. Costo nivelado de la energía en función del tiempo de vida útil, considerando una tasa de descuento del 3%. . . . .	66

# Capítulo 1

## Introducción

### 1.1. Motivación y antecedentes generales

El presente trabajo de título se enmarca en el contexto del proyecto Ayllu Solar, iniciativa de SERC Chile financiada por la Fundación BHP Billiton. Ayllu Solar consta de cuatro proyectos, cuyo objetivo común es impulsar el desarrollo social y económico de comunidades pertenecientes a la región de Arica y Parinacota a través del uso de energía solar. Uno de ellos consiste en la creación de un centro de acopio y procesamiento de lana de camélidos, sistema de esquila móvil y micro-red en Visviri, un poblado aimara ubicado en la triple frontera de Chile con Perú y Bolivia, donde viven alrededor de 150 personas [1].

La principal actividad económica en Visviri es la ganadería de alpacas y llamas, orientada principalmente a la obtención de lana y en forma secundaria a la producción de carne. Actualmente, la comuna de General Lagos, y su capital Visviri en particular, sufre de un fuerte proceso de despoblamiento y envejecimiento de la población, producto de la creciente cesantía en la zona. En este contexto, el centro proyectado por Ayllu Solar representa una alternativa de reactivación de la economía, al agregar valor a la lana de camélidos comercializada, la cual actualmente es un producto que no cuenta con tratamiento posterior a su extracción [2].

Un proceso crucial en el tratamiento de la lana es el lavado y secado, el cual busca principalmente remover la grasa característica del animal, y requiere calor para calentar el agua de lavado y el aire para el secado. Al ser Visviri un lugar de difícil acceso y con condiciones climáticas extremas, el transporte y almacenamiento de combustibles convencionales para suministrar este calor se torna una tarea complicada. Sin embargo, las altas magnitudes de radiación solar registradas a lo largo de todo el año, hacen atractiva la posibilidad de utilizar un sistema solar térmico para tal fin, de donde surge la motivación para realizar este trabajo.

## 1.2. Objetivos

El objetivo general de este trabajo es diseñar un sistema solar térmico que permita suministrar calor para los procesos de lavado y secado de lana en Visviri de acuerdo a sus perfiles de demanda.

En particular, los objetivos específicos de este trabajo son:

- Identificar los requerimientos de los procesos de lavado y secado de lana de camélidos en base a una revisión bibliográfica pertinente.
- Proponer alternativas técnicas de solución en base a una revisión bibliográfica al respecto.
- Desarrollar un modelo computacional que permita evaluar estas alternativas por medio de un análisis transiente, mediante el programa TRNSYS.
- Evaluar alternativas técnicas de solución al problema en base a simulaciones computacionales, considerando las condiciones climáticas de la zona.
- Seleccionar la mejor alternativa de acuerdo a indicadores técnicos y económicos, en particular, los porcentajes de contribución del sistema a las demandas de calor y el costo de la energía generada.
- Evaluar económicamente el sistema propuesto mediante una comparación con un sistema alternativo en función del costo nivelado de la energía.

## 1.3. Alcances

Este trabajo de título se limita a proponer una alternativa de solución a los requerimientos de agua y aire caliente para los procesos de lavado y secado de la lana, por lo que las especificaciones de la maquinaria de lavado y el método de secado quedan fuera de los alcances.

Por otro lado, este trabajo no contempla un diseño a nivel de detalle definitivo, no obstante, los equipos principales que componen el sistema solar térmico se preseleccionan con el fin de poder evaluar técnica y económicamente el proyecto. Por último, el trabajo no contempla la implementación y operación del sistema.

## 1.4. Estructura de la memoria

En el capítulo 2 se establecen, en primer lugar, las condiciones del proceso de lavado de lana en base a una revisión bibliográfica al respecto y antecedentes del proyecto Ayllu Solar. Posteriormente se presentan conceptos básicos sobre radiación solar, para luego dar paso a una caracterización de la localidad en función de sus condiciones climáticas. Por último, se abordan aspectos teóricos y prácticos relevantes en el diseño de sistemas solares térmicos.

En el capítulo 3, a continuación, se establecen los supuestos y criterios considerados para llevar a cabo el diseño, además del método de simulación empleado y los indicadores en función de los cuales se dimensiona el sistema. Luego, en el capítulo 4, se presentan y analizan los resultados recogidos de simulaciones computacionales, a partir de los cuales se realizan la selección de tuberías y equipos principales y la evaluación económica del diseño propuesto. Finalmente, en el capítulo 5, se presentan las conclusiones del trabajo realizado.

# Capítulo 2

## Antecedentes

### 2.1. Lavado de lana de alpaca

#### 2.1.1. Impurezas de la fibra

Las impurezas presentes en la fibra de alpaca se clasifican en: grasas (secreción de glándulas sebáceas), suint (secreción de glándulas sudoríparas), impurezas adquiridas (como orina, excremento y materia vegetal) y agua [3]. Una distribución porcentual aproximada de estas impurezas se presenta en la figura 2.1.

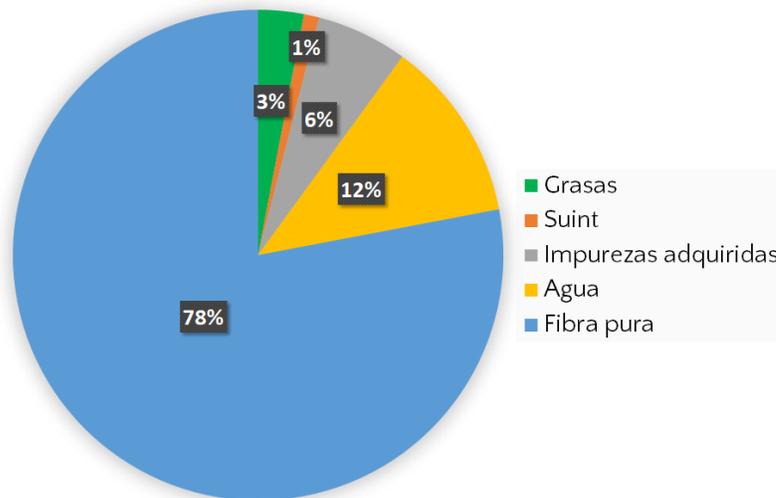


Figura 2.1: Distribución en peso aproximada de los componentes de la fibra de alpaca sucia.  
Fuente: elaboración propia a partir de datos de [3].

Se observa que alrededor de un 3% del peso de la fibra de alpaca sucia corresponde a grasas, muy por debajo del 16% presente en lana ovina. El porcentaje de suint (1%) también es menor en alpacas, siendo de alrededor de un 6% en lana ovina [3].

## 2.1.2. Proceso de lavado

El objetivo del lavado es lograr el mayor grado de eliminación de contaminantes ocasionando el mínimo daño a la fibra. En general, el 90 % de las impurezas es fácil de remover, y el 10 % restante corresponde a una pequeña fracción de grasas oxidadas, suint difícilmente soluble, suciedad mineral y capas proteínicas adheridas [3]. Para realizar un buen lavado de la fibra, se utiliza un lavadero compuesto de: [3]

1. Cargador de lana sucia: traslada la lana desde una plataforma horizontal mediante cilindros con púas.
2. Abridora con dos o más cilindros con púas: divide la fibra permitiendo la remoción de polvo y materia vegetal. Esto mejora el proceso de lavado, sin embargo, contribuye al afieltramiento (enmarañamiento bajo agitación mecánica, fricción y presión en presencia de calor y humedad).
3. Tinas de lavado con juego de cilindros exprimidores a la salida: generalmente se utilizan cinco tinas. La primera elimina impurezas sólidas y una gran proporción de suint y grasas, mediante la utilización de agua a cerca de 35°C sin detergente. En las tinas 2 y 3 se realiza un lavado con detergente en agua caliente a máximo 55°C, y en las dos últimas tinas se realiza un enjuague a 55°C y 45°C, respectivamente. Una mayor temperatura de enjuague permite mayor eliminación de agua mediante cilindros exprimidores.
4. Cargador de lana húmeda: permite alimentar al secadero de manera uniforme.
5. Secadero a telera continua o tambores perforados: la lana ingresa con un contenido de humedad del orden del 45 %, y mediante aire caliente a 85-90°C se logra un contenido de humedad a la salida cercano al 13 %.

El agua utilizada en las tinas con detergente debe tener una temperatura superior a los 40°C, correspondiente al punto de fusión de las grasas. A mayores temperaturas se tiene una mejor eficiencia del detergente, sin embargo, en la práctica existe un límite de 55°C para evitar daños significativos por afieltramiento [3]. Con respecto al consumo de agua, se estima que para el lavado de fibra de alpaca se requieren alrededor de 6 a 8 litros de agua por kg de fibra [3].

## 2.2. Caracterización de las demandas de agua caliente

Se estima que en la comuna de General Lagos hay alrededor de 21.600 animales de ganado (llamas y alpacas), los cuales son esquilados una vez al año, entre los meses de octubre y enero. Considerando que en promedio cada animal produce 3 kg de lana al año, la producción total anual asciende a 65 toneladas de lana [1].

En el centro de procesamiento se tratarán 8.640 kg de lana anuales, operando durante todo el año a excepción de los fines de semana y días críticos producto del *invierno altiplánico*, fenómeno que se da en el Altiplano andino entre los meses de diciembre y marzo, y se caracteriza por presentar precipitaciones causadas por masas de aire húmedo provenientes de la región del Amazonas. Se consideran 216 días de trabajo efectivos al año, por lo que

se procesarán 40 kg de lana al día. Para el lavado se considera utilizar el sistema de agua potable rural (APR) de Visviri, el cual se abastece de la cuenca del río Putani.

De acuerdo a los requerimientos del proyecto Ayllu Solar, se consideran 7 litros de agua por kg de lana y el lavado se realizará entre las 9:00 y las 13:00 horas, en cuatro ciclos de una hora, lavando 10 kg de lana por ciclo. Se utilizará una lavadora marca Electrolux modelo W5130H, para la cual cada ciclo toma 49 minutos según su ficha técnica, la cual se incluye en el anexo A. A partir de estos antecedentes, dejando una holgura de 5 minutos por ciclo de lavado, se considera un tiempo de llenado de la lavadora de 6 minutos.

De acuerdo a lo mencionado en la sección anterior, la temperatura requerida es de  $55^{\circ}\text{C}$ , para la cual el agua tiene una densidad de  $985,7 \text{ kg/m}^3$  según las correlaciones termodinámicas de Haar, Gallagher y Kell para el agua [4], implementadas en el programa EES [5]. Con todos estos antecedentes se determina el perfil de demanda de agua a  $55^{\circ}\text{C}$  de la figura 2.2. Considerando una temperatura del APR de  $10^{\circ}\text{C}$  y un calor específico de  $4,19 \text{ kJ}/(\text{kgK})$ , se tiene una demanda anual de  $3.122 \text{ kWh}$ . Para la calefacción del centro de procesamiento se utilizará esta misma agua, por lo que no se incluye como una demanda adicional.

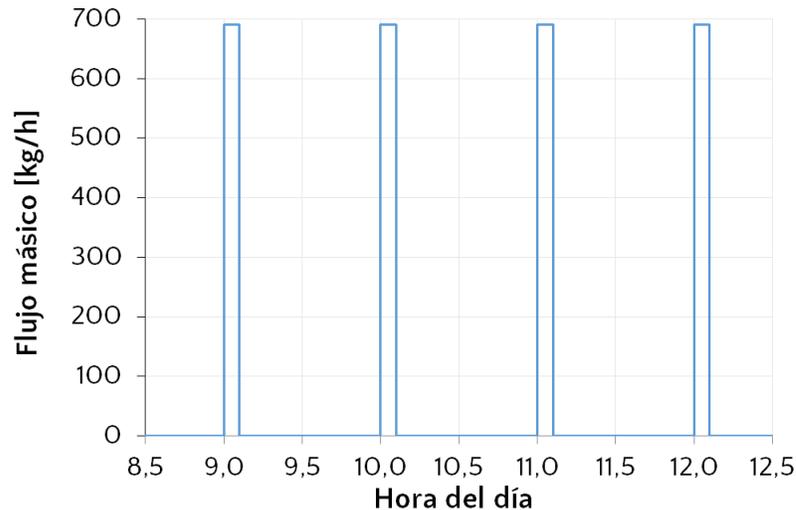


Figura 2.2: Perfil diario de demanda de agua a  $55^{\circ}\text{C}$  para el proceso de lavado.

Fuente: elaboración propia.

Por otro lado, el sistema solar térmico debe abastecer de agua caliente sanitaria (ACS) al centro, y suministrar calor para el proceso de secado de la lana. Para estimar la demanda de ACS, se considera como único consumo relevante una ducha diaria de 6 minutos a las 18:00 horas, para la cual se establece una temperatura de  $30^{\circ}\text{C}$  y un consumo de 12 litros de agua por minuto [6]. Por lo tanto, se tiene el perfil de demanda de ACS de la figura 2.3 y una demanda anual de  $361 \text{ kWh}$ .

Para estimar la demanda térmica del proceso de secado, se deben realizar variados supuestos respecto de la cantidad de agua a extraer de la fibra en el proceso, la duración del mismo y el método de secado a utilizar. Una propuesta de estimación de la demanda de este proceso se incluye en el capítulo 3.

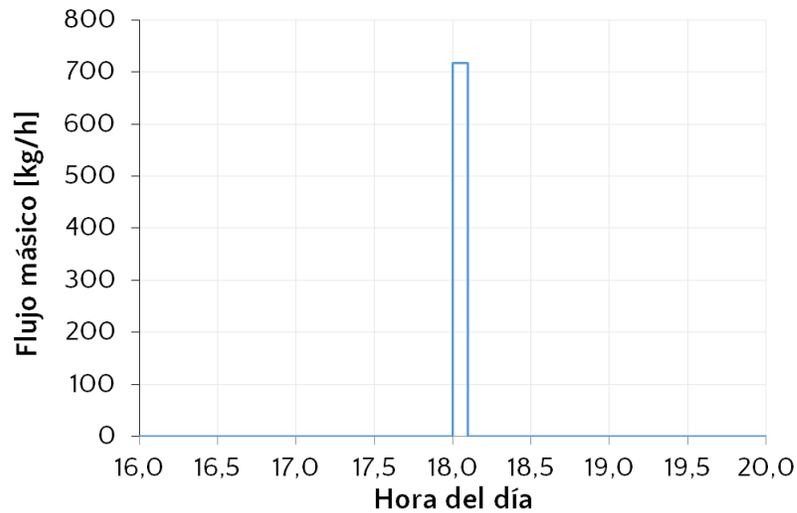


Figura 2.3: Perfil diario de demanda de agua caliente sanitaria a 30°C.  
Fuente: elaboración propia.

## 2.3. Radiación solar

La energía emitida por el Sol en forma de radiación electromagnética surge de un proceso continuo de fusión nuclear en su interior. La irradiancia solar se define como la potencia solar incidente en un lugar por unidad de superficie, se mide generalmente en  $\text{W}/\text{m}^2$  y su valor fuera de la atmósfera terrestre puede ser aproximado por la constante solar. Ésta corresponde a la irradiancia incidente en una superficie perpendicular a su dirección de propagación ubicada a la distancia media entre el Sol y la Tierra, y tiene un valor cercano a los  $1.367 \text{ W}/\text{m}^2$  [7]. La integral de la irradiancia en un período de tiempo determinado se denomina insolación, y se mide generalmente en  $\text{kWh}/\text{m}^2$ .

### 2.3.1. Componentes de la radiación solar

Una fracción de la radiación solar que llega a la atmósfera es absorbida por ésta y otra logra alcanzar la superficie terrestre. Esta última fracción se divide a su vez en radiación directa y difusa, siendo la directa aquella que llega a la superficie sin sufrir dispersión en la atmósfera, y la difusa aquella que al incidir ha cambiado su dirección original producto de la dispersión.

La radiación directa se mide en términos de la irradiancia directa normal (DNI, por sus siglas en inglés), la cual corresponde a la irradiancia directa incidente en una superficie posicionada permanentemente en forma perpendicular a la dirección de esta radiación. La radiación difusa, por su parte, se mide en términos de la irradiancia difusa horizontal (DHI, por sus siglas en inglés), correspondiente a la irradiancia difusa incidente en una superficie horizontal. Finalmente, se define la irradiancia global horizontal (GHI, por sus siglas en inglés) como la suma de las irradiancias directa y difusa incidentes en una superficie horizontal.

### 2.3.2. Transparencia atmosférica

El índice de transparencia atmosférica, también llamado índice de claridad, es un valor adimensional que indica la fracción de la radiación solar que logra traspasar la atmósfera en un lugar determinado. Se define el promedio mensual del índice de transparencia atmosférica como: [7]

$$\overline{K_T} = \frac{\overline{H}}{\overline{H_0}} \quad (2.1)$$

donde  $\overline{H}$  es el promedio mensual de la insolación global horizontal diaria y  $\overline{H_0}$  es el promedio mensual de la insolación extraterrestre diaria en una superficie horizontal, el cual se determina según descrito en [7].

### 2.3.3. Geometría solar

Para describir las relaciones geométricas entre la dirección de la radiación directa y una superficie fija o móvil donde ésta incide, se utilizan una serie de ángulos, los cuales se definen a continuación: [7]

- **Latitud** ( $\phi$ ): distancia angular entre el ecuador y la ubicación de la superficie, medida a lo largo del meridiano en el cual ésta se encuentra. Se define positiva al norte del ecuador y negativa al sur, variando entre  $-90^\circ$  y  $90^\circ$ .
- **Declinación solar** ( $\delta$ ): posición angular del Sol respecto del plano ecuatorial al mediodía solar (instante en el cual el Sol cruza el meridiano del lugar). Varía entre  $-23,45^\circ$  y  $23,45^\circ$ , debido a la inclinación del eje terrestre respecto del plano de la eclíptica (curva de la trayectoria aparente del Sol).
- **Inclinación** ( $\beta$ ): ángulo entre el plano de la superficie y la horizontal, entre  $0^\circ$  y  $90^\circ$ .
- **Ángulo acimutal de la superficie** ( $\gamma$ ): ángulo entre la proyección horizontal de la normal a la superficie y el meridiano local. Se define como  $0^\circ$  cuando la superficie está orientada hacia el sur, y varía entre  $-180^\circ$  (al este) y  $180^\circ$  (al oeste).
- **Ángulo horario** ( $\omega$ ): desplazamiento angular del Sol respecto del meridiano local a  $15^\circ$  por hora, siendo negativo en la mañana y positivo en la tarde.
- **Ángulo de incidencia** ( $\theta$ ): ángulo entre la radiación directa y la normal a la superficie.
- **Ángulo cenital** ( $\theta_z$ ): ángulo entre la vertical y la radiación directa.
- **Altura solar** ( $\alpha_s$ ): complemento del ángulo cenital.
- **Ángulo acimutal solar** ( $\gamma_s$ ): ángulo entre la proyección horizontal de la radiación directa y el meridiano local. Se define como  $0^\circ$  cuando el Sol se ubica al sur, y varía entre  $-180^\circ$  (al este) y  $180^\circ$  (al oeste).

En la figura 2.4 se representan gráficamente el ángulo cenital, la altura solar, la inclinación y los ángulos acimutales.

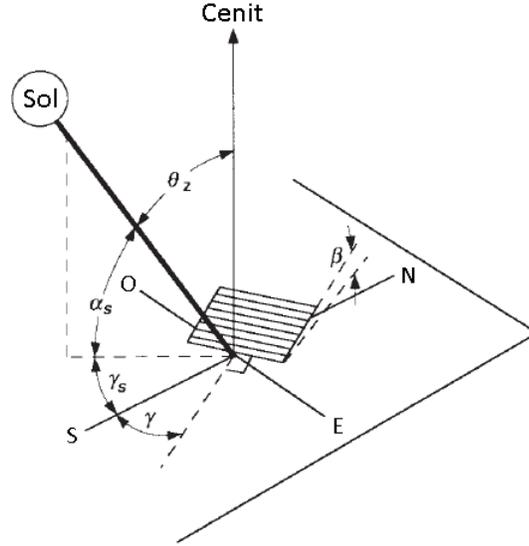


Figura 2.4: Representación gráfica de ángulos relevantes en la geometría solar.  
Fuente: adaptado de [7].

El ángulo cenital  $\theta_z$  se determina mediante la ecuación: [7]

$$\cos(\theta_z) = \cos(\phi) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\phi) \sin(\delta) \quad (2.2)$$

y permite establecer la relación entre la irradiancia directa normal y la irradiancia directa horizontal, dando lugar a la siguiente ecuación:

$$GHI = DNI \cdot \cos(\theta_z) + DHI \quad (2.3)$$

El ángulo de incidencia  $\theta$ , por otro lado, permite determinar la irradiancia directa captada en la superficie inclinada, ya que ésta está dada por el producto  $DNI \cdot \cos(\theta)$ . Este ángulo se determina mediante la ecuación: [7]

$$\cos(\theta) = \cos(\theta_z) \cos(\beta) + \sin(\theta_z) \sin(\beta) \cos(\gamma_s - \gamma) \quad (2.4)$$

El cálculo de la irradiancia difusa en la superficie inclinada es bastante más complejo, debido a que ésta no tiene una dirección única, por lo que existen múltiples modelos para estimarla. Algunos de estos modelos se encuentran descritos en [7].

## 2.4. Caracterización de la localidad

Visviri se ubica en las coordenadas geográficas  $17^{\circ}35'S$ ,  $69^{\circ}28'O$ , a una altitud media de 4.084 metros sobre el nivel del mar [8]. A continuación se describen las principales características climáticas de la zona, en base a mediciones de la estación meteorológica perteneciente a la Red Agrometeorológica del Instituto de Investigaciones Agropecuarias (INIA) [9] y datos

generados por el Explorador Solar del Departamento de Geofísica de la Universidad de Chile [8].

Los datos meteorológicos entregados por el Explorador Solar son generados a partir de un modelo semi-empírico, el cual utiliza el modelo de transferencia radiativa CLIRAD-SW para calcular la irradiancia en superficie para cielo despejado, y un modelo empírico que permite incorporar el efecto de la nubosidad a partir de imágenes satelitales [10].

El Explorador Solar genera un año meteorológico típico (TMY, por sus siglas en inglés), el cual corresponde a una concatenación de valores horarios de datos meteorológicos a lo largo de un año hipotético constituido por una sucesión de doce meses pertenecientes a un conjunto de años reales, la cual se considera representativa de la situación meteorológica típica de un sitio para un período de largo plazo.

### 2.4.1. Presión atmosférica

Según datos del INIA, la presión atmosférica en Visviri es de 501,3 mbar. Esta magnitud es relevante, ya que, a esta presión, la temperatura de ebullición del agua es de 81,4°C, según las correlaciones termodinámicas de Haar, Gallagher y Kell para el agua [4], implementadas en el programa EES [5].

### 2.4.2. Radiación solar

En la tabla 2.1 se presentan los promedios mensuales del índice de transparencia atmosférica en Visviri, considerando valores de  $\overline{H}$  correspondientes al año meteorológico típico generado por el Explorador Solar. Se tiene un valor promedio de 0,72, lo que indica una alta transparencia atmosférica en comparación con el valor promedio de 0,57 registrado en Santiago [8].

Tabla 2.1: Promedios mensuales del índice de transparencia atmosférica en Visviri.

Mes	$\overline{K_T}$	Mes	$\overline{K_T}$
Enero	0,61	Julio	0,78
Febrero	0,62	Agosto	0,77
Marzo	0,68	Septiembre	0,75
Abril	0,71	Octubre	0,75
Mayo	0,77	Noviembre	0,74
Junio	0,79	Diciembre	0,67

En la figura 2.5 se presentan las distribuciones horarias de las irradiancias global horizontal y directa normal en Visviri en el año meteorológico típico generado por el Explorador Solar. La insolación anual es de 2.498 kWh/m<sup>2</sup> para la irradiancia global horizontal y 3.461 kWh/m<sup>2</sup> para la directa normal.

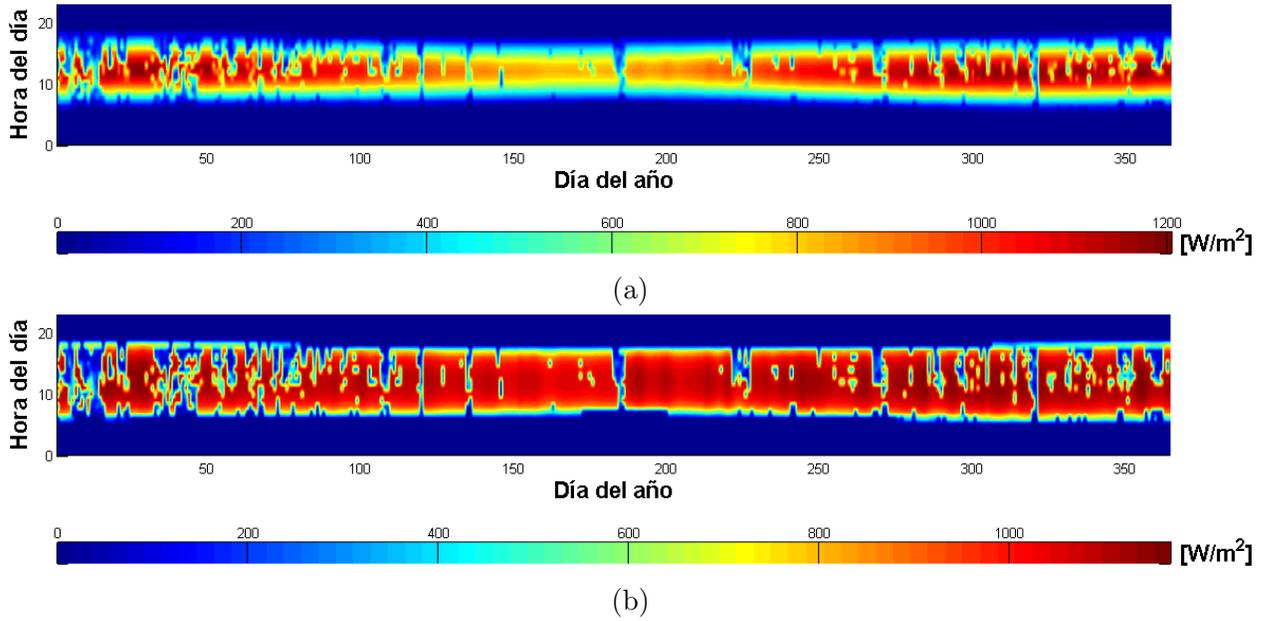


Figura 2.5: Distribución horaria de la irradiancia solar en el TMY en Visviri:  
(a) GHI, y (b) DNI.

Fuente: elaboración propia a partir de datos de [8].

De la figura 2.5, se observan altos niveles de nubosidad en verano, lo que se condice con la menor transparencia atmosférica registrada en comparación con los meses de invierno, según se observa en la tabla 2.1. Esto se atribuye al fenómeno conocido como *invierno altiplánico*, descrito anteriormente.

Por otro lado, se observan altos niveles de DNI a lo largo de todo el año. Esto, sumado a lo mencionado en el párrafo anterior, hace suponer que en general no se presentan días parcialmente nublados, sino días despejados interrumpidos por episodios de altas precipitaciones.

Para validar los datos generados por el Explorador Solar, se realiza una comparación hora a hora de la irradiancia global horizontal con las mediciones de la estación del INIA presente en la zona, entre el 1 de abril de 2012 y el 31 de diciembre de 2016, período para el cual se cuenta con mediciones. El Explorador Solar entrega un indicador binario sobre la presencia de nubosidad (1 si hay nubes y 0 si no las hay), el cual tiene una precisión del 95% en la zona norte y centro del país [11]. Considerando este indicador, la comparación se realiza sólo para horas de cielo despejado, y se presenta mediante el diagrama de dispersión de la figura 2.6. La diferencia relativa, indicada en la figura, se define como:

$$\delta = \frac{|GHI_{INIA} - GHI_{ExploradorSolar}|}{GHI_{INIA}} \quad (2.5)$$

donde  $GHI_{INIA}$  y  $GHI_{ExploradorSolar}$  son los valores horarios de GHI según el INIA y el Explorador Solar, respectivamente.

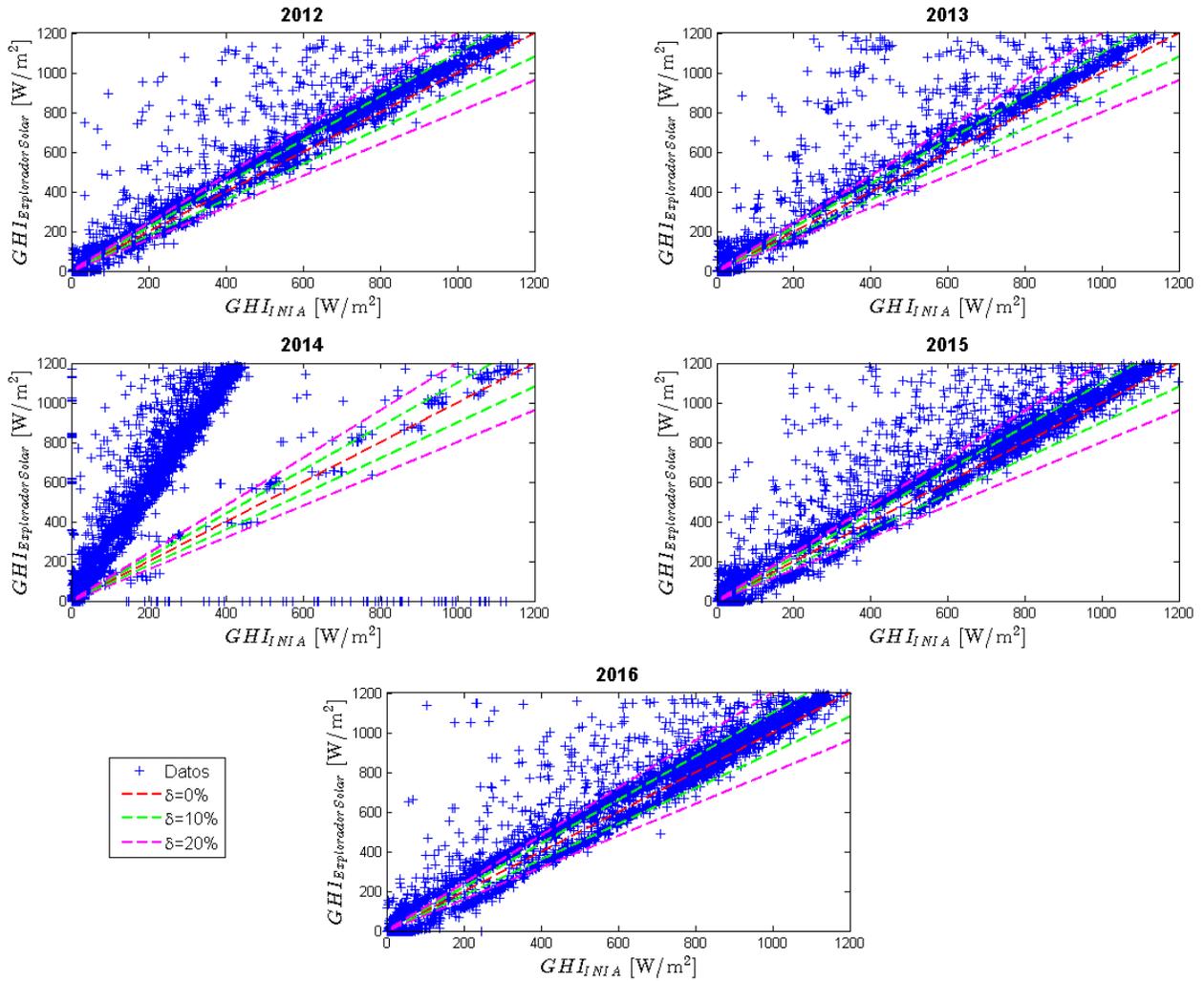


Figura 2.6: Comparación de datos de GHI para cielo despejado.

Fuente: elaboración propia a partir de datos de [8] y [9].

De la figura 2.6 se observa, en primer lugar, que los datos del año 2014 presentan una relación entre ambas fuentes con una diferencia relativa superior a la de los demás años, lo que puede atribuirse a fallas de los instrumentos de medición del INIA. Para todos los años se observa que la diferencia relativa supera el 20%, lo cual no se condice con los resultados de la validación del modelo del Explorador Solar realizada por el Departamento de Geofísica, los cuales indican que, en la zona norte del país, el modelo presenta errores menores al 5% para la irradiancia de cielo despejado. Dado esto, se considera altamente probable que los instrumentos del INIA presenten fallas o se encuentren descalibrados<sup>1</sup> al no recibir una mantención adecuada, por lo cual se decide trabajar con los datos generados por el Explorador Solar.

<sup>1</sup>Los instrumentos de medición están calibrados originalmente para condiciones de latitud media y baja altitud, las cuales no se cumplen en este caso. Por lo tanto, para realizar una medición precisa es necesario recalibrar periódicamente los instrumentos, lo cual probablemente no se realiza en Visviri.

### 2.4.3. Temperatura ambiente

La temperatura ambiente registrada por la estación del INIA presenta una mayor oscilación térmica que la calculada por el Explorador Solar, alcanzando mínimas inferiores y máximas superiores, como se observa en la figura 2.7, donde  $\Delta$  es la diferencia absoluta y se define como:

$$\Delta = |T_{INIA} - T_{ExploradorSolar}| \quad (2.6)$$

donde  $T_{INIA}$  y  $T_{ExploradorSolar}$  son los valores horarios de temperatura ambiente según el INIA y el Explorador Solar, respectivamente.

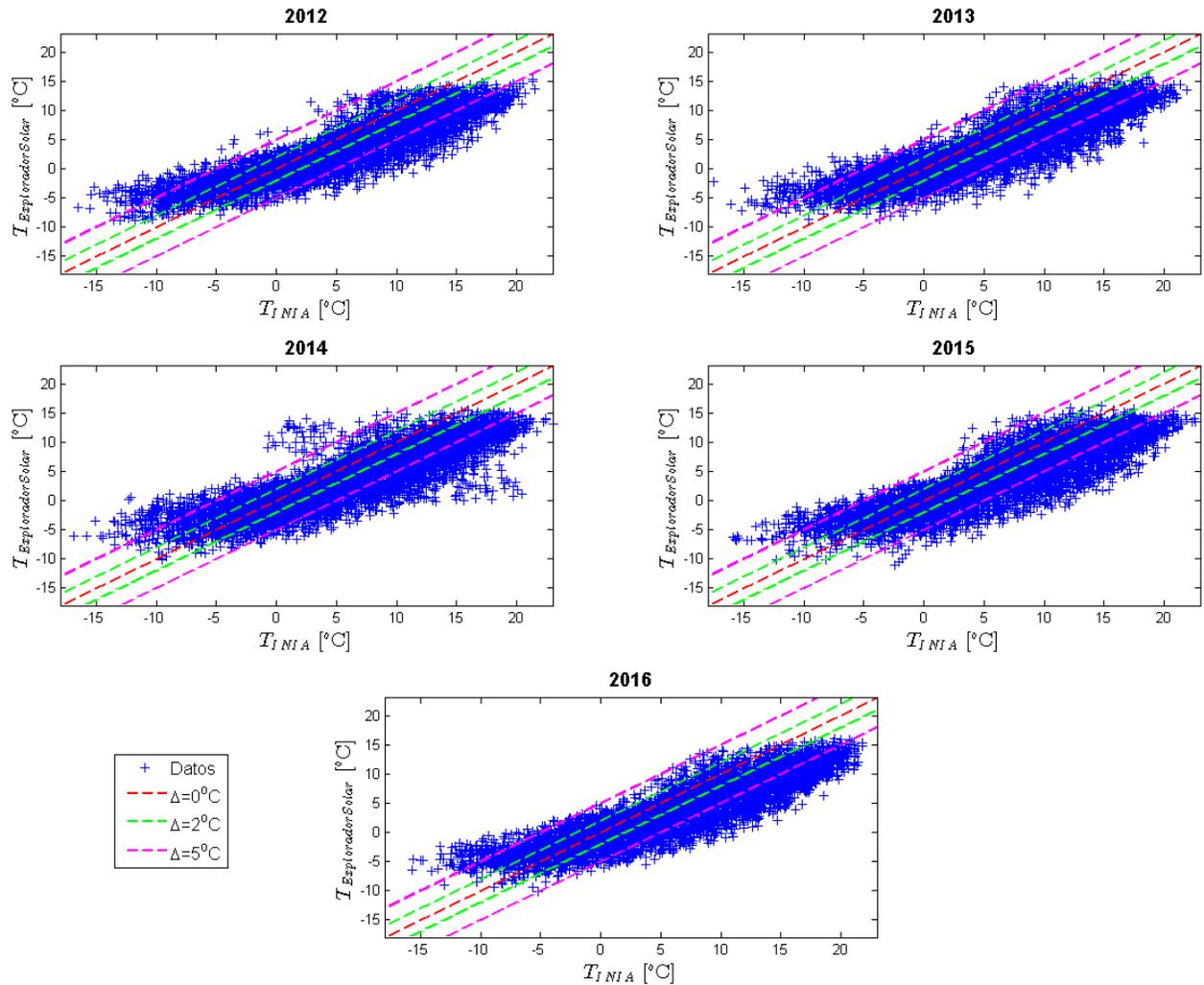


Figura 2.7: Comparación de datos de temperatura ambiente.

Fuente: elaboración propia a partir de datos de [8] y [9].

De la figura 2.7, se aprecia una diferencia absoluta que supera los 5°C. Como la temperatura, a diferencia de la irradiancia solar, es una variable que puede medirse con un error relativamente bajo, en este caso las mediciones del INIA se consideran más confiables que los datos del Explorador Solar.

Como se mencionó anteriormente, en el caso de la irradiancia se consideran más confiables los datos del Explorador Solar, por lo que, para mantener una congruencia entre los datos de temperatura e irradiancia, se trabaja con datos de temperatura del TMY generado por el Explorador Solar, los cuales son, no obstante, corregidos de la siguiente manera:

- Para los meses del TMY generado por el Explorador Solar para los cuales se cuenta con mediciones del INIA, los datos se reemplazan directamente. Estos meses corresponden a febrero, marzo, junio, julio, noviembre y diciembre.
- Para el resto de los meses, se determina la diferencia (sin valor absoluto) correspondiente a las 0:00 del primer día del mes para todos los años con mediciones (2012, 2013, 2014, 2015 y 2016), se calcula la diferencia promedio y el valor correspondiente del TMY se ajusta según ésta. De manera análoga se ajustan el resto de los valores horarios del mes.

En la figura 2.8 se presenta la distribución horaria de la temperatura ambiente en el año meteorológico típico, con valores corregidos según lo anteriormente mencionado. Debido a la elevada altitud de la zona, se observan temperaturas bajo cero a lo largo de todo el año, alcanzando mínimas inferiores a los  $-15^{\circ}\text{C}$ , y una alta oscilación térmica.

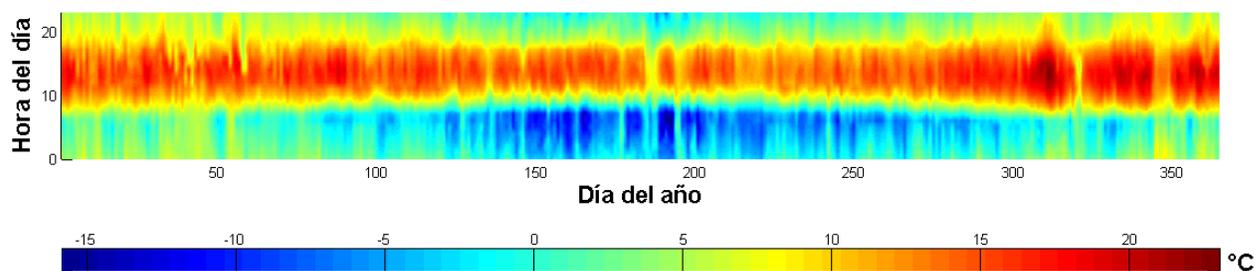


Figura 2.8: Distribución horaria de la temperatura ambiente en el TMY en Visviri.  
Fuente: elaboración propia a partir de datos de [8] y [9].

#### 2.4.4. Humedad del aire

La razón de humedad del aire se define como:

$$\omega = \frac{m_{agua}}{m_{aire,seco}} \quad (2.7)$$

donde  $m_{agua}$  y  $m_{aire,seco}$  corresponden a la masa de vapor de agua y la masa de aire seco contenidas en una muestra de aire, respectivamente. En general, la razón de humedad se expresa en g/kg.

En la figura 2.9 se observa la distribución horaria de la razón de humedad del aire en el año 2016, según datos de presión atmosférica, temperatura ambiente y humedad relativa del INIA, y la ecuación de estado para aire húmedo implementada en el programa EES [5]. Los datos con  $\omega = 0$  corresponden a instantes para los cuales no se registran mediciones.

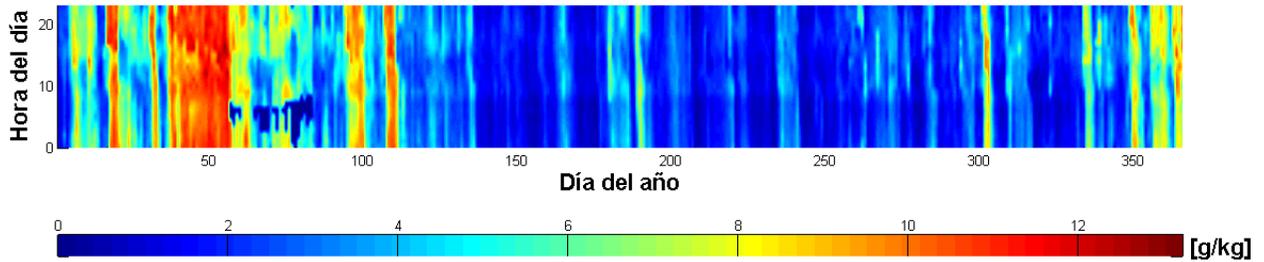


Figura 2.9: Distribución horaria de la razón de humedad en Visviri a lo largo del año 2016. Fuente: elaboración propia a partir de datos de [9].

Se aprecia una razón de humedad del aire con un promedio anual cercano a los 3 g/kg, muy baja en comparación con los 13 g/kg promedio presentes en Santiago [9]. Entre los meses de diciembre y marzo, período correspondiente al *invierno altiplánico*, se observa un aumento significativo en la humedad del aire producto de las precipitaciones, las cuales se intensifican en el mes de febrero.

## 2.5. Sistema solar térmico

El tipo de colector solar a utilizar depende principalmente de la temperatura requerida por el proceso, según se indica en la figura 2.10. El costo de inversión por unidad de área indicado es una estimación para sistemas con una superficie total de colectores del orden de los 1.000 m<sup>2</sup> [12].

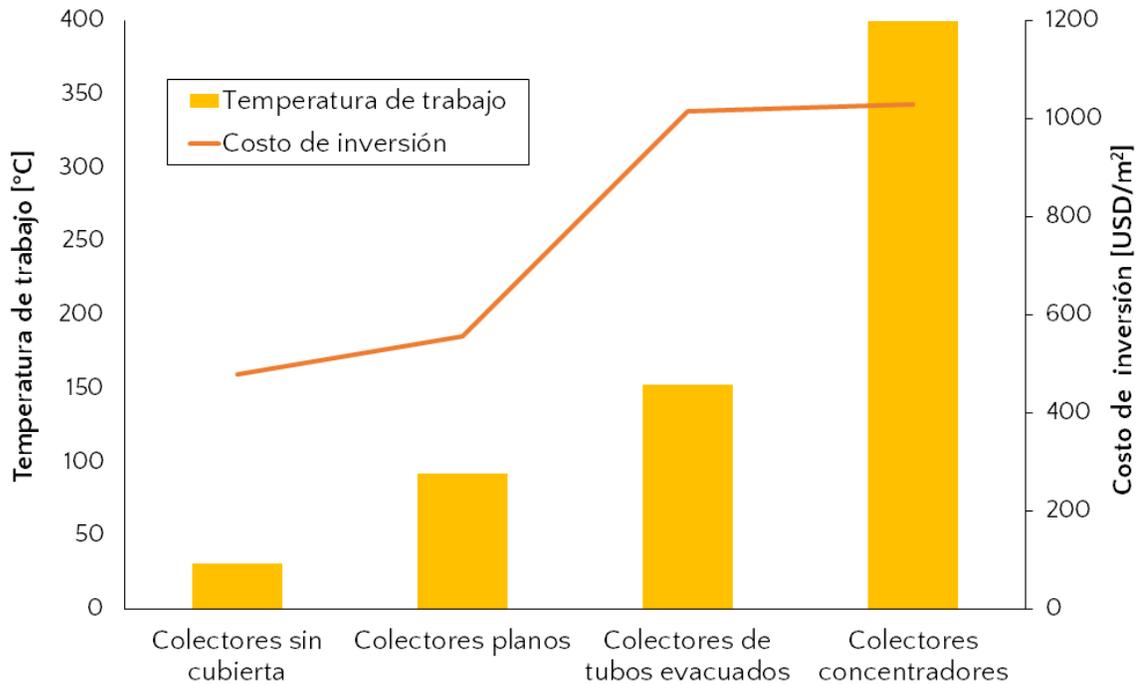


Figura 2.10: Temperatura de trabajo y costo de inversión de distintas tecnologías solares. Fuente: elaboración propia a partir de datos de [12] y [13].

Dado que la máxima temperatura requerida para el lavado de la lana es de 55°C, se estima que es posible usar colectores no concentradores para cumplir con lo requerido.

### 2.5.1. Colectores no concentradores

Los colectores no concentradores se utilizan para requerimientos de energía de temperatura moderada, hasta alrededor de 100°C sobre la temperatura ambiente [7]. Utilizan la radiación directa y difusa, no requieren de un sistema de seguimiento y precisan poco mantenimiento. En la figura 2.11 se indican las partes principales de un colector plano y un colector de tubos evacuados tipo *heat pipe*, los dos tipos de colectores no concentradores más comunes.

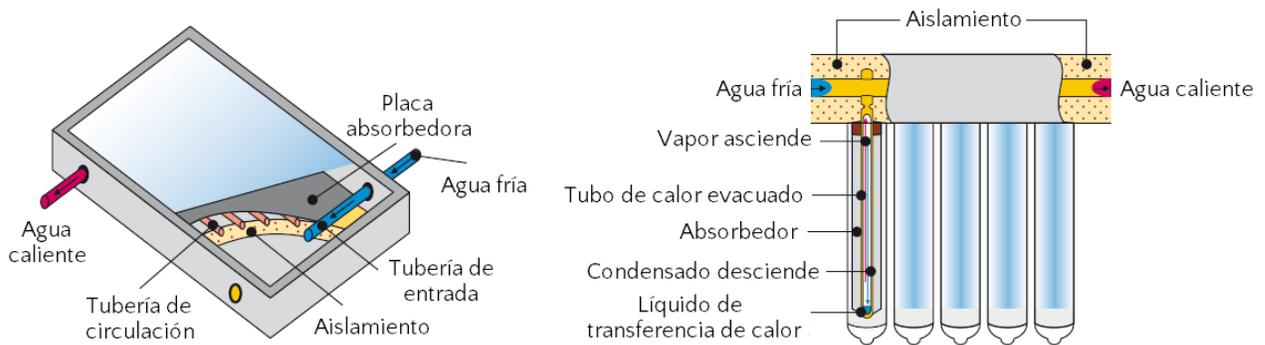


Figura 2.11: Colector plano (izquierda) y colector de tubos evacuados tipo *heat pipe* (derecha).

Fuente: adaptado de [13].

En un colector plano (FPC, por sus siglas en inglés), como el de la figura 2.11, la placa absorbidora transfiere la energía absorbida al fluido. Las cubiertas son transparentes a la radiación solar y permiten disminuir las pérdidas convectivas y radiativas, mientras que las pérdidas por conducción son disminuidas por medio del aislamiento térmico.

En un colector de tubos evacuados (ETC, por sus siglas en inglés), las pérdidas convectivas son significativamente reducidas al utilizar vacío entre el absorbedor y la cubierta. Se clasifican principalmente en colectores de flujo directo y colectores de tubos de calor (*heat pipe*), como el de la figura 2.11, donde la radiación es absorbida por un fluido de transferencia de calor (por lo general, un alcohol), el cual se evapora y cede su calor al fluido de trabajo al condensarse en la parte superior.

### Eficiencia de colectores

El calor útil entregado por el colector, ya sea plano o de tubos evacuados, se determina mediante la ecuación: [7]

$$Q_u = A_c F_R [G_T (\tau\alpha)_b - U_L (T_i - T_a)] \quad (2.8)$$

donde  $A_c$  es el área del colector,  $G_T$  es la irradiancia solar incidente,  $(\tau\alpha)_b$  es el producto entre la transmisividad de la cubierta y la absorptividad de la placa dada la dirección de la radiación incidente,  $U_L$  es el coeficiente global de pérdidas térmicas,  $T_i$  es la temperatura de entrada del fluido de trabajo y  $T_a$  es la temperatura ambiente. El factor  $F_R$  es el factor de remoción, que relaciona el calor útil obtenido con el que se tendría si toda la placa estuviera a la temperatura  $T_i$ .

En general, para su uso en simulaciones de procesos térmicos, se utiliza un modelo de tres parámetros:  $F_R(\tau\alpha)_n$ , que da cuenta de las pérdidas ópticas suponiendo que la radiación es normal al colector;  $F_R U_L$ , que da cuenta de las pérdidas térmicas; y el modificador de ángulo de incidencia (IAM, por sus siglas en inglés), que indica cómo el ángulo de incidencia de la radiación directa ( $\theta$ ) afecta a las pérdidas ópticas y se define como:

$$K_{\tau\alpha}(\theta) = \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} \quad (2.9)$$

donde  $(\tau\alpha)_n$  es el producto entre la transmisividad de la cubierta y la absorptividad de la placa con la radiación incidiendo en forma perpendicular a la superficie del colector.

Así, la eficiencia del colector está dada por:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{G_T A_c} = F_R(\tau\alpha)_n K_{\tau\alpha} - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{G_T} \quad (2.10)$$

A pesar de la dependencia intrínseca de estos valores con la temperatura, la velocidad del viento y el ángulo de incidencia de la radiación; los datos experimentales indican que la relación lineal entre  $(T_i - T_a)/G_T$  y  $\eta_c$ , descrita por la ecuación 2.10, es una buena aproximación de la realidad en el caso de los colectores planos. Sin embargo, para colectores que alcanzan altas temperaturas, debe utilizarse la siguiente ecuación de segundo orden: [7]

$$\eta_c = F_R(\tau\alpha)_n K_{\tau\alpha} - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{G_T} - F_R U_{LT} \frac{(T_i - T_a)^2}{G_T} \quad (2.11)$$

donde  $U_{LT}$  es el factor de corrección del coeficiente global de pérdidas térmicas. De esta manera, la relación entre el calor útil obtenido y la temperatura de salida del líquido del colector ( $T_o$ ), está dada por:

$$Q_u = \eta_c G_T A_c = \dot{m} c_p (T_o - T_i) \quad (2.12)$$

donde  $\dot{m}$  es el flujo másico del líquido a través del colector y  $c_p$  es su calor específico.

En la práctica, se debe tener en cuenta que la eficiencia puede diferir de la estimada debido a que el flujo no es constante a lo largo de todo el colector, por lo que algunas partes tienen menor factor de remoción; o que el flujo no coincide con el utilizado en la prueba por el fabricante. Existen múltiples modelos que permiten estimar este efecto, algunos de los cuales se encuentran descritos en [7].

## Estancamiento de colectores

En condiciones de alta radiación y sin flujo a través del colector, la temperatura del líquido en su interior aumenta hasta alcanzar un punto de equilibrio en el cual las pérdidas térmicas se igualan a la energía absorbida. A este punto se le llama temperatura de estagnación o estancamiento.

Las temperaturas de estancamiento son muy superiores a las obtenidas en operación normal, generando principalmente dos problemas:

- Ebullición del líquido al interior del colector y consiguiente aumento de presión, que puede provocar daño a componentes del sistema.
- La mezcla de agua con propilenglicol (anticongelante), usada habitualmente como fluido de trabajo, comienza a degradarse a partir de los 160°C aproximadamente, pudiendo perder su acidez y convirtiéndose en un agente corrosivo, además de formar lodos que pueden obstruir los colectores [12].

## Comparación de tecnologías

Los colectores de tubos evacuados presentan eficiencias muy superiores a los colectores planos en ambientes de baja temperatura, debido a que minimizan las pérdidas térmicas. Además, al utilizar tubos de sección circular, presentan un aumento del IAM con el ángulo de incidencia en la dirección transversal y acumulan menos polvo. Sin embargo, los colectores planos tienen una mayor eficiencia a bajas temperaturas de trabajo y pueden tener mayor resistencia al impacto de granizos, al contar con vidrio templado.

Los colectores de tubos evacuados de flujo directo (ETC-DF, por sus siglas en inglés) tienen mayor eficiencia óptica y son más baratos que los de tipo *heat pipe* (ETC-HP) [12], los cuales además no pueden colocarse en cualquier inclinación, sino que tienen un rango para permitir que se produzca el movimiento del fluido al interior de los tubos de calor. Sin embargo, los ETC-HP son más utilizados, debido a dos grandes ventajas:

- El cabezal y los tubos son independientes, lo que otorga facilidad de montaje y reemplazo, y hace que la falla de un tubo tenga poco impacto en el sistema.
- El líquido de trabajo recibe el calor indirectamente, a través de un intercambiador de calor, por lo que en condiciones de estancamiento el calor se transfiere por convección natural, alcanzando menores temperaturas.

### 2.5.2. Sistemas solares de agua caliente

Los colectores no concentradores se utilizan generalmente para suministrar agua caliente sanitaria o calor para procesos industriales. Dada la variación temporal de la radiación solar, el almacenamiento de energía es de vital importancia y se realiza, por lo general, en forma de calor sensible en agua [7].

Los estanques de almacenamiento suelen operar con significativos niveles de estratificación térmica. De esta manera se minimiza la temperatura de ingreso al colector, maximizando su eficiencia, a la vez que se maximiza la temperatura de salida hacia el consumo, permitiendo cumplir con el requerimiento de temperatura.

Algunas de las configuraciones más comunes para calentamiento de agua mediante energía solar se ilustran en la figura 2.12. La configuración (a) es un sistema de circulación natural o termosifón, mientras que la configuración (b) es de circulación forzada. Los sistemas (c) y (d) son ambos sistemas indirectos, con la diferencia de que el primero utiliza un intercambiador de calor al interior del estanque y el segundo al exterior de éste.

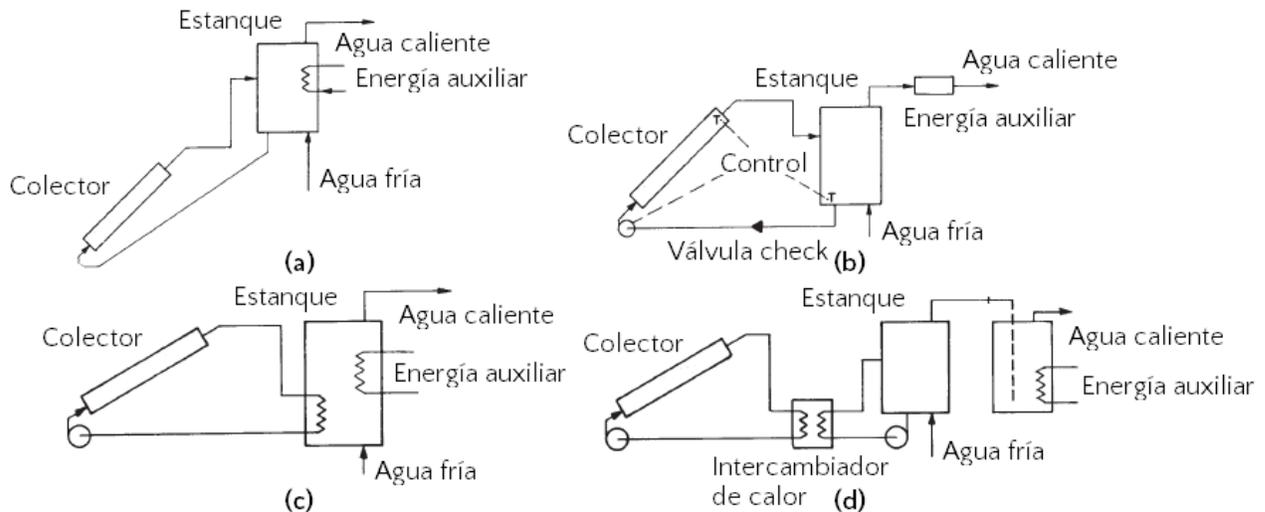


Figura 2.12: Configuraciones comunes de calentadores solares de agua.  
Fuente: adaptado de [7].

Como respaldo al sistema solar, puede agregarse energía auxiliar (producida mediante otra fuente energética) en el estanque, en línea o en un segundo estanque. En general, la mejor opción es incorporarla en línea, ya que, al usar esta energía para calentar el agua al interior del estanque, aumenta la temperatura de entrada al colector, disminuyendo su eficiencia.

Dadas las condiciones de temperatura ambiente en Visviri (sección 2.4.3), debe diseñarse el sistema para prevenir el congelamiento del agua en los colectores. Para ello, existen principalmente cuatro mecanismos: [12]

- Calentamiento con fuente renovable: calentar los circuitos con alguna fuente de calor renovable, como el calor de la tierra.
- Recirculación de los circuitos: el movimiento del fluido en las tuberías dificulta el estado de agregación necesario y aporta energía cinética.
- Sistema *drainback*: vaciado automático por gravedad del líquido de los colectores en un estanque aislado. Este sistema también permite evitar estancamiento.
- Uso de anticongelante: se reduce el punto de congelación del agua al mezclarla con propilenglicol o etilenglicol, aunque este último se evita debido a su toxicidad. Es la solución más común y sencilla, y corresponde a los sistemas (c) y (d) en la figura 2.12.

## Intercambiador de calor

En un sistema indirecto, el intercambiador de calor puede ser externo al estanque o formar parte de éste. Los intercambiadores externos tienen la ventaja de no tener un área de intercambio limitada por la geometría del estanque, sin embargo, son más caros y añaden al sistema el requerimiento de una bomba extra y difusores para no alterar significativamente la estratificación del estanque. En sistemas solares de baja temperatura, los intercambiadores de placas son los más utilizados debido a su tamaño; mientras que a nivel industrial se prefieren los de carcasa y tubos, por trabajar a presiones y temperaturas mayores [12].

Se conocen como interacumuladores a los estanques con intercambiador de calor interno. Existen principalmente cuatro tipos de interacumuladores: de doble camisa, serpentín, baño interior u horquilla; los cuales se ilustran en la figura 2.13. Dada su superficie de intercambio limitada, por lo general no se usan en sistemas de más de 10 m<sup>2</sup> de colectores [12].

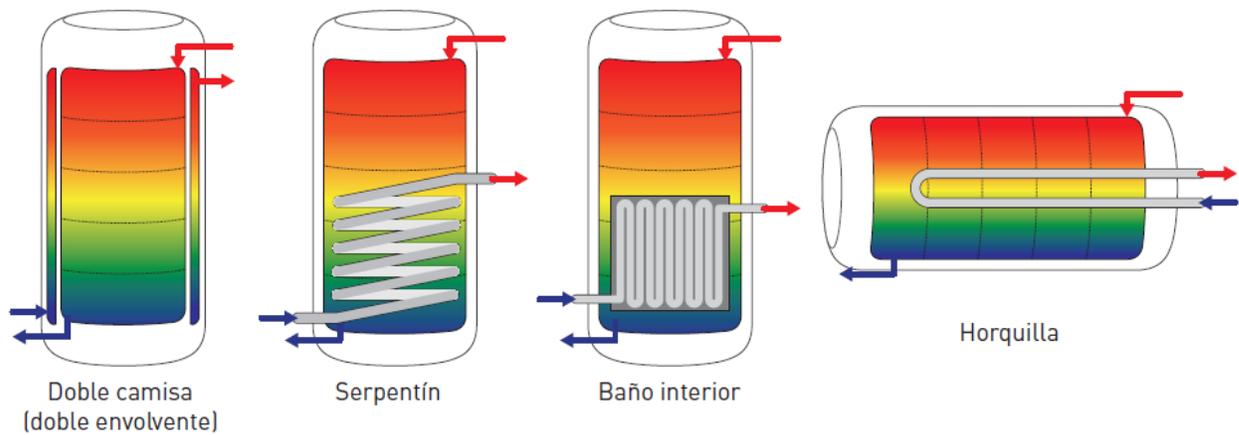


Figura 2.13: Tipos de intercambiador de calor en interacumuladores.

Fuente: [12].

## Estanque de acumulación

La estratificación del estanque se produce en forma pasiva, debido a la variación de la densidad del agua con su temperatura. En general, un estanque estratificado se modela como  $N$  secciones (o nodos) de temperatura uniforme, de manera que el grado de estratificación depende directamente del valor de  $N$  [7].

Dada la variabilidad propia del recurso solar, la temperatura de entrada del agua desde el campo de colectores al estanque no es constante, lo que, en un sistema con intercambiador de calor externo al estanque, puede afectar la estratificación del mismo. Una alternativa para minimizar este efecto es utilizar varias entradas a diferentes alturas del estanque, derivando el flujo a una u otra según su temperatura, mediante válvulas motorizadas. Otra alternativa es utilizar difusores en los puntos de entrada del agua, los cuales permiten laminarizar el flujo, generando una estratificación pasiva.

El estanque puede utilizarse para almacenar agua caliente para el proceso, o bien como acumulador de calor, entregando energía al proceso a través de un segundo intercambiador. Esta última alternativa tiene la desventaja de agregar una pérdida de temperatura al sistema, producto de la incorporación del intercambiador de calor, sin embargo, permite trabajar con agua tratada al interior del estanque, con el fin de evitar problemas de corrosión e incrustaciones generados al utilizar agua de baja calidad. Por otro lado, para prevenir la corrosión galvánica del estanque, éste debe contar con un ánodo de sacrificio.

## Sistema de control

El sistema de control más común consiste en un control diferencial con histéresis. Este sistema utiliza dos sensores de temperatura, uno en la parte baja del estanque ( $T_i$ ) y uno en la placa del colector a la salida ( $T_p$ ), de manera que cuando  $T_p - T_i > \Delta T_{on}$ , se enciende la bomba, y cuando  $T_p - T_i < \Delta T_{off}$ , la bomba se apaga. Los valores de  $\Delta T_{on}$  y  $\Delta T_{off}$  son definidos adecuadamente para proporcionar estabilidad al sistema [7].

## Componentes adicionales

Además de los colectores, las bombas, el estanque y las cañerías, un sistema solar térmico debe tener, en primer lugar, un sistema de protección. Éste consta de una válvula de seguridad para cada batería independiente de colectores y el estanque, que expulsa el fluido ante presiones superiores a un nivel crítico, y un vaso de expansión para absorber los cambios de volumen provocados por variaciones de temperatura.

El circuito de consumo también debe contar con un sistema de protección, además de un sistema con una válvula de tres vías que permita mezclar el agua caliente del estanque con la cantidad necesaria de agua fría para conseguir la temperatura requerida.

Deben existir también sistemas de llenado y vaciado de los colectores y el estanque, y un sistema de purga de aire manual. Por otro lado, se deben agregar válvulas de corte que permitan aislar componentes como las bombas, los colectores y el circuito de consumo. La bomba de circulación de los colectores debe contar con un filtro a la entrada y una válvula antirretorno a la salida.

Respecto a los instrumentos de medición, se recomienda colocar manómetros en el estanque y a la entrada y salida de todos los equipos que generen pérdidas de carga relevantes, sensores de temperatura en el estanque y a la entrada y salida del campo de colectores, sensores de flujo y medidores de pH para detectar posibles degradaciones del anticongelante [12].

## Sobrecalentamiento y estancamiento

Los componentes del sistema deben estar diseñados para soportar la máxima temperatura del sistema, según la cual se determina la presión mínima de trabajo, para evitar la ebullición

del agua. Sin embargo, como se mencionó anteriormente, en condiciones de flujo cero a través del colector (por fallas técnicas, desconexión eléctrica o simplemente situaciones de baja demanda), pueden alcanzarse temperaturas sobre la máxima de operación, lo que se conoce como sobrecalentamiento. Si el sobrecalentamiento persiste, se alcanza eventualmente la temperatura de estancamiento, lo que trae consecuencias ya mencionadas.

El sistema debe diseñarse de manera que el fluido pueda ingresar al vaso de expansión ante un aumento de presión provocado por la ebullición. La válvula antirretorno debe situarse antes del vaso de expansión para no obstaculizar la evacuación del líquido residual, como se observa en la figura 2.14. Se recomienda además utilizar un vaso tampón (receptáculo con fluido frío en reposo) antes del vaso de expansión, para enfriar el líquido y evitar que se funda la membrana.

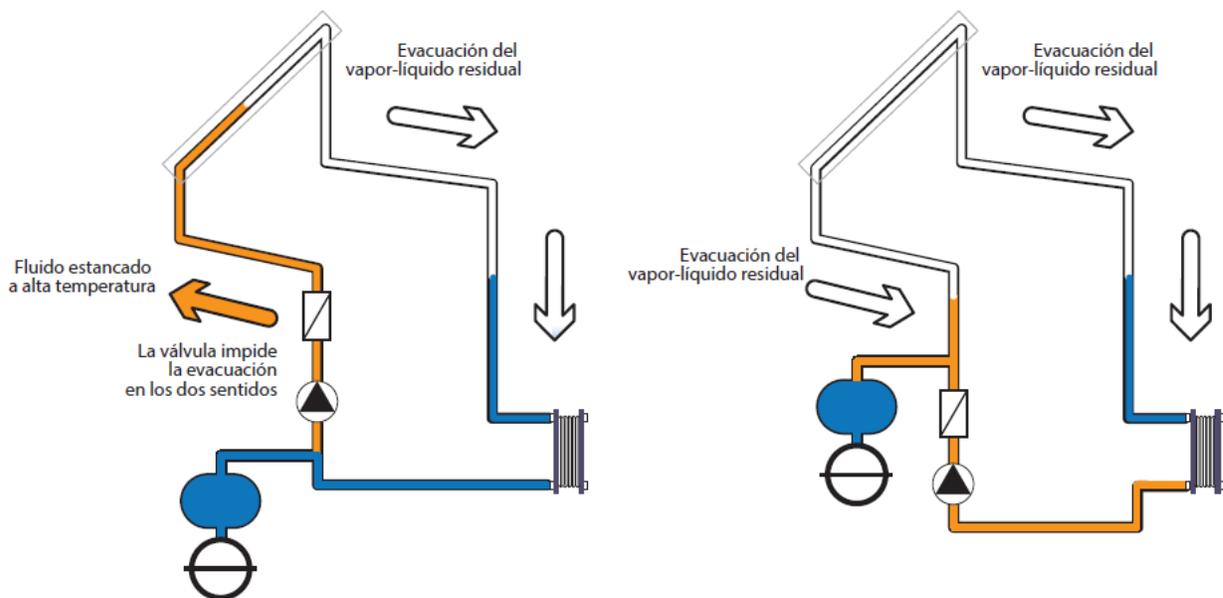


Figura 2.14: Influencia de la ubicación de la válvula antirretorno sobre el comportamiento ante el estancamiento.

Fuente: [12].

Para prevenir el sobrecalentamiento y el estancamiento, pueden emplearse las siguientes estrategias: [12]

- Dimensionamiento conforme a la demanda: sin embargo, pueden ocurrir fallas técnicas o períodos sin consumo no previstos.
- Enfriamiento nocturno: recirculación nocturna del calor del acumulador a través de los colectores.
- Sistema de disipación activo: válvula motorizada de 3 vías cambia, de forma automática, el camino del fluido hacia un disipador cuando se ha sobrepasado la temperatura máxima de operación.
- Sistema *drainback*.

# Capítulo 3

## Metodología

### 3.1. Estimación de la demanda del proceso de secado

Como se mencionó en el capítulo 2, la demanda térmica del proceso de secado no es un dato conocido, por lo que debe estimarse en base a diversos supuestos. Considerando un 22% de impurezas en la fibra sucia (ver figura 2.1), y bajo el supuesto de que todas las impurezas son removidas en el lavado, la masa de fibra que ingresa al secadero al día es de aproximadamente:

$$m_{fibra} = 0,78 \cdot 40 \text{ [kg]} = 31,2 \text{ [kg]} \quad (3.1)$$

De la ficha técnica de la lavadora seleccionada para el proyecto, incluida en el anexo A, se tiene que la lana sale de ésta con un 49% de humedad. De acuerdo a lo mencionado en la sección 2.1.2, la fibra después de secada contiene, idealmente, un 13% de humedad, por lo que la masa de agua a remover en el proceso de secado es  $m_{agua} = m_{agua,in} - m_{agua,out}$ , donde:

$$m_{agua,in} = 0,49 \cdot (m_{fibra} + m_{agua,in}) \quad (3.2)$$

$$m_{agua,out} = 0,13 \cdot (m_{fibra} + m_{agua,out}) \quad (3.3)$$

Por lo tanto,

$$m_{agua} = \left( \frac{0,49}{0,51} - \frac{0,13}{0,87} \right) \cdot m_{fibra} = 25,3 \text{ [kg]} \quad (3.4)$$

La masa de aire seco necesaria para extraer esta masa de agua está dada por:

$$m_{aire,seco} = \frac{m_{agua}}{\omega_{out} - \omega_{in}} \quad (3.5)$$

donde  $\omega_{in}$  y  $\omega_{out}$  son las razones de humedad del aire que entra y sale del secadero, respectivamente. Por lo tanto, la masa de aire húmedo necesaria está dada por:

$$m_{aire} = (1 + \omega_{in}) \cdot m_{aire,seco} = (1 + \omega_{in}) \cdot \frac{m_{agua}}{\omega_{out} - \omega_{in}} \quad (3.6)$$

El valor nominal de  $\omega_{in}$  se define a partir de la función de distribución acumulada generada con los datos del año 2016, imponiendo un valor que esté por sobre el 70% de los datos registrados. Este es un valor conservador, ya que mientras más seco está el aire, mayor es la cantidad de agua que puede absorber de la lana. Como se observa en la figura 3.1, el valor nominal corresponde a 4,3 g/kg.

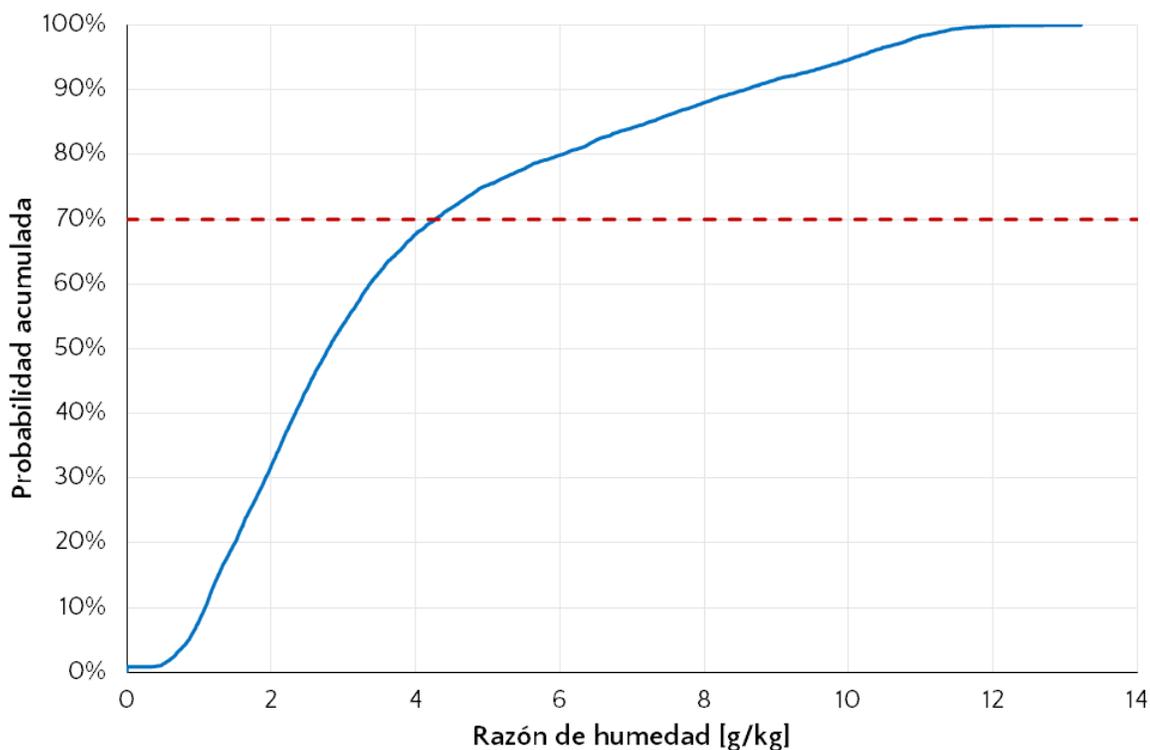


Figura 3.1: Función de distribución acumulada de la razón de humedad en 2016.

Fuente: elaboración propia a partir de datos de [9].

De manera análoga a lo realizado para definir la razón de humedad nominal, se define una temperatura ambiente nominal de 1,9°C, según se observa en la figura 3.2, considerando en este caso una probabilidad acumulada de 30%, de manera que en el 70% de los casos la temperatura ambiente sea superior y por ende se requiera menos energía para calentar el aire.

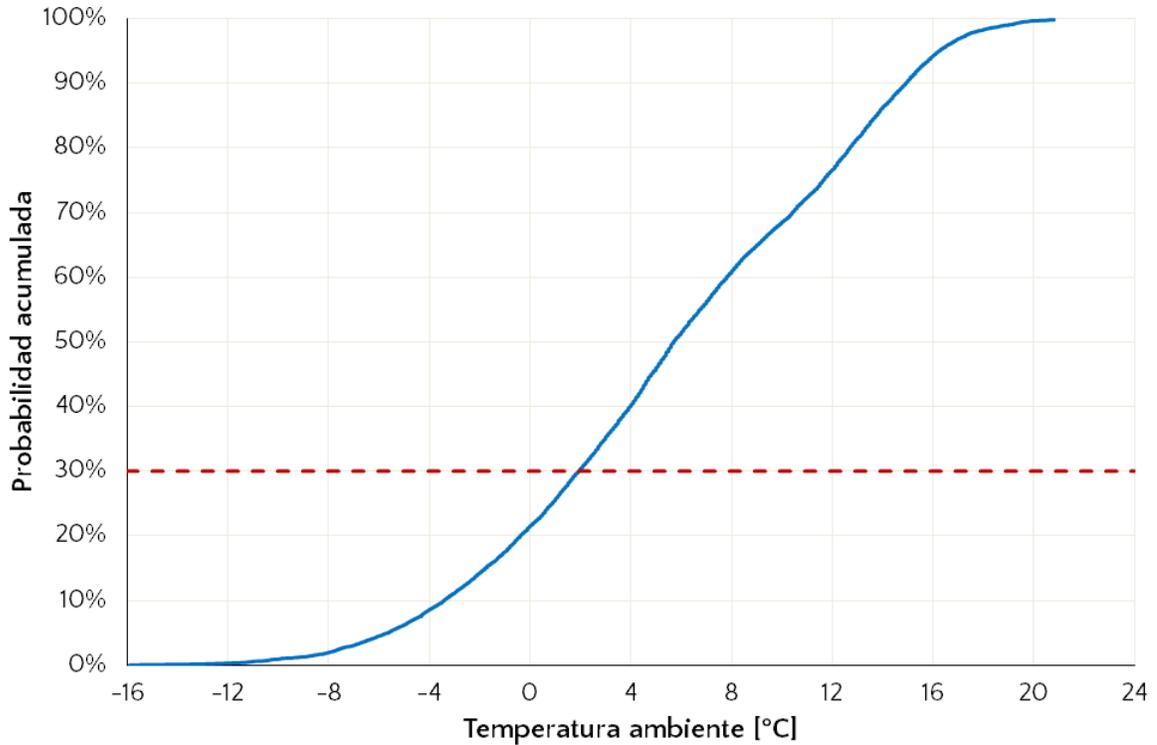


Figura 3.2: Función de distribución acumulada de la temperatura ambiente en el TMY.  
Fuente: elaboración propia a partir de datos de [8] y [9].

En base a la experiencia del profesor guía de este trabajo, se establecen dos supuestos para el proceso de secado:

- El proceso es adiabático o isoentálpico.
- La humedad relativa del aire a la salida del secadero es de 50 %.

Con estas restricciones se determina el valor de  $\omega_{out}$  mediante la ecuación de estado para aire húmedo implementada en el programa EES, y se tiene, por ende, la masa de aire necesaria. Considerando una operación continua del secadero las 24 horas del día, se determina el flujo másico de aire que debe calentarse desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de entrada del aire al secadero, la cual es una variable de diseño, con lo cual se tiene la demanda de calor del proceso.

Así, se tienen el caudal de aire caliente necesario y la demanda de calor en función de la temperatura del aire caliente a la entrada del secadero, como se observa en la figura 3.3. Se establece una temperatura de diseño de 40°C, a partir de la cual la potencia térmica y el caudal de aire requeridos comienzan a disminuir en forma aproximadamente lineal.

Dado este caudal de aire, y considerando condiciones de temperatura ambiente y razón de humedad correspondientes al TMY y al año 2016, respectivamente, se estima una demanda anual de 5.829 kWh. De esta manera, se tiene que un 62,6 % de la energía térmica demandada por el centro de procesamiento corresponde a calor para secado, un 33,5 % para lavado y un 3,9 % para ACS.

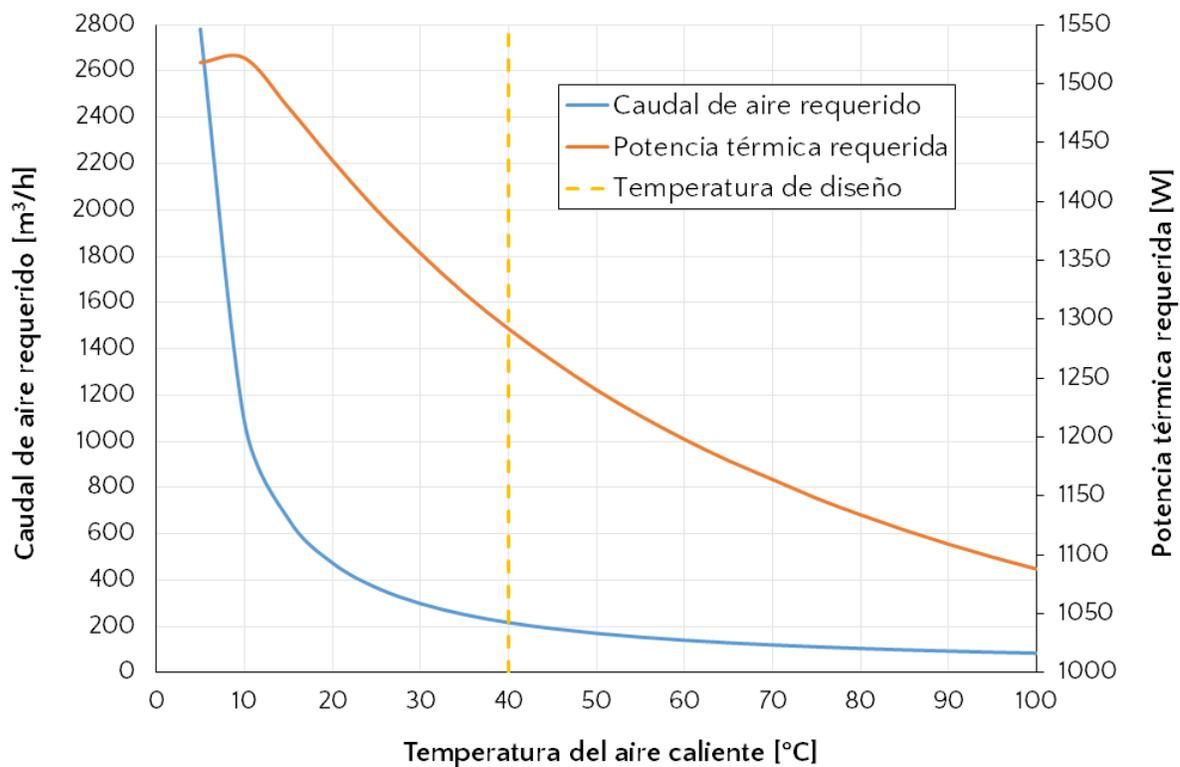


Figura 3.3: Caudal de aire y potencia térmica requeridos en función de la temperatura de entrada del aire al secadero.

## 3.2. Solución propuesta

Dadas las condiciones extremas de temperatura en la zona, se hace necesario utilizar agua con propilenglicol (anticongelante) en los colectores. El porcentaje en peso de propilenglicol necesario se determina definiendo una temperatura mínima de diseño, a partir de la mínima histórica registrada, la cual se estima considerando las dos fuentes de datos disponibles: el Explorador Solar (datos de 2004 a 2016) y la estación del INIA (datos de 2012 a 2016).

Como se observa en la tabla 3.1, la temperatura mínima de diseño se define 7,5°C menor a la mínima registrada. Esto se debe a la incertidumbre propia de los datos, y al hecho de que el líquido del colector puede alcanzar temperaturas menores a la ambiente al estar expuesto a la temperatura de cielo una noche despejada [12].

Tabla 3.1: Temperatura mínima registrada y de diseño.

Fuente	Temperatura mínima registrada [°C]
Explorador Solar	-12,1
INIA	-17,5
<b>Temperatura mínima de diseño = -25°C</b>	

En la figura 3.4 se indica el punto de congelación de una mezcla de agua con propilenglicol en función del porcentaje en peso de éste. De esta manera, se estima necesario un 45 % en peso de anticongelante.

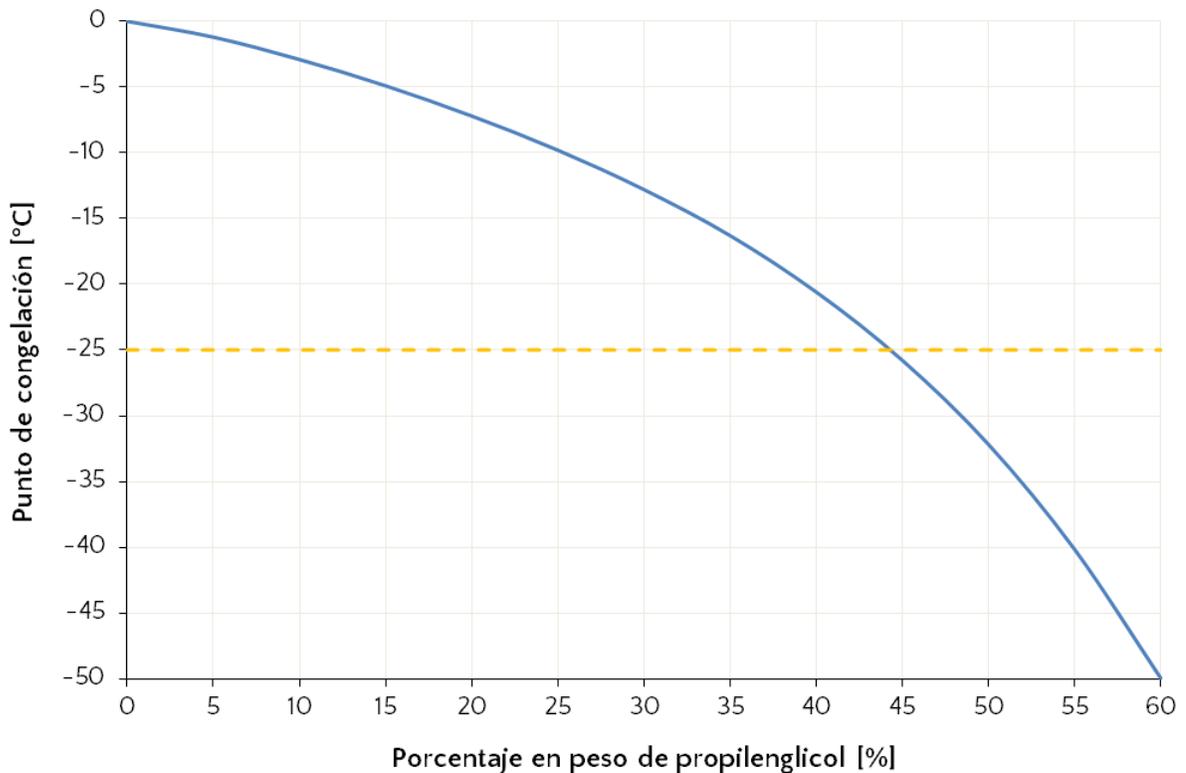


Figura 3.4: Puntos de congelación del agua con propilenglicol.  
Fuente: elaboración propia a partir de datos de [5].

En principio, se trabajará con colectores de tubos evacuados de tipo *heat pipe*, debido a las ventajas mencionadas en la sección 2.5.1 respecto de colectores planos y colectores de tubos evacuados de flujo directo. Sin embargo, se propone evaluar de todas maneras el uso de colectores planos por posibles beneficios económicos. Los colectores se conectan en paralelo, ya que al realizar conexiones en serie se alcanzan mayores temperaturas y, por ende, menores eficiencias. Sin embargo, dependiendo del número de colectores, las conexiones en serie pueden justificarse al permitir simplificar las conexiones hidráulicas.

Respecto al estanque, la alternativa del interacumulador no se evalúa en principio, ya que, aunque simplifica el proceso en la práctica, el modelo físico de este tipo de intercambiadores de calor tiene un alto nivel de complejidad; por lo que se considera un intercambiador externo de placas debido a su tamaño. El mecanismo de estratificación del estanque mediante entradas variables no se evalúa, ya que se considera una complejización innecesaria del sistema al añadir un sistema de control extra. En cambio, se utilizan difusores para los flujos de entrada.

Para satisfacer la demanda del proceso de secado, se considera un intercambiador de flujo cruzado que permite transferir el calor sensible del agua en el estanque a un flujo de aire. Por otro lado, dada la incertidumbre respecto de la calidad del agua en Visviri, se considera un

intercambiador de calor entre el estanque y el circuito de consumo, lo que permite utilizar agua tratada en el estanque con el fin de evitar posibles problemas de corrosión e incrustaciones.

En la figura 3.5 se presenta esquemáticamente la configuración del sistema propuesto a nivel conceptual. A los circuitos hidráulicos se les asigna la siguiente denominación:

- **Circuito de colectores:** entre los colectores y el intercambiador de placas correspondiente.
- **Circuito estanque-colectores:** entre el estanque y el intercambiador de placas que lo conecta con el circuito de colectores.
- **Circuito estanque-consumo:** entre el estanque y el intercambiador de placas que lo conecta con el circuito de consumo.
- **Circuito estanque-secado:** entre el estanque y el intercambiador de flujo cruzado.
- **Circuito de consumo:** entre el segundo intercambiador de placas y los consumos de agua caliente (máquina de lavado y ACS).

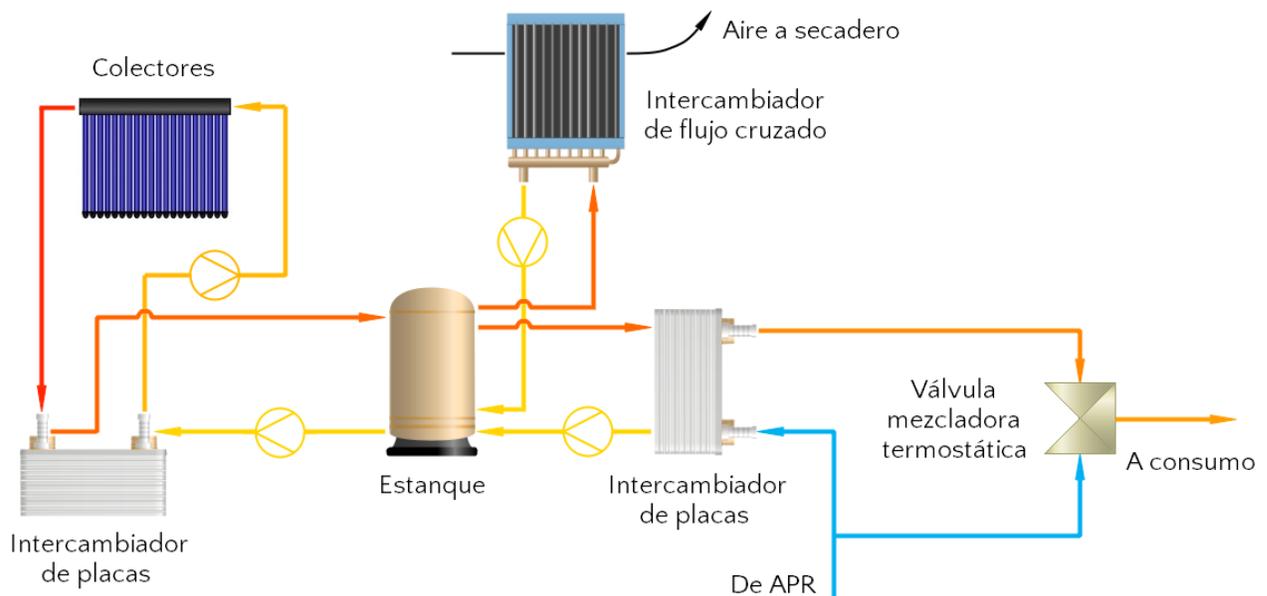


Figura 3.5: Diagrama conceptual del sistema solar térmico propuesto.

Fuente: elaboración propia.

La función de la válvula mezcladora termostática es mantener la temperatura del agua para consumo en el nivel requerido, lo cual se logra desviando una fracción del flujo proveniente del sistema de APR hacia el intercambiador de calor y otra fracción para enfriamiento. A la salida de esta válvula se agrega una fuente de energía auxiliar en serie, que opera como respaldo al sistema solar térmico. Para efectos de este trabajo, el sistema de energía auxiliar no se especifica.

Respecto al control de las bombas, se utiliza en principio una estrategia de control diferencial con histéresis como la descrita en la sección 2.5.2. La lógica de control es la siguiente: las bombas se encienden cuando la diferencia de temperaturas entre la salida del colector y la parte baja del estanque supera un valor  $\Delta T_{on}$ , y se apagan cuando esta diferencia es inferior

a un valor  $\Delta T_{off}$ . Los parámetros  $\Delta T_{on}$  y  $\Delta T_{off}$  se definen de manera que, en condiciones normales, las bombas tengan sólo un ciclo de encendido-apagado al día, lo que estabiliza la temperatura del colector. Al encenderse la bomba, la temperatura del colector se reduce en forma más o menos rápida dependiendo de la inercia térmica del sistema, por lo que la definición de la banda de histéresis  $\Delta T_{on} - \Delta T_{off}$  depende de esta característica.

Por último, se establecen posibles soluciones para dos importantes problemas prácticos: el estancamiento y el impacto de granizos. Para evitar el estancamiento, se propone cubrir los colectores con malla Raschel durante los fines de semana y días críticos en que no opere el centro. Por otro lado, con el fin de prevenir el impacto de granizos, se propone colocar una malla de gallinero sobre los colectores<sup>1</sup>.

### 3.3. Definición de parámetros relevantes

Para definir los parámetros relevantes de los colectores, los intercambiadores de calor y el estanque, se consultan los catálogos de dos empresas del rubro:

- Cosmoplas S.A. (<http://www.cosmoplas.cl/>)
- Anwo S.A. (<http://www.anwo.cl/>)

#### 3.3.1. Colectores

Con el objetivo de contar con información confiable sobre las características técnicas de los colectores a utilizar, se impone como restricción que éstos cuenten con la certificación Solar Keymark. Esta certificación es otorgada por organismos autorizados por la Federación Europea de la Industria de la Energía Solar Térmica (ESTIF, por sus siglas en inglés) y permite conocer, a través de las pruebas realizadas por estos organismos, los parámetros de eficiencia, IAM y otras características técnicas de los colectores.

Del catálogo de Anwo, se seleccionan un modelo de colector de tubos evacuados tipo *heat pipe* y un modelo de colector plano que cuentan con la certificación mencionada. Los modelos considerados y sus características generales se presentan en la tabla 3.2.

El área de apertura de los colectores corresponde al área efectiva que recibe la radiación solar, mientras que el área bruta es el área abarcada por el colector completo. El área de referencia corresponde al área respecto de la cual se definen el flujo de prueba y los parámetros de eficiencia. Con estos parámetros se tienen las curvas de eficiencia de ambos colectores, las cuáles se presentan en la figura 3.6. Respecto de la ecuación 2.11, estas curvas tienen la diferencia de que la temperatura del colector considerada es la temperatura media ( $T_m$ ) en vez de la temperatura de entrada.

---

<sup>1</sup>Esta propuesta nace de conversaciones vía correo electrónico con una empresa argentina del rubro, quienes aplicaron este método en Mendoza y San Luis, logrando evitar el impacto de granizos de diámetro mayor a 30 mm sin generar un sombreado significativo de los colectores.

Tabla 3.2: Características de los colectores seleccionados.

	Hitek-Solar NSC-58-30	KBB K423-MS-AL
Tecnología	ETC-HP	FPC
N° de tubos	30	-
Inclinación mínima	20°	-
Presión máxima [bar]	8	10
Área de apertura [m <sup>2</sup> ]	2,80	2,30
Área bruta [m <sup>2</sup> ]	4,95	2,51
Área de referencia	Apertura	Bruta
Flujo de prueba [kg/(s·m <sup>2</sup> )]	0,016	0,015
$F_R (\tau\alpha)_n$	0,659	0,722
$F_R U_L$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	2,16	3,56
$F_R U_{LT}$ [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]	0,0091	0,0150
Precio sin IVA [USD]	1.545	815

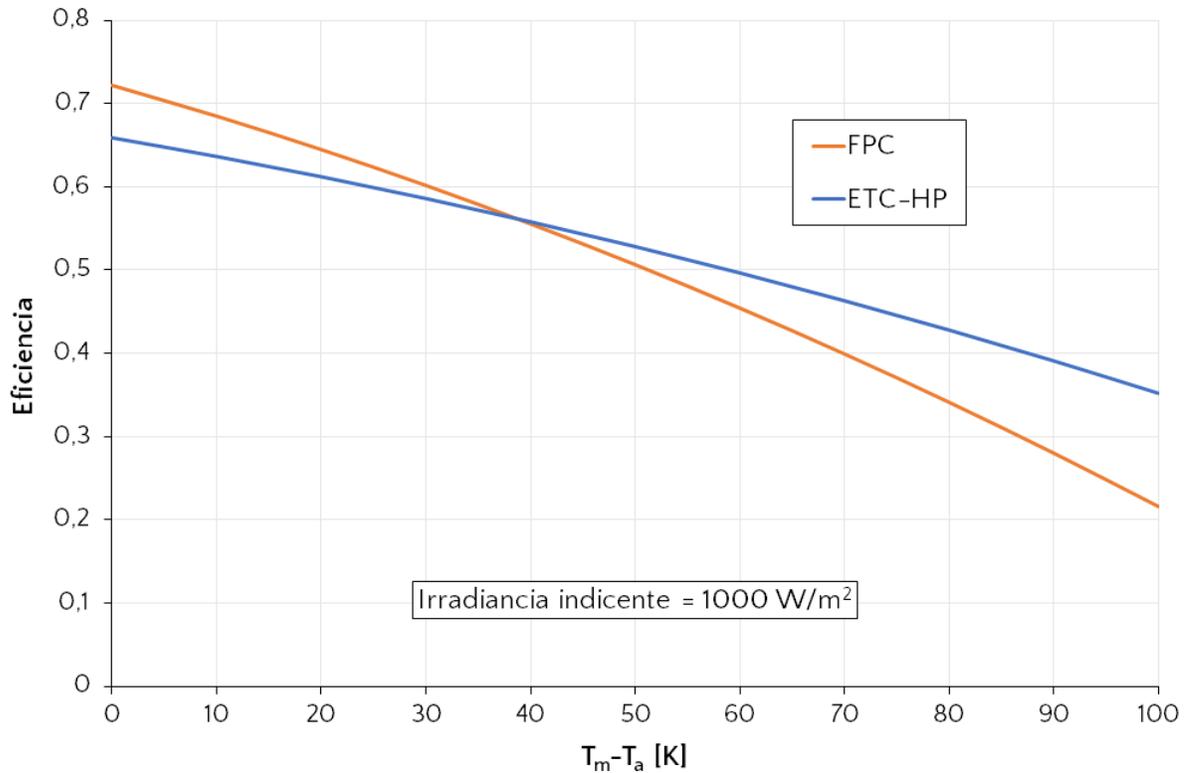


Figura 3.6: Curvas de eficiencia de los colectores seleccionados.

Fuente: elaboración propia a partir de datos de [14] y [15].

Se observa que la eficiencia de los colectores ETC-HP es superior a la de los colectores planos para diferencias de temperatura entre el colector y el ambiente superiores a  $40^{\circ}\text{C}$  aproximadamente.

En la figura 3.7 se presenta la variación de la pérdida de carga en función del caudal para el colector Hitek-Solar NSC-58-30, donde se aprecia la relación cuadrática entre estas variables. Para el modelo de colector plano considerado no se cuenta con información al respecto.

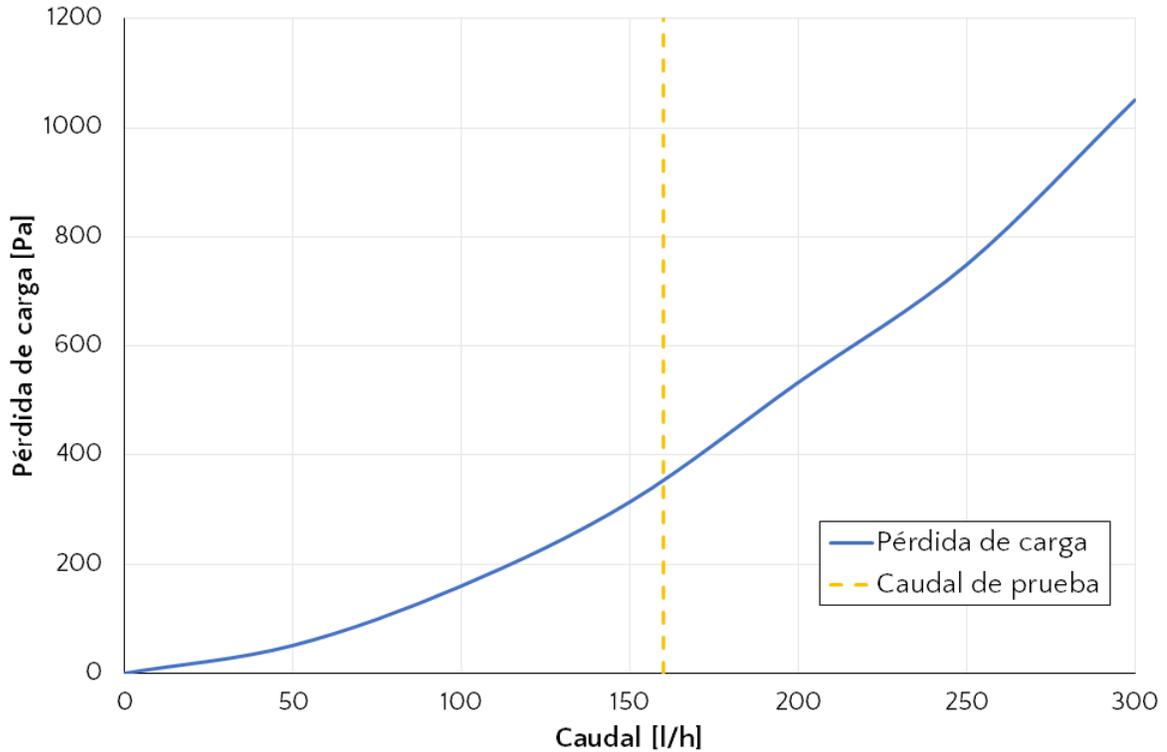
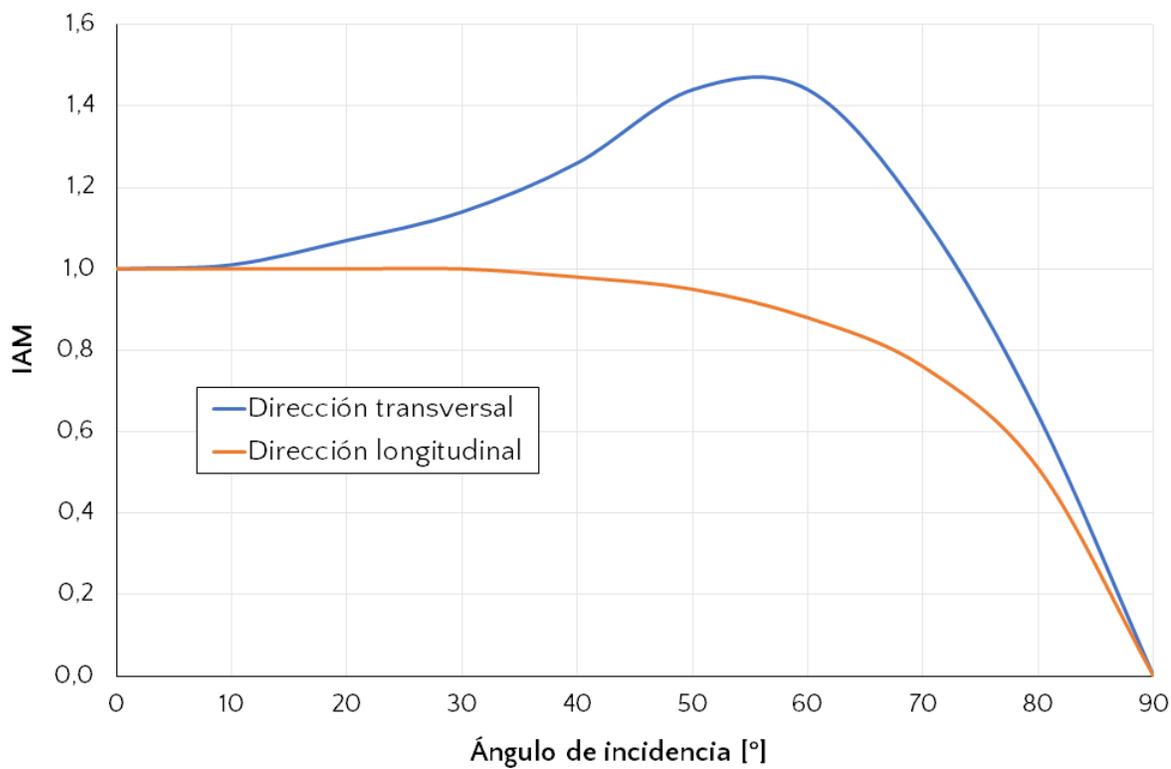
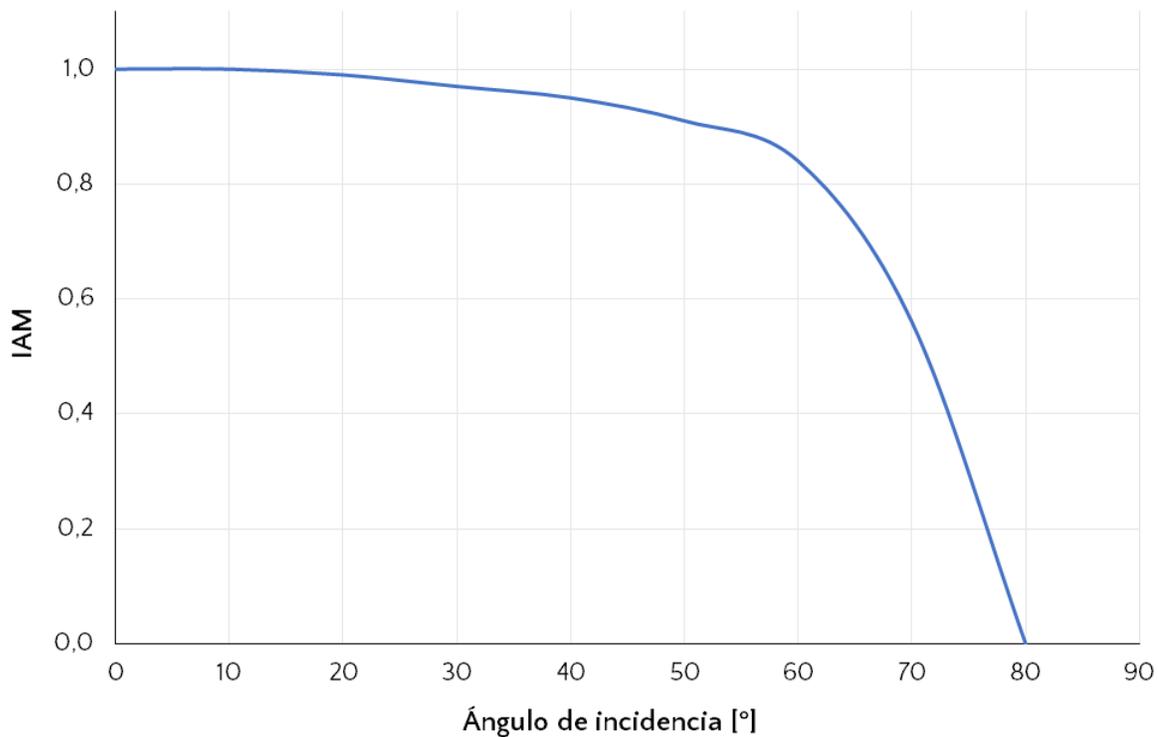


Figura 3.7: Pérdida de carga en función del caudal para el colector ETC-HP considerado.  
Fuente: elaboración propia a partir de datos de [14].

Los resultados de pruebas para los valores del IAM (modificador de ángulo de incidencia) en función del ángulo de incidencia se presentan en las figuras 3.8a y 3.8b, para los colectores seleccionados. Se observa que en el caso del colector de tubos evacuados, el IAM aumenta con el ángulo de incidencia en la dirección transversal (asociado al ángulo acimutal solar) hasta los  $55^{\circ}$  aproximadamente.



(a)



(b)

Figura 3.8: IAM de los colectores seleccionados: (a) ETC-HP, y (b) FPC.  
Fuente: elaboración propia a partir de datos de [14] y [15].

### 3.3.2. Intercambiadores de calor

Para calcular las temperaturas de salida de los fluidos de cada intercambiador, se usa el método NTU. Este método consiste en estimar la efectividad del intercambiador a partir del número de unidades de transferencia (NTU, por sus siglas en inglés) del mismo.

La efectividad de un intercambiador de calor se define como la razón entre el calor transferido en éste y el máximo calor que podría transferirse. Este último valor corresponde al calor que se transferiría si un fluido alcanzara la temperatura de entrada del otro luego del intercambio, lo cual podría ocurrir, teóricamente, en un intercambiador a contraflujo de largo infinito. A partir de este razonamiento, se define la efectividad del intercambiador como:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (3.7)$$

donde  $T$  indica temperatura, los subíndices  $h$ ,  $c$ ,  $i$  y  $o$  indican fluido caliente, fluido frío, entrada y salida, respectivamente, y  $C_{min}$  y  $C_{max}$  son las tasas de capacidad calórica mínima y máxima [16]. La tasa de capacidad calórica de un fluido se define como:

$$C = \dot{m} \cdot c_p \quad (3.8)$$

donde  $\dot{m}$  es el flujo másico y  $c_p$  es el calor específico del fluido.

Por otro lado, el número de unidades de transferencia es un parámetro adimensional que se define según la ecuación:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.9)$$

donde  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador y  $A$  es el área de intercambio térmico [16]. Un valor típico de NTU es 2,5 [12].

El método NTU consiste en estimar la efectividad del intercambiador a partir del NTU y la relación entre las tasas de capacidad calórica ( $r = C_{min}/C_{max}$ ), para lo cual existen curvas en la literatura que relacionan estas variables [16]. Suponiendo constante la efectividad del intercambiador, se determina el calor transferido mediante la ecuación:

$$q = \varepsilon C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.10)$$

### Intercambiadores de placas

Como se mencionó anteriormente, se consideran intercambiadores de placas entre el estanque y los colectores, y entre el estanque y el circuito de consumo. Para los intercambiadores de placas a contraflujo, las curvas de efectividad-NTU se encuentran en [17]. En la figura 3.9 se presentan, a modo de ejemplo, estas curvas para intercambiadores de 11 placas con tres valores distintos de  $r$ .

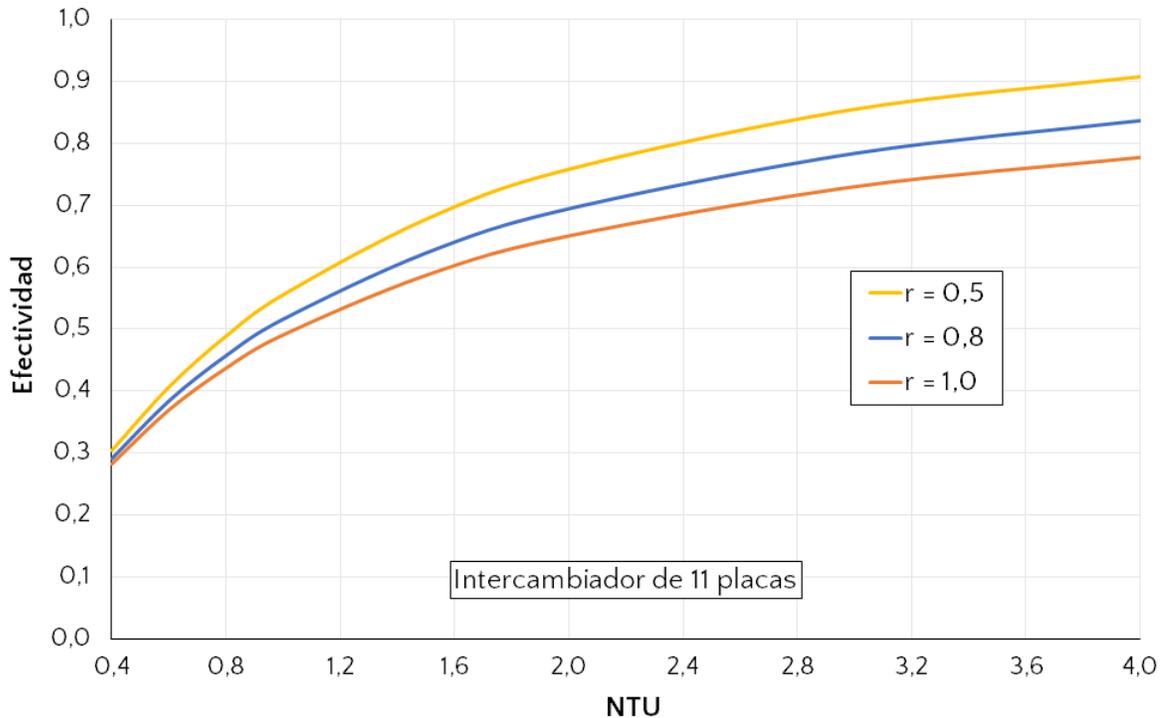


Figura 3.9: Curvas de efectividad-NTU para intercambiadores de placas.  
Fuente: elaboración propia a partir de datos de [17].

El rango de NTU correspondiente a este tipo de intercambiadores corresponde a 0,4-4,0 [18]. En una primera aproximación, para los intercambiadores considerados se estima un valor de  $NTU=2$ . Los flujos máxicos considerados para los circuitos involucrados son:

- Circuito de colectores: flujo igual al utilizado en la prueba oficial.
- Circuito estanque-colectores: valor estándar  $0,007 \text{ [kg/(s}\cdot\text{m}^2)]$  para favorecer la estratificación del estanque [7].
- Circuito estanque-consumo: flujo igual al doble del máximo de la demanda del proceso de lavado. El calor transferido aumenta directamente con el valor de este flujo, sin embargo, se considera éste un límite superior debido a que para valores de  $r$  menores a 0,5 no se cuenta con estimaciones de la efectividad del intercambiador de placas.

Se consideran valores de  $c_p$  promedio de  $3,70 \text{ kJ/(kgK)}$  para el agua con propilenglicol y  $4,19 \text{ kJ/(kgK)}$  para el agua, respectivamente, según la ecuación de estado correspondiente implementada en el programa EES. De esta manera, para ambos intercambiadores se tiene un valor de  $r=0,5$  y una efectividad de 0,76.

### Intercambiador de flujo cruzado

Para calentar el aire a utilizar en el proceso de secado, se utiliza un intercambiador de flujo cruzado como los de la figura 3.10.

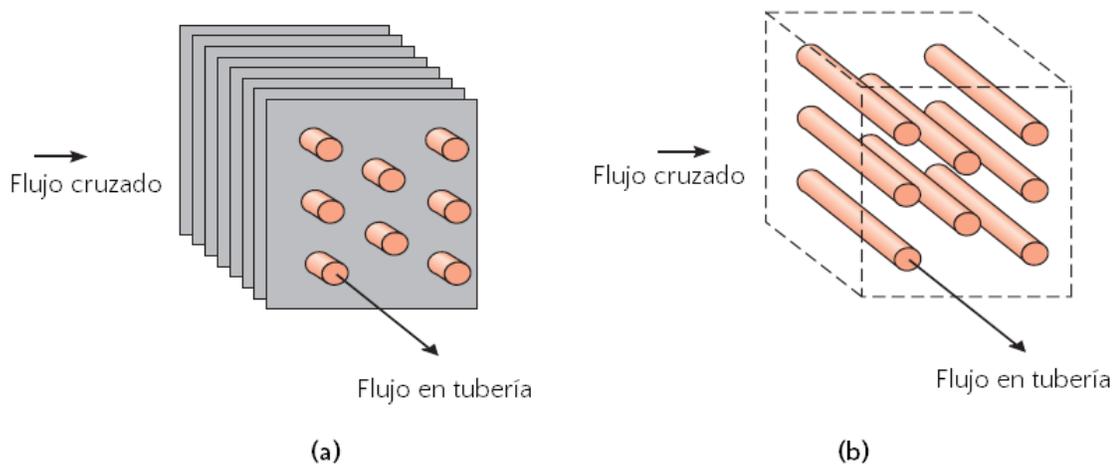


Figura 3.10: Intercambiadores de flujo cruzado: (a) Aletado con ambos fluidos no mezclados, y (b) No aletado con un fluido mezclado y el otro no.  
Fuente: adaptado de [16].

En un intercambiador de flujo cruzado con aletas (figura 3.10a), se dice que ambos fluidos están «no mezclados», ya que se impide el movimiento del fluido exterior en la dirección de los tubos, lo que provoca que su temperatura varíe en ambas direcciones. En cambio, en un intercambiador sin aletas (figura 3.10b), el fluido exterior puede moverse en la dirección transversal, y por ende mezclarse, de manera que las variaciones de temperatura ocurren sólo en la dirección del flujo [16].

Se considera un intercambiador de flujo cruzado aletado, con agua circulando por los tubos y aire por el exterior. La efectividad de este tipo de intercambiador está dada por la ecuación: [16]

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{r} \right) (NTU)^{0,22} (\exp [-r (NTU)^{0,78}] - 1) \right] \quad (3.11)$$

Para estimar los parámetros del intercambiador, presentados en la tabla 3.3, se considera lo mencionado en la sección 3.1 y los siguientes supuestos:

1. Calor específico del aire: 1,0125 kJ/(kgK), correspondiente al valor promedio en rango nominal de temperaturas [5].
2.  $NTU=1$ .
3. Coeficiente global de transferencia de calor en rango 25-50 W/(m<sup>2</sup>K) [16].
4. Temperatura nominal de entrada del agua al intercambiador: 65°C.

El agua circula por el intercambiador por medio de una bomba de caudal fijo, de manera que la efectividad se considera constante. Sin embargo, el calor transferido varía en función de las temperaturas reales de entrada del agua y el aire.

Tabla 3.3: Parámetros nominales del intercambiador de flujo cruzado.

Calor transferido [kW]	1,292
Flujo másico de aire [kg/h]	121
Flujo másico de agua [kg/h]	185
Temperatura entrada-salida del aire [°C]	2-40
Temperatura entrada-salida del agua [°C]	65-59
Efectividad	0,60
Área estimada [m <sup>2</sup> ]	0,7-1,4

### 3.3.3. Estanque de acumulación

Para simplificar los cálculos, los estanques se consideran perfectamente cilíndricos, y se define su relación de aspecto como  $H/d$ , donde  $H$  es su altura y  $d$  su diámetro. En la práctica, la geometría de los estanques no cumple este supuesto, por lo se que define una altura equivalente a partir del diámetro y el volumen según la ecuación:

$$H_{eq} = \frac{\text{Volumen}}{\frac{\pi}{4}d^2} \quad (3.12)$$

Una relación de aspecto alta favorecerá la estratificación, por lo que éste es un parámetro relevante en el desempeño del sistema solar térmico. Por ende, se trabaja con estanques de relación de aspecto similar.

Por otro lado, las pérdidas de calor a través de las paredes del estanque están dadas por: [19]

$$q_{estanque} = UA\Delta T \quad (3.13)$$

donde  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor correspondiente,  $A$  es el área de intercambio térmico y  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura entre el líquido al interior del estanque y el ambiente. El coeficiente global de transferencia de calor, referido a la superficie exterior del estanque, se determina mediante la ecuación: [19]

$$1/U_{ext} = 1/h_L + t_M/k_M + t_I/k_I + 1/(W_f h'_A + h_R) + 1/h_F \quad (3.14)$$

donde  $h_L$  es el coeficiente de película del agua dentro del estanque,  $t_M$  y  $t_I$  son los espesores de la pared metálica y el aislamiento, respectivamente,  $k_M$  y  $k_I$  son sus conductividades respectivas,  $W_f$  es un factor asociado a la velocidad del viento,  $h'_A$  es el coeficiente de película del aire quieto,  $h_R$  es el coeficiente de transferencia de calor por radiación y  $h_F$  es un factor de ensuciamiento.

Despreciando las resistencias convectivas y radiativas, el espesor de la pared metálica y el factor de ensuciamiento de la ecuación 3.14, el coeficiente de pérdidas se estima, en una primera aproximación, como:

$$U_{ext} \approx \frac{k_I}{t_I} \quad (3.15)$$

El coeficiente global de transferencia de calor referido a la pared interior del estanque se determina a partir de la relación: [16]

$$U_{int}A_{int} = U_{ext}A_{ext} \quad (3.16)$$

Las características de los estanques seleccionados se presentan en la tabla 3.4, donde  $P_{max}$  y  $T_{max}$  corresponden a la presión y temperatura máximas de trabajo, respectivamente. Todos los estanques indicados son de acero vitrificado y cuentan con aislamiento térmico de poliuretano. Además, todos cuentan con un ánodo de magnesio que actúa como ánodo de sacrificio para prevenir la corrosión galvánica del estanque. Se observa en todos los casos una relación de aspecto cercana a 2.

Tabla 3.4: Características de los estanques seleccionados.

Modelo	Volumen [l]	$H_{eq}/d$	$P_{max}$ [bar]	$T_{max}$ [°C]	$k_I$ [W/(mK)]	$t_I$ [mm]
Lapesa CV-300-R	300	2,72	8	90	0,025	50
Lapesa CV-500-R	500	2,12	8	90	0,025	50
Lapesa CV-800-R	800	2,07	8	90	0,025	80
Lapesa CV-1000-R	1.000	2,58	8	90	0,025	80
Elbi BG1500	1.500	1,91	10	95	0,039	50
Elbi BG2000	2.000	1,91	10	95	0,039	50
Elbi BG3000	3.000	1,96	10	95	0,039	50
Elbi BG5000	5.000	1,55	10	95	0,039	50

Para simplificar el cálculo, no se considera un coeficiente distinto para las pérdidas a través del techo y la base del estanque. De esta manera, se estima un coeficiente global de transferencia de calor del orden de  $U_{int} \approx 0,5$  [W/(m<sup>2</sup>K)]. El cálculo en detalle se realiza luego de seleccionar el estanque, incluyendo el factor  $1/(W_f h'_A + h_R)$ , el cual se determina según la metodología descrita en [19] mediante EES.

## 3.4. Simulaciones computacionales

### 3.4.1. Plataforma de simulación: TRNSYS 17

El diseño del sistema se basa en un análisis de su respuesta en régimen transiente, dada la dependencia del desempeño del sistema con las condiciones de irradiancia y temperatura ambiente. Para realizar las simulaciones de las configuraciones a analizar, se utiliza la versión número 17 de TRNSYS [20], un programa flexible que permite simular sistemas transientes, diseñado originalmente para estudiar aplicaciones de energía solar.

TRNSYS contiene una amplia librería que incluye todos los componentes típicamente utilizados en sistemas solares, los cuales son parametrizados y conectados por el usuario. El programa posteriormente resuelve el sistema de ecuaciones de manera iterativa mediante un motor de cálculo. De esta manera, es posible dimensionar y optimizar el sistema en función de su respuesta instantánea a lo largo del año, tomando en cuenta diversos supuestos.

En la figura 3.11 se presenta una versión simplificada del modelo realizado en TRNSYS. Los componentes utilizados se detallan en la tabla 3.5, a continuación. Para simular el desempeño de colectores planos se utiliza el componente Type1c en vez del Type71. Por otro lado, cabe mencionar que las válvulas mezcladora-1, diversora-1 y diversora-2 son necesarias para efectos de la simulación, sin embargo, en la práctica no son requeridas.

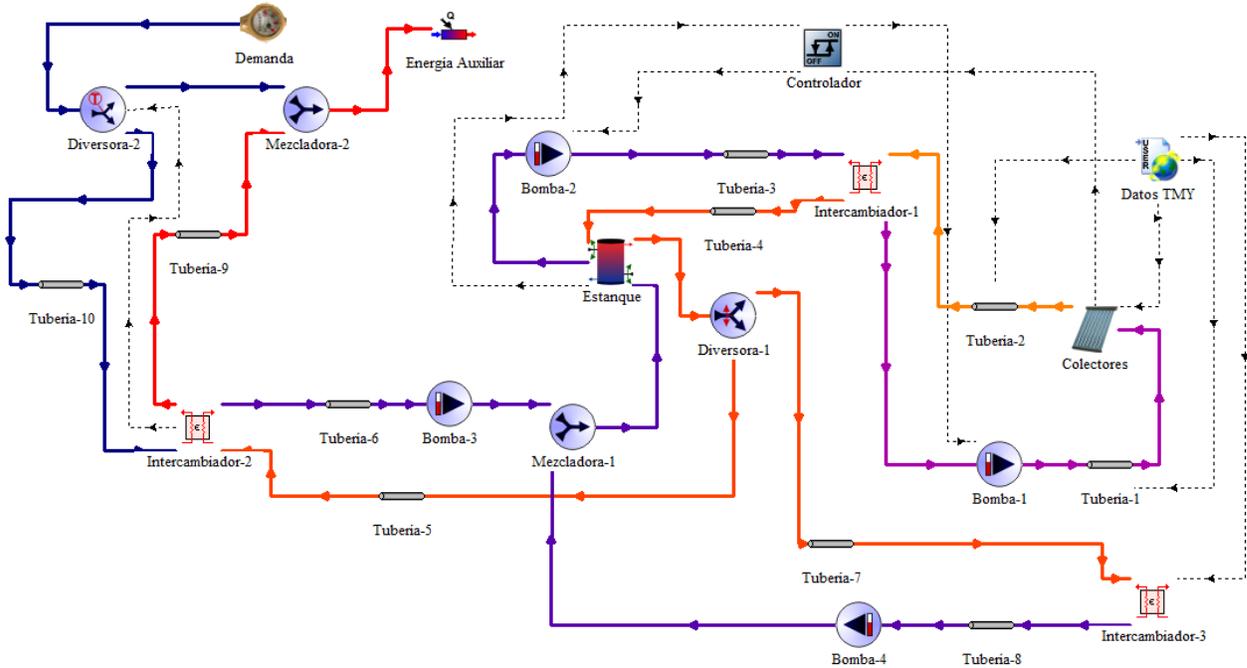


Figura 3.11: Modelo del sistema en TRNSYS.  
Fuente: elaboración propia.

Tabla 3.5: Componentes utilizados en el modelo computacional.

Componente	Código TRNSYS 17
Datos TMY	Type99
Colectores	Type71
Estanque	Type4c
Intercambiador-N	Type91
Bomba-N	Type 110
Controlador	Type2b
Demanda	Type14b
Tubería-N	Type31
Mezcladora-N	Type11h
Diversora-1	Type11f
Diversora-2	Type11b

### 3.4.2. Supuestos generales

Además de los diversos supuestos particulares ya señalados, las simulaciones se llevan a cabo considerando lo siguiente:

- La demanda diaria de agua caliente está dada por los perfiles descritos en las figuras 2.2 y 2.3, y el período de interés comprende entre el 1 de enero y el 31 de diciembre, de acuerdo a lo mencionado en la sección 2.2.
- La temperatura del agua del sistema de APR es de 10°C.
- El proceso de secado se lleva a cabo en forma continua las 24 horas del día, por lo que se requiere de un suministro constante de energía eléctrica para accionar la bomba y el ventilador correspondientes. Para ello es necesario contar con baterías en el centro de procesamiento.
- El sistema se diseña considerando condiciones de irradiancia solar correspondientes al TMY generado por el Explorador Solar. Para la temperatura ambiente se utilizan los valores del TMY corregidos según lo descrito en la sección 2.4.3.
- El intervalo de tiempo considerado para realizar las simulaciones es de 36 segundos.
- Aunque los fines de semana no se contempla la operación del sistema, las simulaciones se llevan a cabo sin tomar esto en cuenta para evitar el sobrecalentamiento de los colectores, lo cual, en la práctica, es solucionado según lo mencionado en la sección 3.2.
- La estratificación del estanque se modela considerando 6 nodos o secciones de temperatura homogénea, todos de altura equivalente. Para simular el efecto de los difusores, se considera un estanque con entradas variables, de manera que los flujos ingresan en el nodo de temperatura más cercana. El flujo de salida hacia los colectores se sitúa en el nodo inferior, y el flujo de salida hacia el consumo en el nodo superior.
- En principio se considera que el estanque está ubicado a la intemperie.
- En una primera aproximación no se consideran pérdidas de calor en tuberías, dado que las dimensiones de éstas se seleccionan luego de definir el número de colectores y el volumen de acumulación.

## 3.5. Indicadores de desempeño

### Contribución solar a las demandas de agua caliente

La contribución del sistema solar al proceso de lavado y la demanda de ACS se evalúa en función de la fracción solar, que se define como:

$$FS = \frac{\int \dot{Q}_{solar} dt}{\int \dot{Q}_{demanda} dt} \quad (3.17)$$

donde  $\dot{Q}_{solar}$  es la energía solar aportada por unidad de tiempo a las demandas de agua caliente y  $\dot{Q}_{demanda}$  es la energía demandada por unidad de tiempo. Tanto  $\dot{Q}_{solar}$  como  $\dot{Q}_{demanda}$  son

integradas a lo largo de un día, un mes o el año completo, dando lugar a las fracciones solares diaria, mensual y anual, respectivamente. Por lo tanto, la fracción solar corresponde al porcentaje de la energía demandada para calentamiento de agua que es aportado por el sistema solar en un período de tiempo determinado.

### Contribución solar al proceso de secado

Como resultado de las simulaciones se tiene la distribución horaria de la temperatura del aire caliente que ingresa al secadero. Considerando la distribución horaria de la razón de humedad correspondiente al año 2016 (ya que no se cuenta con datos de humedad para el TMY), se determina la razón de humedad a la salida del secadero en base a los supuestos mencionados en la sección 3.1 (secado isoentálpico y 50% de humedad relativa a la salida). De esta manera, se determina el flujo másico de agua removida a partir de la ecuación:

$$\dot{m}_{agua,real} = \dot{m}_{aire} \cdot \frac{\omega_{out} - \omega_{in}}{1 + \omega_{in}} \quad (3.18)$$

la cual se deriva de la ecuación 3.6. El flujo de aire  $\dot{m}_{aire}$  corresponde al mencionado en la tabla 3.3. Se define la efectividad de secado como:

$$\varepsilon_{secado} = \begin{cases} 1, & \text{si } \int \dot{m}_{agua,real} dt \geq \int \dot{m}_{agua} dt. \\ \frac{\int \dot{m}_{agua,real} dt}{\int \dot{m}_{agua} dt}, & \text{si } \int \dot{m}_{agua,real} dt < \int \dot{m}_{agua} dt. \end{cases} \quad (3.19)$$

donde  $\dot{m}_{agua}$  es la masa de agua a remover por unidad de tiempo, la cual, según lo indicado en la sección 3.1, corresponde a:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{25,3 \text{ [kg]}}{24 \text{ [h]}} = 1,05 \text{ [kg/h]} \quad (3.20)$$

Tanto  $\dot{m}_{agua,real}$  como  $\dot{m}_{agua}$  son integradas a lo largo de un día, un mes o el año completo, dando lugar a las efectividades de secado diaria, mensual y anual, respectivamente.

### Costo unitario

Se utiliza como indicador económico el costo unitario, definido como:

$$C_u = \frac{I}{Q_{total}} \quad (3.21)$$

donde  $I$  es el costo de inversión y  $Q_{total}$  es la energía aportada por el sistema solar en un año a las demandas de agua caliente y el proceso de secado.

## 3.6. Selección de tuberías

### 3.6.1. Material de las tuberías

Se consideran tuberías de cobre, al ser éste un material usualmente utilizado en sistemas solares térmicos debido a su alta resistencia a la corrosión y las altas temperaturas. Al no existir grandes requerimientos de presión, se consideran tuberías tipo M, las cuales, de acuerdo a la norma ASTM B88 [21], tienen el menor espesor y, por ende, el menor costo dentro de las tuberías de cobre existentes en el mercado.

### 3.6.2. Pérdidas de carga y diámetros de tuberías

Las pérdidas de carga primarias en tuberías se determinan mediante la ecuación de Darcy-Weisbach: [22]

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (3.22)$$

donde  $L$  es el largo de la tubería,  $D$  es su diámetro,  $V$  es la velocidad media del fluido en su interior,  $g$  es la aceleración de gravedad y  $f$  es el factor de fricción de Darcy. Este último, para régimen turbulento, está dado por la ecuación implícita de Colebrook-White: [22]

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left( \frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (3.23)$$

donde  $k/D$  es la rugosidad relativa de la tubería y  $Re$  es el número de Reynolds, definido como:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3.24)$$

donde  $\rho$  es la densidad del fluido y  $\mu$  es su viscosidad dinámica.

Al aumentar el diámetro, las pérdidas de carga primarias decrecen en forma cuadrática, lo que se traduce en un ahorro energético en el consumo de las bombas, sin embargo, aumenta el costo de inversión. El diámetro de las tuberías para cada circuito se determina en base a dos criterios: [12]

1. Pérdida de carga unitaria ( $\rho g h_f / L$ ) dentro del rango 100-400 Pa/m.
2. Velocidad del fluido inferior a 1,2 m/s para tuberías de diámetro menor a 50 mm.

Para cada caso se tiene un rango de diámetros interiores que cumplen con los criterios establecidos. De este rango se selecciona el menor diámetro existente en el mercado, a partir de los valores nominales para tuberías de cobre tipo M.

Las pérdidas secundarias son pérdidas de carga asociadas a elementos singulares como codos o válvulas, y se determinan mediante la ecuación: [22]

$$h_v = K \left( \frac{V^2}{2g} \right) \quad (3.25)$$

donde  $K$  es un coeficiente determinado en forma empírica, cuyos valores para las singularidades consideradas se encuentran en [22] y [23]. Las pérdidas de carga en los colectores e intercambiadores son entregadas por los fabricantes en función del caudal de operación.

### 3.6.3. Aislamiento térmico de tuberías

En la tabla 3.6 se indican los espesores sugeridos en [12] para el aislamiento térmico en función de la temperatura máxima del fluido y el diámetro exterior de la tubería a aislar.

Tabla 3.6: Espesores mínimos sugeridos para el aislamiento térmico.

Temperatura máxima del fluido [°C]	40-60	61-100	101-180
Diámetro exterior de la tubería [mm]	Espesor mínimo del aislamiento [mm]		
≤35	25	25	30
36-60	30	30	40
61-90	30	30	40
91-140	30	40	50
>140	35	40	50

Estos espesores se sugieren para materiales de conductividad térmica 0,04 W/(mK). Para otras conductividades, los espesores mínimos sugeridos se ajustan según la ecuación: [12]

$$e = e_{ref} \cdot \frac{k_a}{0,04 [\text{W}/(\text{mK})]} \quad (3.26)$$

donde  $e_{ref}$  es el espesor indicado en la tabla 3.6 y  $k_a$  es la conductividad térmica del aislamiento.

Con el fin de determinar las pérdidas de calor en las tuberías, se realizan nuevas simulaciones. Suponiendo que la temperatura del líquido al interior de la tubería es uniforme, el calor transferido hacia el ambiente está dado por: [16]

$$q_t = \frac{(T_1 - T_{aire})}{\frac{\ln(D_2/D_1)}{2\pi k_t L} + \frac{\ln(D_3/D_2)}{2\pi k_a L} + \frac{1}{\pi D_3 L h_{aire}}} \quad (3.27)$$

donde  $D_1$ ,  $D_2$  y  $D_3$  son los diámetros interior de la tubería, exterior de la tubería y exterior del aislamiento, respectivamente;  $k_t$  es la conductividad térmica de la tubería;  $L$  es la longitud de la tubería;  $T_1$  es la temperatura del líquido al interior de la tubería;  $T_{aire}$  es la temperatura del aire lejos de la tubería y  $h_{aire}$  es un coeficiente combinado de transferencia de calor por convección y radiación. Por ende, el coeficiente global de transferencia de calor, referido a la superficie interior de la tubería, está dado por:

$$U_{t,int} = \frac{q_t}{\pi D_1 L \cdot (T_1 - T_{aire})} = \frac{1}{\frac{D_1 \cdot \ln(D_2/D_1)}{2k_t} + \frac{D_1 \cdot \ln(D_3/D_2)}{2k_a} + \frac{D_1}{D_3 h_{aire}}} \quad (3.28)$$

El coeficiente  $h_{aire}$  es la suma de una componente radiativa y una componente convectiva. La componente radiativa está dada por:

$$h_{rad} = \frac{\sigma \varepsilon (T_3^4 - T_{aire}^4)}{(T_3 - T_{aire})} \quad (3.29)$$

donde  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann,  $\varepsilon$  es la emisividad de la superficie exterior y  $T_3$  es la temperatura de la pared exterior del aislamiento, la cual está dada por:

$$T_3 = T_1 - q_t \cdot \left[ \frac{\ln(D_2/D_1)}{2\pi k_t L} + \frac{\ln(D_3/D_2)}{2\pi k_a L} \right] \quad (3.30)$$

Tanto para las tuberías como para el estanque se estima una emisividad de 0,04, ya que se considera cubrir ambas superficies con papel aluminio [24]. La componente convectiva de  $h_{aire}$  se compone a su vez de un coeficiente asociado a la convección forzada y otro asociado a la convección natural, por lo que se determina según la ecuación: [16]

$$h_{conv} = \frac{k_{aire}}{D_3} \cdot \left( \overline{Nu_{D,f}}^4 + \overline{Nu_{D,n}}^4 \right)^{1/4} \quad (3.31)$$

donde  $k_{aire}$  es la conductividad térmica del aire y  $\overline{Nu_{D,f}}$  y  $\overline{Nu_{D,n}}$  son los números de Nusselt asociados a la convección forzada y natural, respectivamente. La convección forzada se modela según la correlación de Churchill y Bernstein para cilindros en flujo cruzado, válida para  $Re_D Pr \geq 0, 2$ : [16]

$$\overline{Nu_{D,f}} = 0, 3 + \frac{0, 62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[ 1 + (0, 4/Pr)^{2/3} \right]^{1/4}} \left[ 1 + \left( \frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (3.32)$$

donde  $Re_D$  es el número de Reynolds y  $Pr$  es número de Prandtl, los cuales se definen como:

$$Re_D = \frac{\rho_{aire} V_{aire} D_3}{\mu_{aire}} \quad (3.33)$$

$$Pr = \frac{c_{p,aire} \mu_{aire}}{k_{aire}} \quad (3.34)$$

donde  $\rho_{aire}$ ,  $\mu_{aire}$  y  $c_{p,aire}$  son la densidad, la viscosidad dinámica y el calor específico del aire, respectivamente, y  $V_{aire}$  es la velocidad del viento. La convección natural se modela según la correlación de Churchill y Chu para cilindros horizontales, válida para  $Ra_D \leq 10^{12}$ : [16]

$$\overline{Nu_{D,n}} = \left( 0, 60 + \frac{0, 387 Ra_D^{1/6}}{\left[ 1 + (0, 559/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2 \quad (3.35)$$

donde  $Ra_D$  es el número de Rayleigh, definido como:

$$Ra_D = \frac{\rho_{aire}^2 g \beta_{aire} c_{p,aire}}{\mu_{aire} k_{aire}} (T_3 - T_{aire}) D_3^3 \quad (3.36)$$

donde  $g$  es la aceleración de gravedad y  $\beta_{aire}$  es el coeficiente de expansión térmica del aire. El sistema de ecuaciones para determinar  $U_{t,int}$  se resuelve mediante EES considerando valores promedio para la velocidad del viento (según datos del Explorador Solar), la temperatura ambiente y la temperatura del agua al interior de la tubería. Todas las propiedades termodinámicas involucradas en el cálculo de  $h_{aire}$  se evalúan a la temperatura de la capa límite, definida como:

$$T_f = \frac{T_3 + T_{aire}}{2} \quad (3.37)$$

### 3.7. Selección de equipos principales

Los intercambiadores de calor de placas se seleccionan y cotizan directamente vía correo electrónico con las empresas mencionadas anteriormente. La selección se realiza en función de las condiciones de operación promedio de cada intercambiador: caudales, presiones y temperaturas de entrada y salida para cada circuito del intercambiador.

Respecto al intercambiador de flujo cruzado, éste no se selecciona, al no ser un producto estandarizado. Por lo tanto, su costo se estima mediante una cotización de radiadores de automóvil de potencia similar, y sus pérdidas de carga asociadas se consideran despreciables en comparación a las pérdidas primarias del circuito correspondiente.

Para seleccionar las bombas, en primer lugar se determina su altura dinámica (TDH, por sus siglas en inglés) a partir de la ecuación de Bernoulli con fricción y trabajo externo:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + TDH = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \left( h_f + \sum h_v \right) \quad (3.38)$$

donde los subíndices 1 y 2 indican dos puntos en una línea de corriente,  $P$  corresponde a la presión del líquido,  $\gamma = \rho g$  a su peso específico,  $V$  a su velocidad,  $z$  a su altura sobre un nivel de referencia, y  $(h_f + \sum h_v)$  es la pérdida de carga total entre ambos puntos. Dado que los circuitos son cerrados,  $P_1 = P_2$ ,  $V_1 = V_2$  y  $z_1 = z_2$ , por lo que la altura dinámica está dada por:

$$TDH = h_f + \sum h_v \quad (3.39)$$

Por último, se aplica a la altura dinámica un factor de diseño de 1,2 debido a la incertidumbre asociada a su cálculo. Por otro lado, para que la bomba no cavite debe cumplirse:

$$NPSH_d > NPSH_r \quad (3.40)$$

donde  $NPSH_d$  es el NPSH (altura neta positiva en la aspiración) disponible y  $NPSH_r$  es el NPSH requerido, el cual es proporcionado por el fabricante de la bomba en función del caudal de operación. El NPSH disponible se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$NPSH_d = \frac{P_E}{\gamma} + \frac{V_E^2}{2g} - \frac{P_v}{\gamma} \quad (3.41)$$

donde  $P_E$  es la presión absoluta del líquido a la entrada de la bomba,  $V_E$  es su velocidad y  $P_v$  es su presión de vapor a la temperatura de bombeo. De esta manera, la presión absoluta

mínima de entrada a cada bomba está dada por:

$$P_{E_{min}} = P_v + \rho \cdot g \cdot NPSH_r - \frac{\rho}{2} \cdot V_E^2 \quad (3.42)$$

La presión del circuito en cada punto debe ser siempre superior a la presión de vapor, lo cual se resuelve conservadoramente considerando, en la ecuación 3.42, el valor de  $P_v$  como la presión de vapor para la máxima temperatura de operación del circuito. Por otro lado, se debe tomar en cuenta el efecto de la presión hidrostática ante diferencias de altura, las cuales, sin embargo, se consideran despreciables para efectos de este trabajo.

Luego, la presión de trabajo del circuito se define redondeando el valor de  $P_{E_{min}}$  hacia arriba al siguiente múltiplo de 0,5 bar. La presión de la válvula de seguridad, por su parte, se define a partir de los valores nominales disponibles en el mercado, considerando un margen mínimo de 1,5 bar sobre la presión de trabajo. La definición de estas presiones es relevante en el cálculo del volumen de los vasos de expansión, el cual se realiza según la norma UNE 100155:2004.

### 3.8. Evaluación económica

Para cotizar los componentes del sistema solar térmico se recurre a los catálogos de las empresas antes mencionadas, además de la empresa Sodimac (<http://www.sodimac.cl/sodimac-cl/>) para las tuberías de cobre, codos, reducciones y uniones americanas, y la empresa Isoplast (<http://www.isoplast.cl/>) para el aislamiento térmico. Los componentes cuyo precio no se encuentra disponible en el catálogo son cotizados directamente vía correo electrónico. Por otro lado, se estima un costo de instalación de 5.000.000 CLP, en base a la experiencia del profesor guía de este trabajo.

Como indicador económico se utiliza el costo nivelado de la energía (LCOE, por sus siglas en inglés), que se define como: [25]

$$LCOE = \frac{I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{M_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{E_t}{(1+r)^t}} \quad (3.43)$$

donde  $I_0$  es el costo de inversión,  $M_t$  es el costo de operación y mantenimiento (O&M) en el año  $t$ ,  $E_t$  es la energía generada en el mismo año,  $n$  es el tiempo de vida del sistema y  $r$  es la tasa de descuento.

Se utiliza como referencia el estudio de Franz Mauthner para la Agencia Internacional de la Energía [25], en el cual se indican los parámetros y resultados de la tabla 3.7.

Tabla 3.7: Valores de referencia para el cálculo del costo nivelado de la energía.

Área bruta total ( $A_b$ ) [m <sup>2</sup> ]	<b>5-10</b>	<b>12-24</b>	<b>30-300</b>	<b>500-5.000</b>
$I_0/A_b$ [EUR/m <sup>2</sup> ]	810-1.050	670-860	520-790	420-660
$E_t/A_b$ [kWh/m <sup>2</sup> ]	380	330	400	390
$M_t/A_b$ [EUR/m <sup>2</sup> ]	8	7	7	5
$r$ [%]	3,0	3,0	3,0	3,0
$n$ [años]	25	25	25	25
$LCOE$ [EUR/MWh]	143-181	137-174	89-134	73-112

Los valores de  $I_0/A_b$  y  $E_t/A_b$  de la tabla 3.7 se usan sólo como referencia para compararlos con los resultados obtenidos, mientras que los valores de  $M_t/A_b$ ,  $r$  y  $n$  se utilizan directamente para determinar el costo nivelado de la energía. Para realizar las comparaciones se considera un tipo de cambio<sup>2</sup> de 0,84 EUR/USD.

El costo nivelado de la energía solar se compara con el costo nivelado de una posible solución alternativa en base a GLP (gas licuado del petróleo), combustible empleado actualmente en Visviri para satisfacer las necesidades de calefacción de la población. El costo de un cilindro de GLP de 15 kg distribuido por Lipigas en la comuna de General Lagos es de 16.750 CLP [26]. Considerando un poder calorífico inferior del GLP de 12,64 kWh/kg [27], una eficiencia de conversión del 70 % y un tipo de cambio<sup>2</sup> de 638 CLP/USD, se tiene un costo de combustible estimado (con IVA) de 198 USD/MWh.

El costo nivelado de la alternativa en base a GLP se determina considerando un costo de inversión con IVA de 700.000 CLP, estimado en base a la experiencia del profesor guía de este trabajo. Como costo fijo de O&M anual se considera un 5 % de la inversión, al cual se agrega como costo variable el costo del combustible estimado. Se considera que la energía aportada mediante esta alternativa al año es igual a la demanda anual de calor para agua caliente de lavado y ACS.

---

<sup>2</sup>Tipo de cambio promedio en diciembre de 2017.

# Capítulo 4

## Resultados

A continuación se presentan los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas, a partir de los cuales se realiza la selección de tuberías y equipos principales. Posteriormente, se presenta la evaluación económica del sistema propuesto y, por último, se indican los resultados de la evaluación de una propuesta alternativa, la cual considera un menor aporte energético al proceso de secado.

### 4.1. Optimización del ángulo de inclinación

Como Visviri se ubica en la zona intertropical (su latitud se encuentra entre  $-23,45^\circ$  y  $23,45^\circ$ ), existe un período del año en que la declinación solar es menor a su latitud (desde el 11 de noviembre hasta el 30 de enero según [28]), durante el cual, por lo tanto, el Sol se observa hacia el sur. Dado esto, se considera la posibilidad de orientar los colectores hacia el sur.

En la figura 4.1 se presenta la insolación anual en Visviri sobre una superficie inclinada en función de su ángulo de inclinación, para el TMY considerado, dadas dos posibles orientaciones. Se observa claramente el beneficio, en términos de energía captada, de orientar los colectores en dirección al norte, con un ángulo óptimo de  $20^\circ$  de inclinación, coincidente con el mínimo permitido para el funcionamiento de los tubos de calor. De esta manera se establece un ángulo de inclinación de  $20^\circ$  para las dos tecnologías de colectores a evaluar.

En la figura 4.2 se presenta la insolación diaria promedio para cada mes del año, dada la inclinación seleccionada. Se observa una baja variabilidad, con una relación entre la menor y la mayor insolación (enero y octubre, respectivamente) de 0,79, lo cual es positivo, ya que las demandas de calor del centro de procesamiento no presentan estacionalidad.

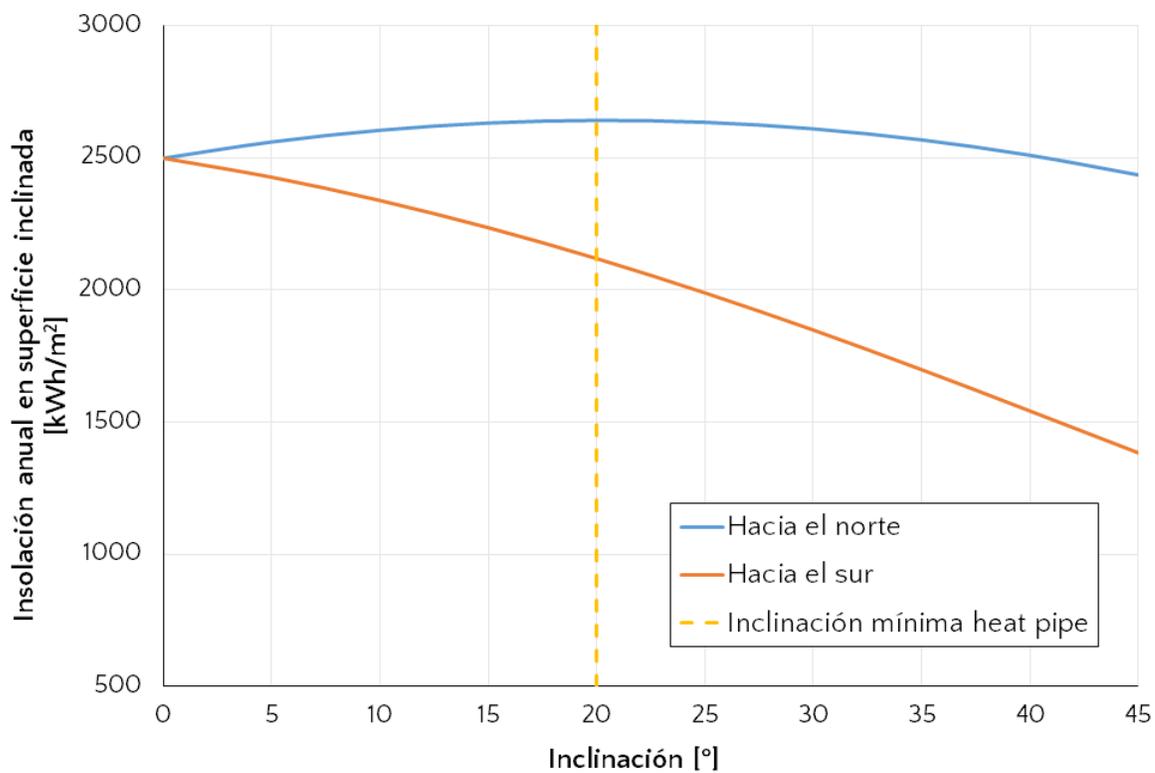


Figura 4.1: Insolación anual en función del ángulo de inclinación.

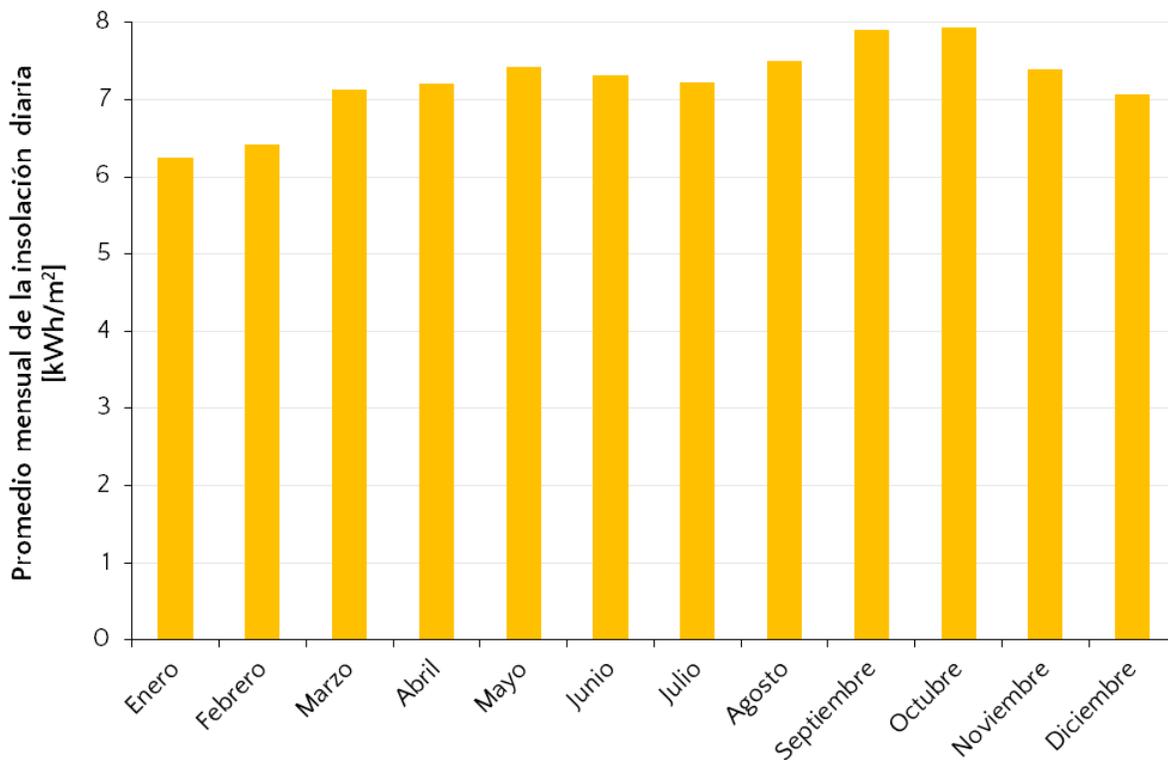


Figura 4.2: Promedios mensuales de la insolación diaria para una inclinación de 20° hacia el norte.

## 4.2. Análisis paramétrico

Se considera como mínimo un número de colectores ETC-HP tal que la energía captada en el año sea mayor a la energía demandada. Para un número de colectores dado, el volumen de acumulación a considerar se determina buscando maximizar la fracción solar anual y reducir la temperatura máxima del estanque hasta un valor inferior a la máxima de diseño, la cual se considera de 90°C para estanques de volumen menor a 1.500 litros y 95°C para volúmenes superiores (ver tabla 3.4). Se define el tiempo de sobrecalentamiento del estanque como la cantidad de horas al año en que la temperatura del nodo superior del estanque es mayor a la máxima de diseño.

En las figuras 4.3, 4.4 y 4.5 se presentan la fracción solar anual y el tiempo de sobrecalentamiento del estanque en función del volumen de acumulación, para sistemas con 3, 4 y 5 colectores ETC-HP, respectivamente.

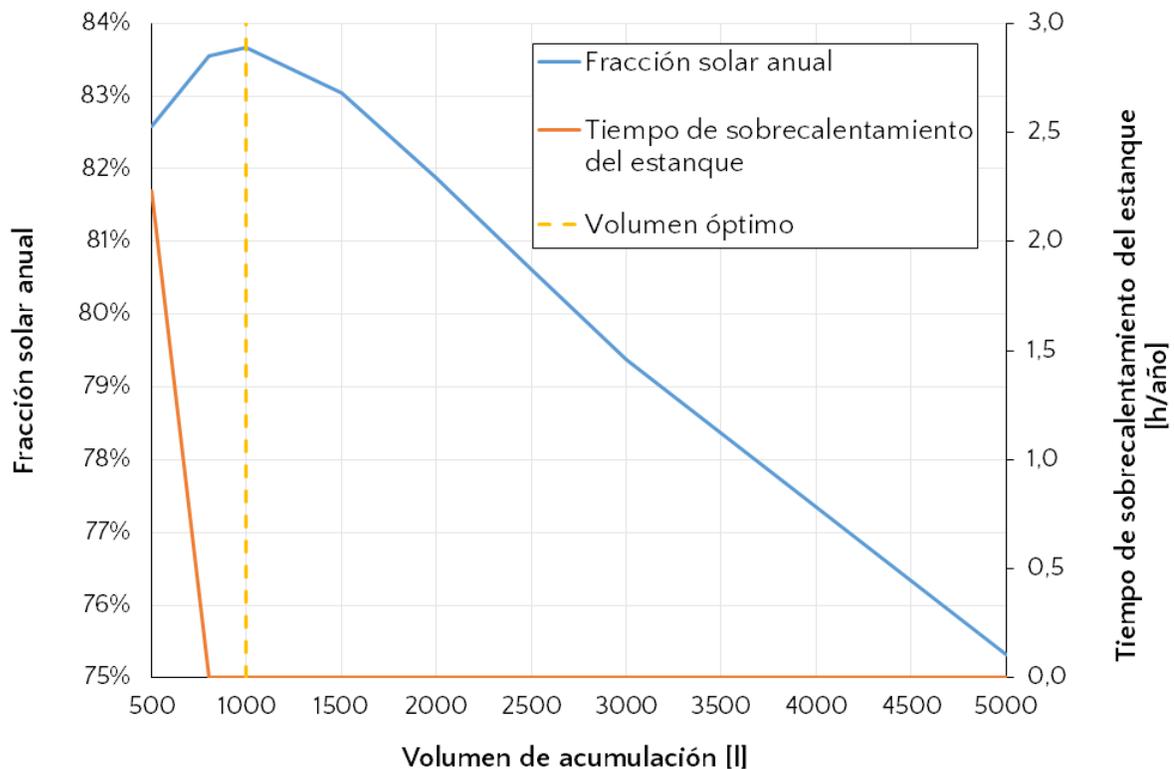


Figura 4.3: Fracción solar anual y tiempo de sobrecalentamiento del estanque en función del volumen de acumulación, para un sistema con 3 colectores ETC-HP.

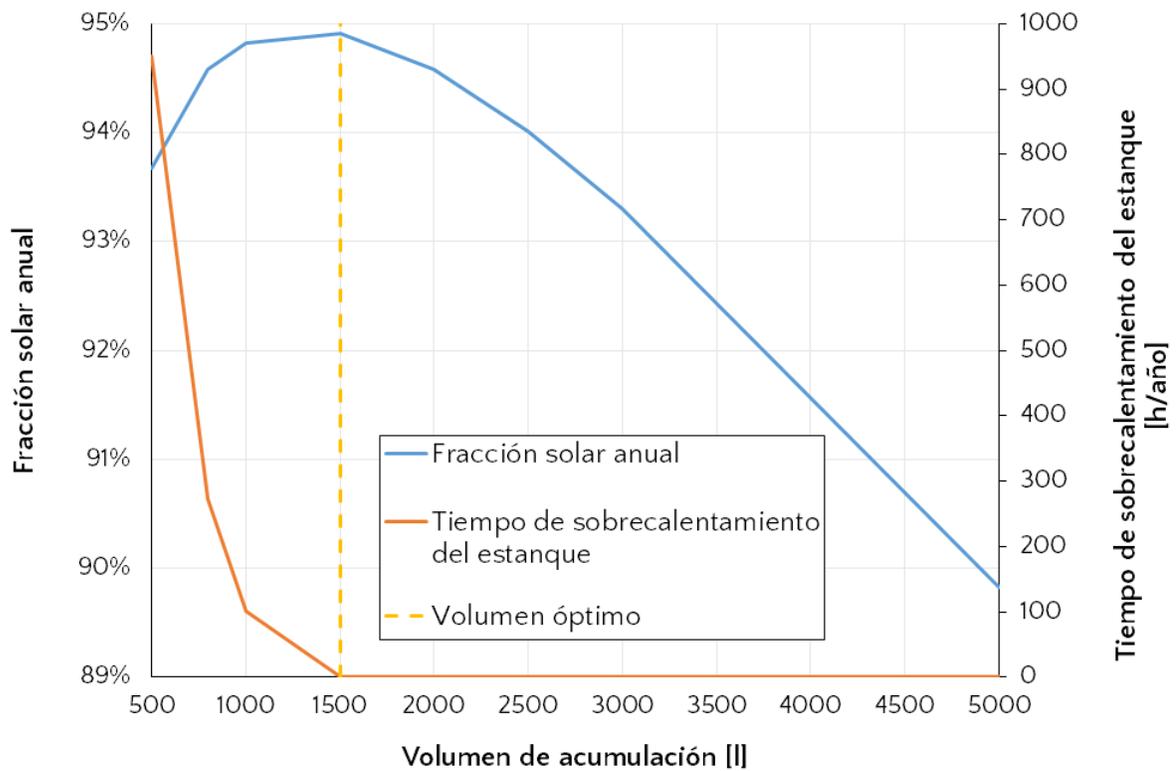


Figura 4.4: Fracción solar anual y tiempo de sobrecalentamiento del estanque en función del volumen de acumulación, para un sistema con 4 colectores ETC-HP.

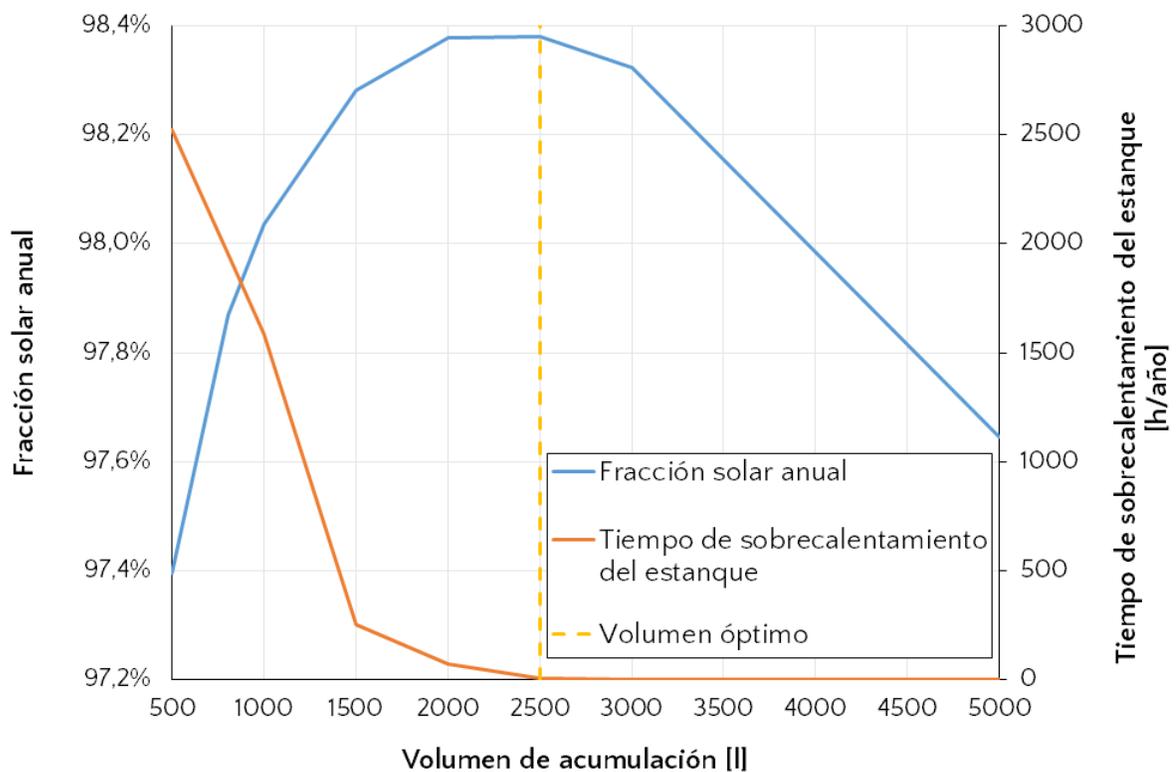


Figura 4.5: Fracción solar anual y tiempo de sobrecalentamiento del estanque en función del volumen de acumulación, para un sistema con 5 colectores ETC-HP.

Se observa que la fracción solar aumenta inicialmente con el volumen de acumulación, debido a que se reduce la temperatura de entrada al colector, aumentando su eficiencia, y se reducen las pérdidas del estanque al disminuir también su temperatura. En los tres casos se presenta un óptimo a partir del cual la fracción solar disminuye, al requerir de más energía para alcanzar la temperatura deseada y aumentar el área de pérdidas térmicas.

Para evitar el sobrecalentamiento del estanque, se tienen volúmenes de acumulación mínimos de 800, 1.500 y 3.000 litros, para sistemas con 3, 4 y 5 colectores ETC-HP, respectivamente. En los dos primeros casos, el volumen que maximiza la fracción solar anual es mayor o igual a este volumen mínimo, mientras que para el sistema con 5 colectores, el tiempo de sobrecalentamiento para el volumen óptimo es de 10 horas al año. A partir de lo observado, se evalúan las siguientes alternativas:

- 3 colectores ETC-HP con 800 litros de acumulación.
- 4 colectores ETC-HP con 1.500 litros de acumulación.
- 5 colectores ETC-HP con 3.000 litros de acumulación.

Para la configuración con 3 colectores no se considera el volumen que maximiza la fracción solar anual, ya que la diferencia es despreciable (0,2 puntos porcentuales) y se privilegia el menor costo de un estanque de menor volumen. En las figuras 4.6 y 4.7 se presentan la fracción solar mensual y la efectividad de secado mensual, respectivamente, para las tres configuraciones evaluadas.

La menor efectividad de secado se registra claramente en febrero, a pesar de presentar una mayor insolación diaria promedio que enero, lo que se atribuye a la mayor humedad del aire registrada. Para los meses de marzo a diciembre, se observa que la diferencia en la efectividad de secado para sistemas con 4 y 5 colectores es prácticamente despreciable, con una diferencia máxima de 2,5 puntos porcentuales en abril. Respecto a la fracción solar, se tiene una diferencia promedio de 11 puntos entre los sistemas con 3 y 4 colectores, y de 3 puntos entre los sistemas con 4 y 5 colectores.

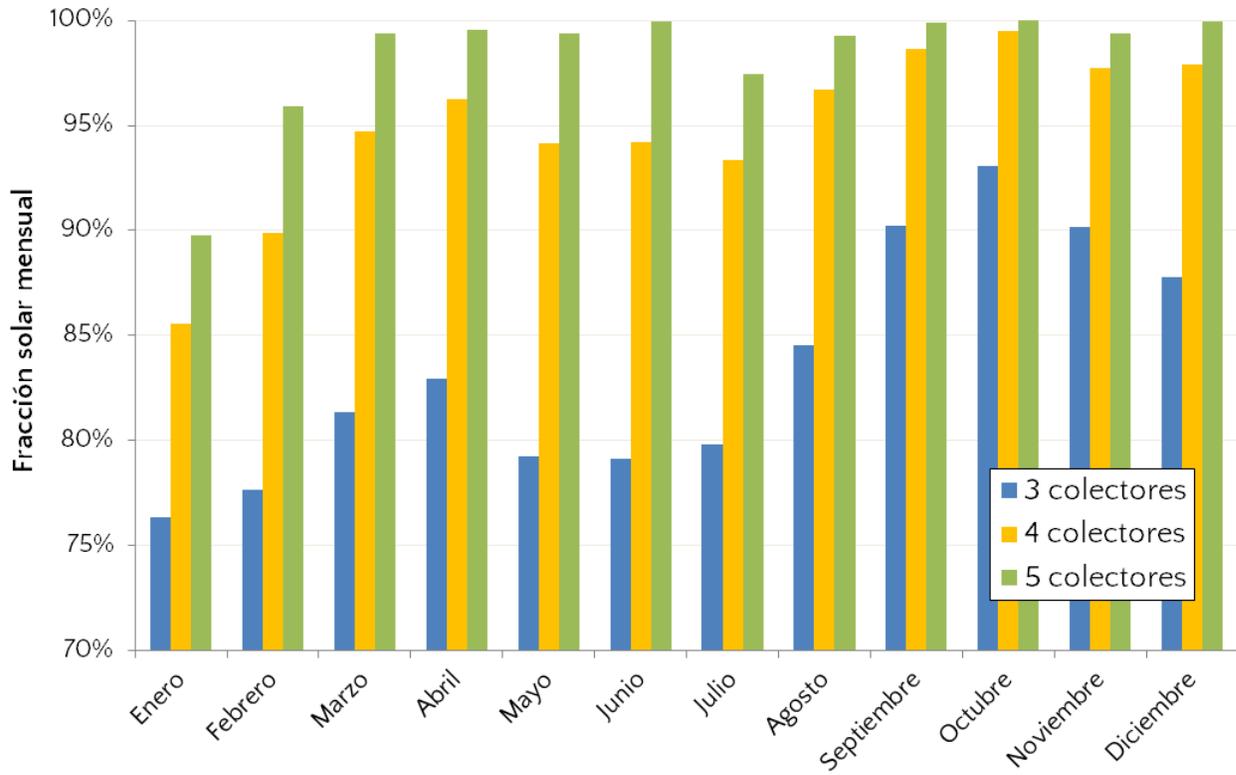


Figura 4.6: Fracción solar mensual para sistemas con 3, 4 y 5 colectores ETC-HP.

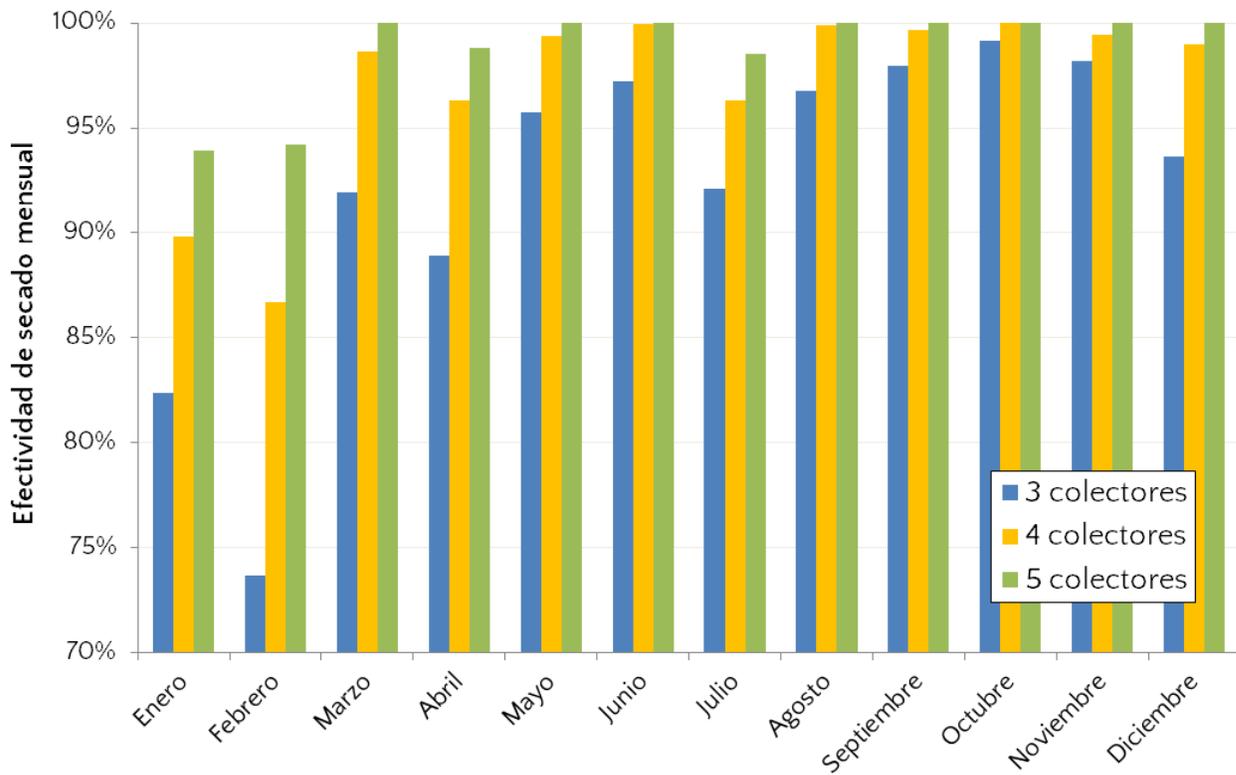


Figura 4.7: Efectividad de secado mensual para sistemas con 3, 4 y 5 colectores ETC-HP.

En la figura 4.8 se presenta la probabilidad acumulada de la efectividad de secado diaria para las tres alternativas evaluadas.

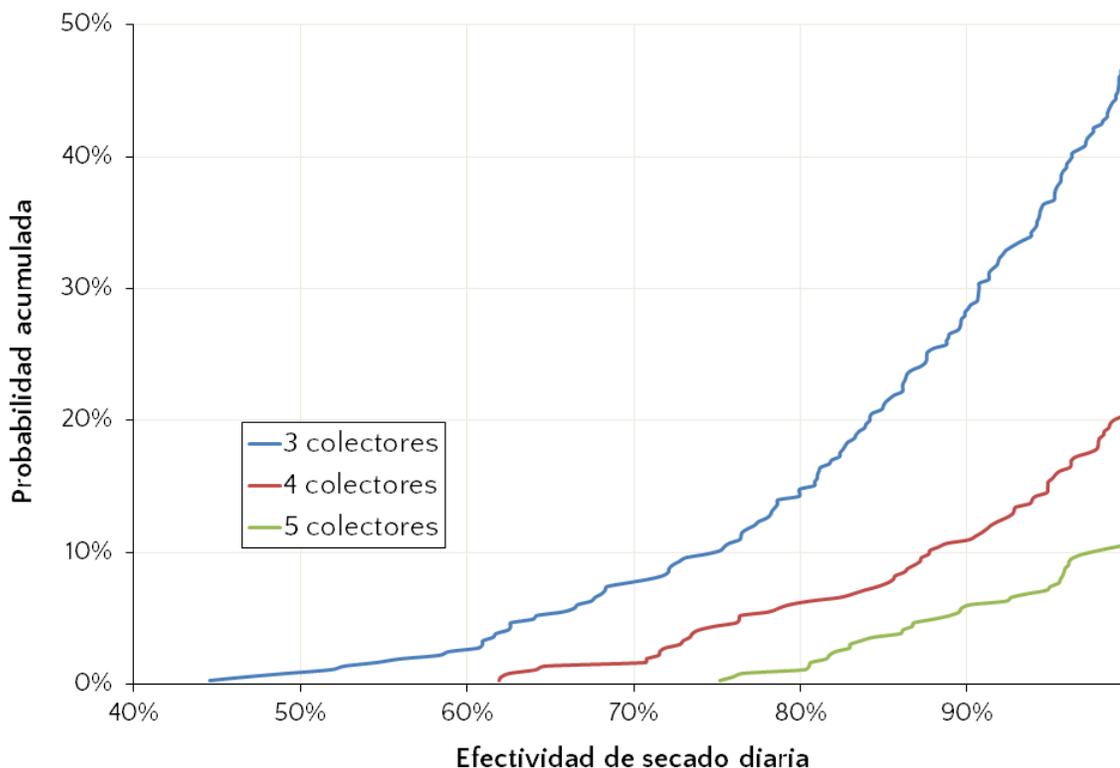


Figura 4.8: Probabilidad acumulada de la efectividad de secado diaria para sistemas con 3, 4 y 5 colectores ETC-HP.

Considerando que un año consta de 52 semanas, se tienen 261 días hábiles al año (sin considerar feriados), de los cuales el centro debe ser capaz de operar 216 días. Los 45 días restantes son considerados días críticos, los cuales corresponden a un 12% de los 365 días del año completo. De la figura 4.8, se observa que para una efectividad del 100% se tienen probabilidades acumuladas de 48%, 21% y 11% para sistemas con 3, 4 y 5 colectores, respectivamente. De esto se desprende que el sistema con 5 colectores es capaz de abastecer completamente la demanda del proceso de secado del centro, mientras que los sistemas con 3 y 4 colectores no son capaces de proveer la energía necesaria un 36% y un 9% de los días, respectivamente.

Por otro lado, se observa que la efectividad es mayor al 90% el 71%, 89% y 94% de los días para sistemas con 3, 4 y 5 colectores, respectivamente. Tomando en cuenta el 12% de días críticos, se observa que la diferencia en términos de efectividad de secado entre los sistemas con 4 y 5 colectores no es significativa. Respecto de la fracción solar diaria, en la figura 4.9 se presenta su probabilidad acumulada para las tres alternativas evaluadas.

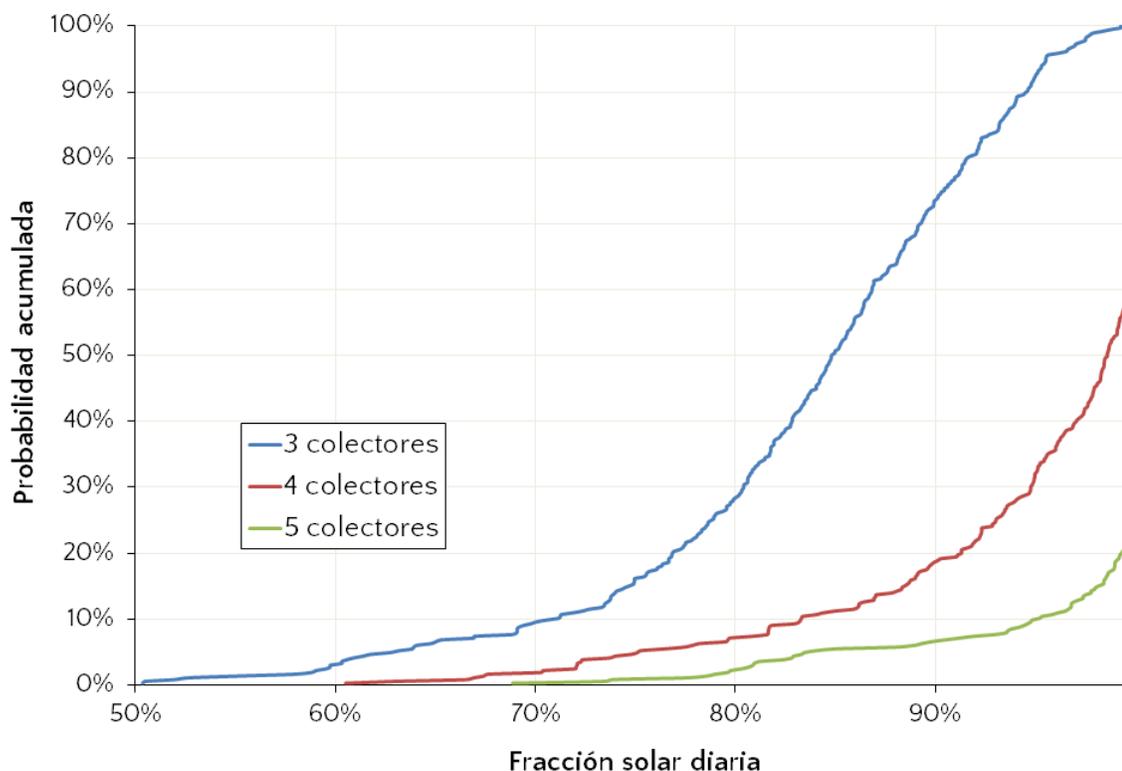


Figura 4.9: Probabilidad acumulada de la fracción solar diaria para sistemas con 3, 4 y 5 colectores ETC-HP.

Se observa que con 3 colectores se requiere energía auxiliar todos los días del año, con 4 colectores el 67 % de los días y con 5 colectores sólo el 26 %. Si no se considera el 12 % de días críticos, se tiene una fracción solar diaria mínima de 73 %, 86 % y 97 % para cada caso, lo que indica que en términos de fracción solar la diferencia entre las alternativas con 4 y 5 colectores sí es significativa.

En la tabla 4.1 se presentan la energía aportada por cada sistema y su costo unitario (definido según la ecuación 3.21), para cuyo cálculo sólo se consideran el costo de los colectores y el estanque (sin IVA). Para determinar la energía total aportada, se consideran 216 días de trabajo efectivos y valores promedio para la fracción solar diaria y la energía aportada al proceso de secado al día, excluyendo los 45 días de menor fracción solar.

Tabla 4.1: Costo unitario de las alternativas evaluadas con colectores ETC-HP.

Número de colectores ETC-HP	Volumen de acumulación [l]	Costo de colectores y estanque [USD]	Energía aportada [kWh/año]	Costo unitario [USD/(kWh/año)]
3	800	7.200	8.845	0,814
4	1.500	8.880	10.163	0,874
5	3.000	12.258	10.956	1,119

El aumento del costo unitario entre el sistema con 3 colectores y el sistema con 4 colectores es de un 7%, mientras que entre este último y el sistema con 5 colectores es de un 28%. Tomando en cuenta esto y lo analizado respecto de las contribuciones de cada alternativa a las demandas de calor del centro, se considera una configuración ideal de 4 colectores con un volumen de acumulación de 1.500 litros. La alternativa con 5 colectores, además de presentar un costo unitario superior, requiere de un estanque muy grande, lo cual puede complicar su traslado a un lugar de difícil acceso como Visviri, y, por otro lado, podría generar problemas por sobrecalentamiento de los colectores y/o el estanque si la demanda considerada se encuentra sobrestimada.

### 4.3. Evaluación del uso de colectores planos

En la figura 4.10 se presentan la fracción solar anual y el tiempo de sobrecalentamiento del estanque en función del volumen de acumulación, para un sistema con 8 colectores planos.

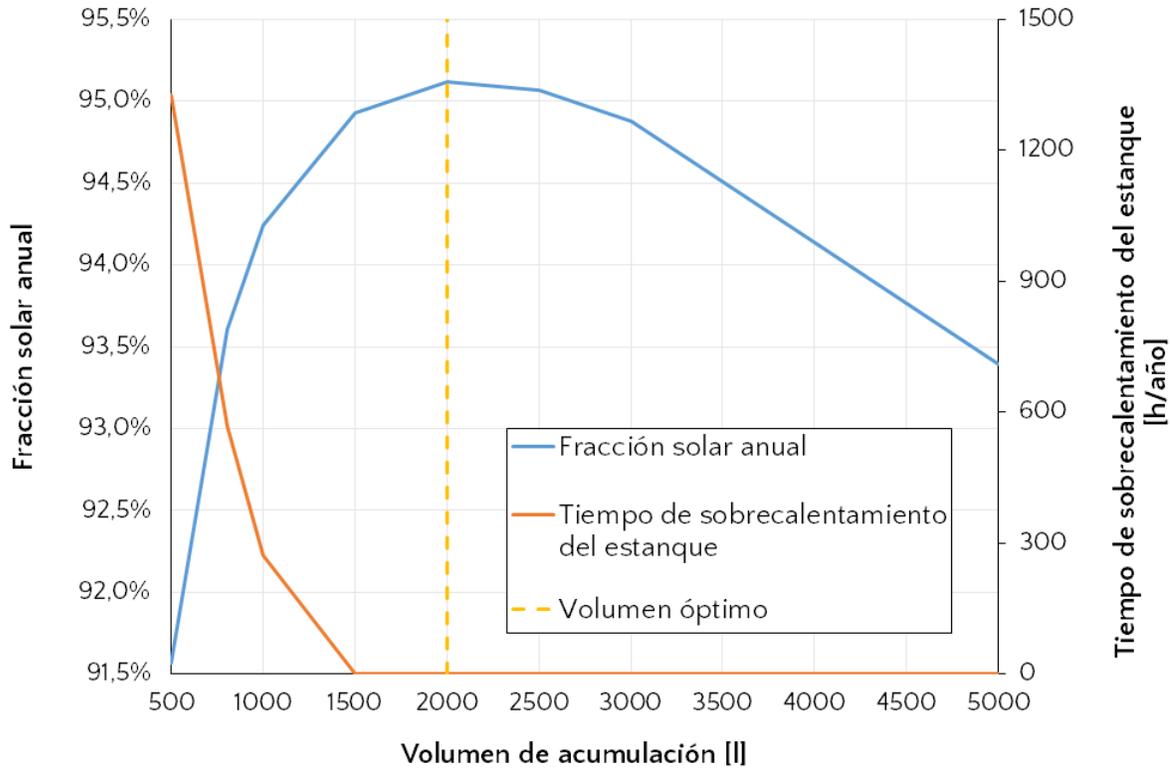


Figura 4.10: Fracción solar anual y tiempo de sobrecalentamiento del estanque en función del volumen de acumulación, para un sistema con 8 colectores FPC.

Se observa que para un volumen de 1.500 litros no se registran horas de sobrecalentamiento del estanque y se tiene una fracción solar anual del 94,9%, igual a la obtenida con 4 colectores ETC-HP. En las figuras 4.11 y 4.12 se presentan las probabilidades acumuladas de la fracción solar diaria y la efectividad de secado diaria, respectivamente, para sistemas con 4 colectores ETC-HP y 8 colectores FPC, ambos con 1.500 litros de acumulación.

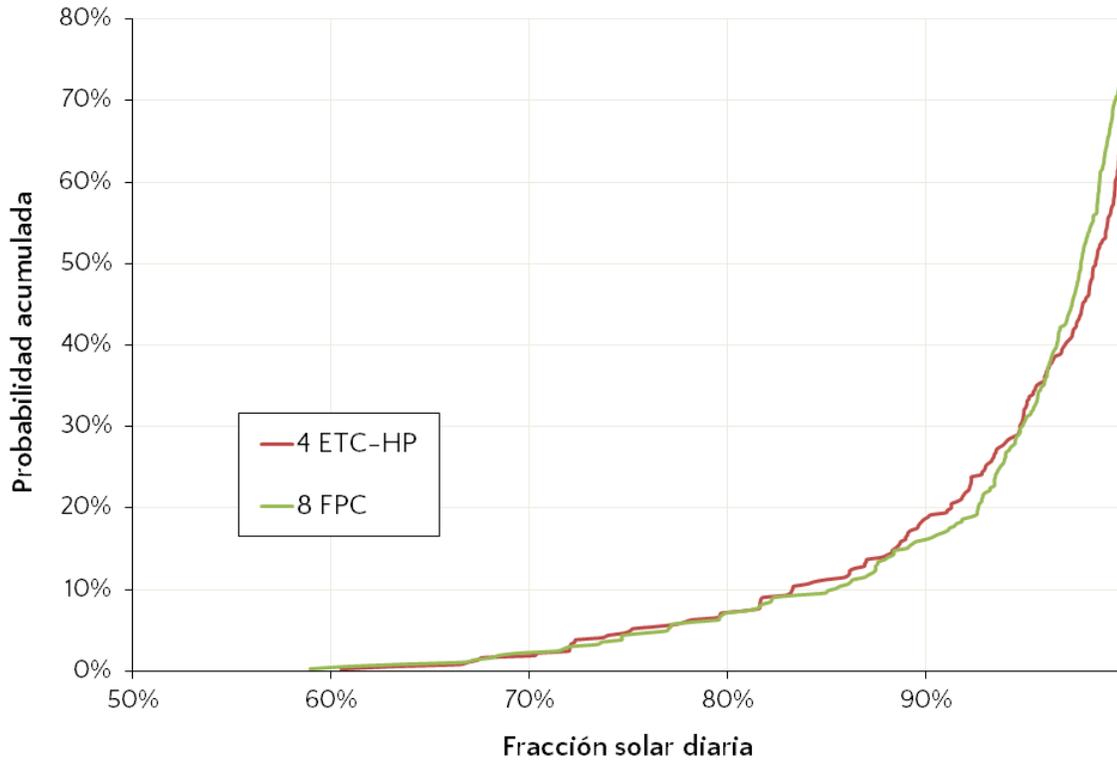


Figura 4.11: Comparación de la fracción solar diaria para sistemas con colectores ETC-HP y FPC.

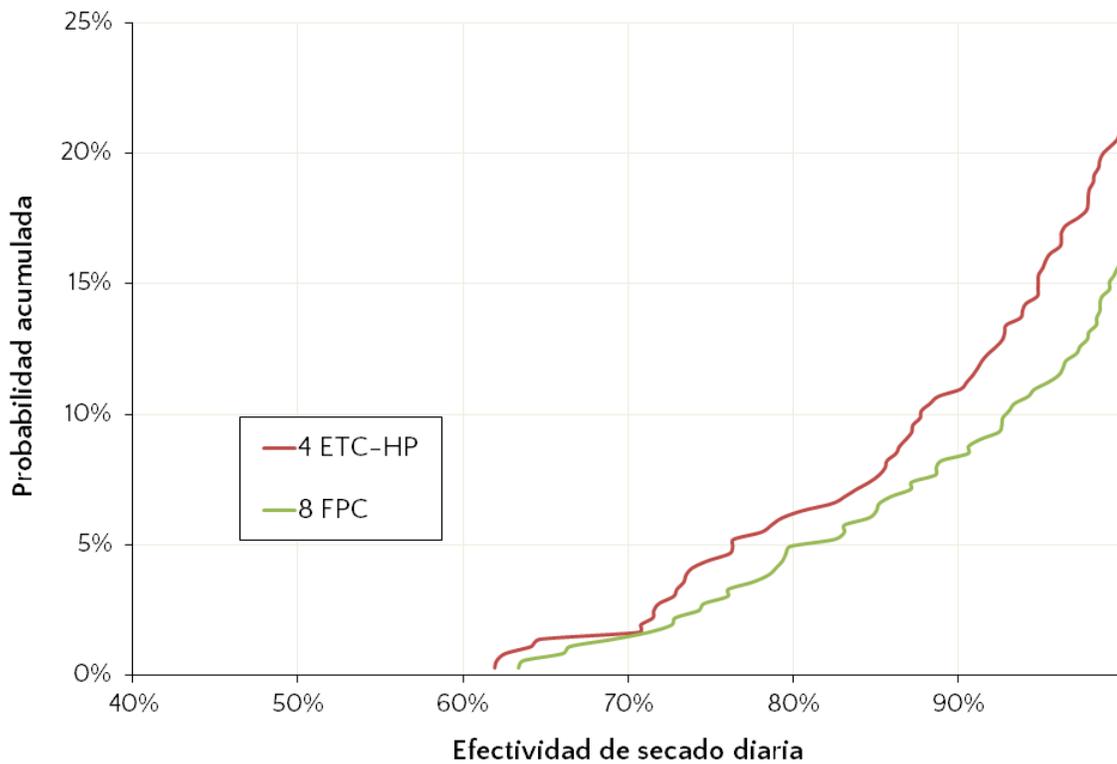


Figura 4.12: Comparación de la efectividad de secado diaria para sistemas con colectores ETC-HP y FPC.

Se observa una fracción solar diaria con una probabilidad acumulada muy similar en ambos casos. Sin embargo, el sistema con colectores planos presenta una mayor contribución al proceso de secado, con una efectividad del 100 % el 84 % de los días del año, superior al 79 % observado para el sistema con colectores ETC-HP. En la tabla 4.2 se presenta el costo unitario de cada alternativa.

Tabla 4.2: Costo unitario de sistemas con colectores ETC-HP y FPC.

	<b>ETC-HP</b>	<b>FPC</b>
Número de colectores	4	8
Volumen de acumulación [l]	1.500	1.500
Costo de colectores y estanque [USD]	8.800	9.220
Energía aportada [kWh/año]	10.163	10.473
Costo unitario [USD/(kWh/año)]	0,874	0,880

Se observa que el uso de colectores planos no presenta beneficios económicos, ya que su costo unitario es superior al del sistema con colectores de tubos evacuados, aunque la diferencia es prácticamente despreciable. Debido a esto, y considerando las importantes ventajas prácticas que presentan los colectores de tubos evacuados tipo *heat pipe*, descritas en la sección 2.5.1, se descarta la utilización de colectores planos.

## 4.4. Diseño detallado

### 4.4.1. Diagrama de disposición y P&ID

En la figura 4.13 se presenta la vista en planta del diagrama de disposición del sistema. Este diagrama es generado a partir del plano de disposición general entregado por Ayllu Solar.

El diagrama muestra una versión simplificada del sistema, donde sólo se presentan los colectores y el estanque. A partir de este diagrama se estima una longitud del circuito de colectores de 35 metros, mientras que para los circuitos entre el estanque y los intercambiadores de placas se considera una longitud de 3 metros. A falta de información respecto de la ubicación de la máquina de lavado y la cámara de secado, tanto para el circuito de consumo como para el circuito estanque-secado se estima una longitud de 20 metros.

En la figura 4.14 se presenta el diagrama P&ID del sistema, cuya simbología se indica en la figura 4.15, a continuación. Se consideran dos válvulas de corte y una unión americana (no indicada en el diagrama) por cada elemento que requiera poder ser aislado para realizar su mantenimiento o reemplazo; como las bombas, los colectores, los intercambiadores de calor y el estanque. Por otro lado, se incluye una válvula de seguridad y un vaso de expansión en cada circuito cerrado, además de válvulas de equilibrado para regular caudales.

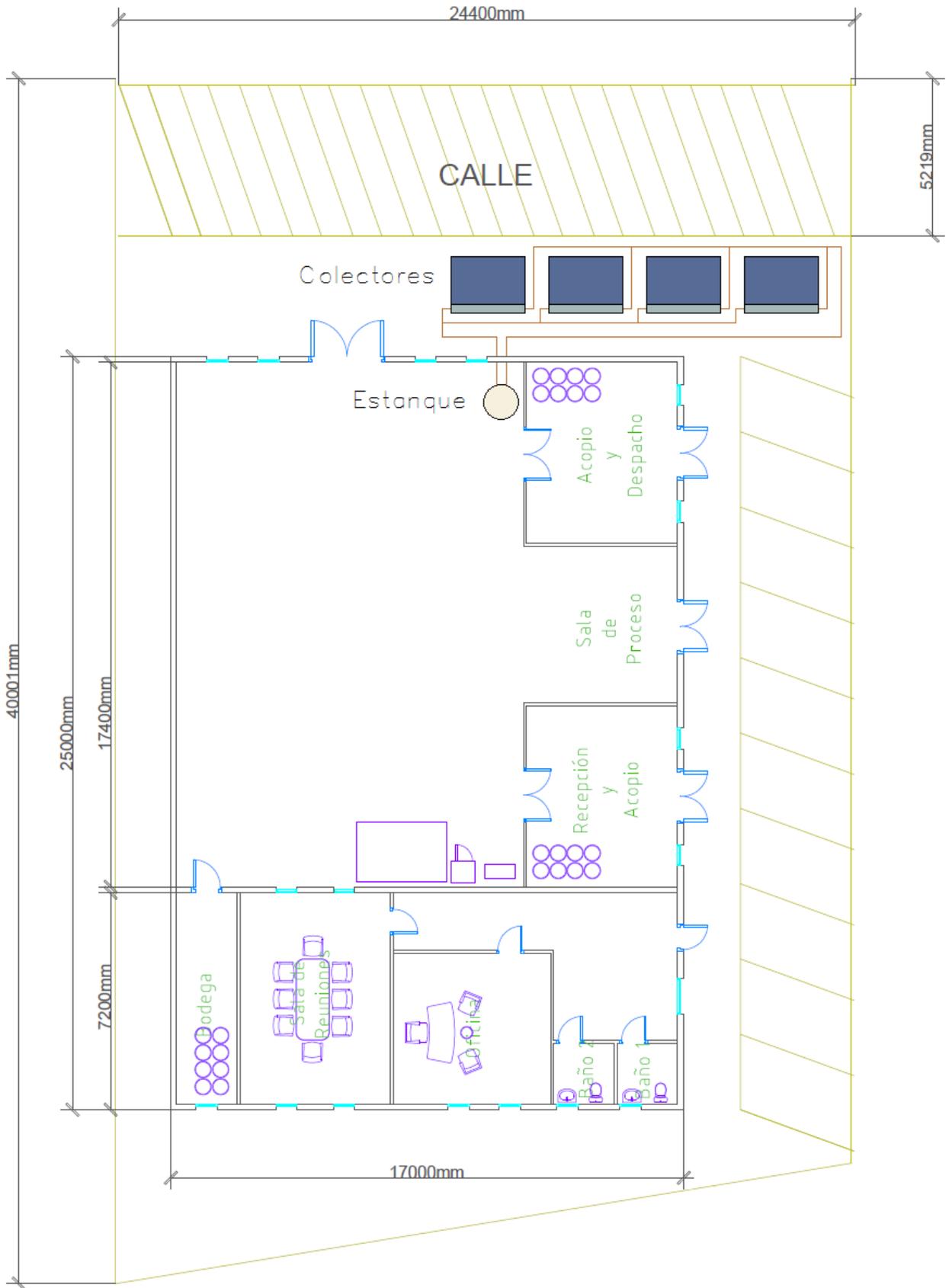


Figura 4.13: Diagrama de disposición del sistema en el centro de procesamiento.

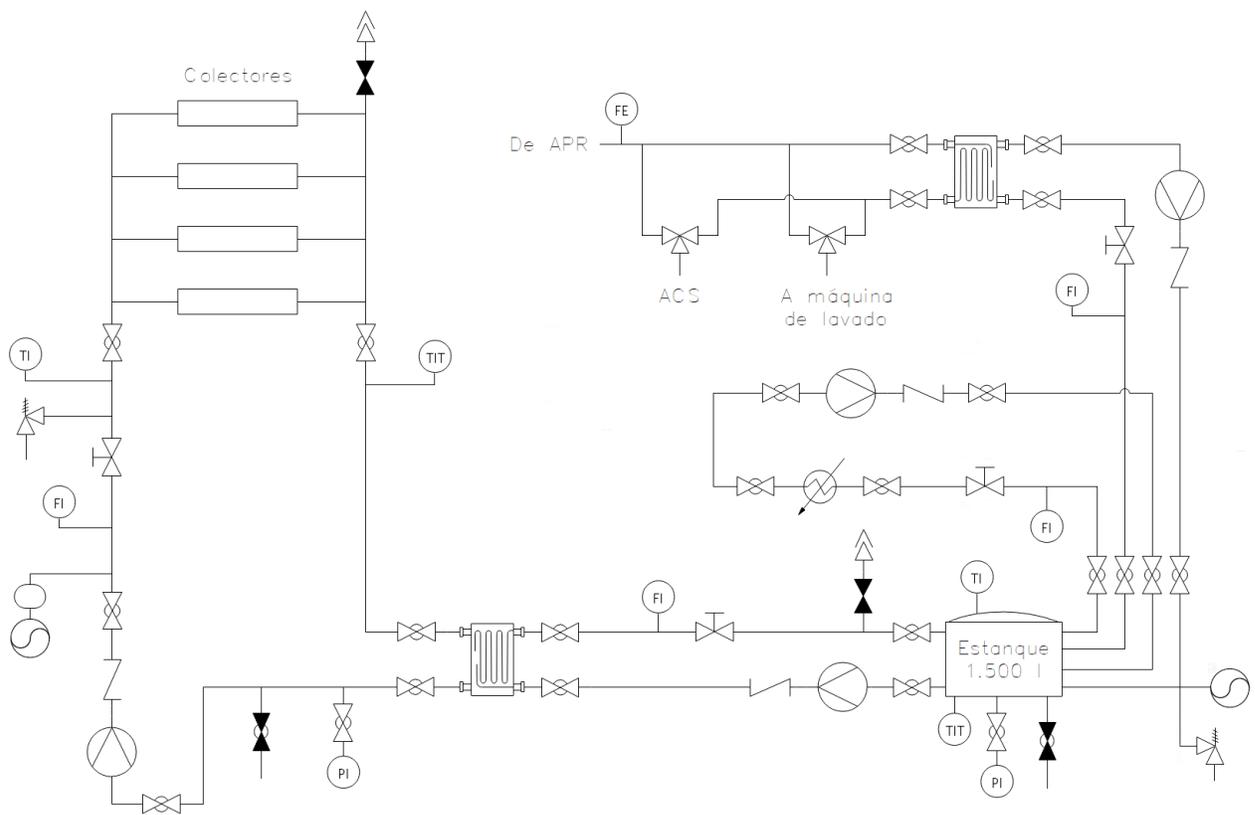


Figura 4.14: Diagrama P&ID del sistema.



Figura 4.15: Simbología utilizada en el diagrama P&ID.

Fuente: elaboración propia.

#### 4.4.2. Diámetros de tuberías y aislamiento térmico

Los diámetros seleccionados para cada circuito se presentan en la tabla 4.3, junto con sus velocidades y pérdidas de carga unitarias, las cuales se encuentran en el rango recomendado.

Tabla 4.3: Diámetros seleccionados, velocidades y pérdidas de carga unitarias.

Circuito	Diámetro nominal	Diámetro interior [mm]	Velocidad del fluido [m/s]	Pérdida de carga unitaria [Pa/m]
Colectores	3/4"	20,6	0,53	220,8
Estanque-colectores	1/2"	14,5	0,48	220,4
Estanque-consumo	1"	26,8	0,69	199,9
Estanque-secado	1/2"	14,5	0,32	106,7
Consumo	3/4"	20,6	0,60	241,5

Para el aislamiento de las tuberías se consideran tubos de espuma elastomérica de conductividad térmica  $0,033 \text{ W/(mK)}$  a  $50^\circ\text{C}$ . Para las tuberías de 1/2" se consideran 19 mm de espesor del aislamiento, y para las tuberías de 3/4" y 1" se consideran 25 mm de espesor, según especificado en la ficha técnica del producto, la cual se incluye en el anexo D.

#### 4.4.3. Simulación con pérdidas de calor en tuberías

Para el cálculo de las pérdidas de calor del estanque y los circuitos ubicados al interior del centro de procesamiento, se estima una temperatura de entorno promedio de  $15^\circ\text{C}$ . El coeficiente de pérdidas del estanque se ajusta considerando la convección natural del aire y la radiación térmica, sin embargo, aún despreciando las resistencias térmicas asociadas a la convección del agua, la conducción a través de la pared metálica y el factor de ensuciamiento. Los coeficientes resultantes se presentan en la tabla 4.4.

Tabla 4.4: Coeficientes globales de pérdidas térmicas estimados.

	Coeficiente global de pérdidas térmicas referido a la superficie interior [W/m <sup>2</sup> K]
Estanque	0,62
Circuito de colectores	2,64
Circuito estanque-colectores	2,78
Circuito estanque-consumo	1,87
Circuito estanque-secado	2,83
Circuito de consumo	1,76

En la figura 4.16 se presentan las probabilidades acumuladas de la efectividad de secado y la fracción solar diarias, y en la figura 4.17 se indican sus valores mensuales.

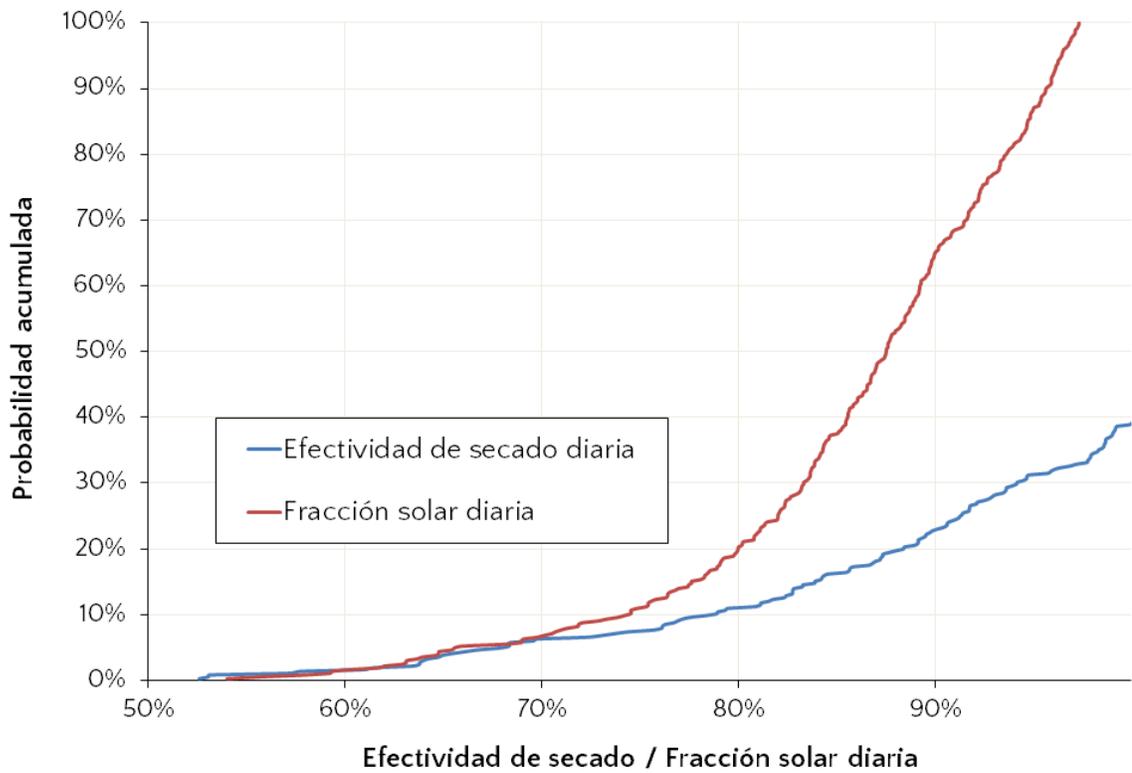


Figura 4.16: Probabilidad acumulada de la fracción solar y la efectividad de secado diarias, considerando pérdidas de calor en tuberías.

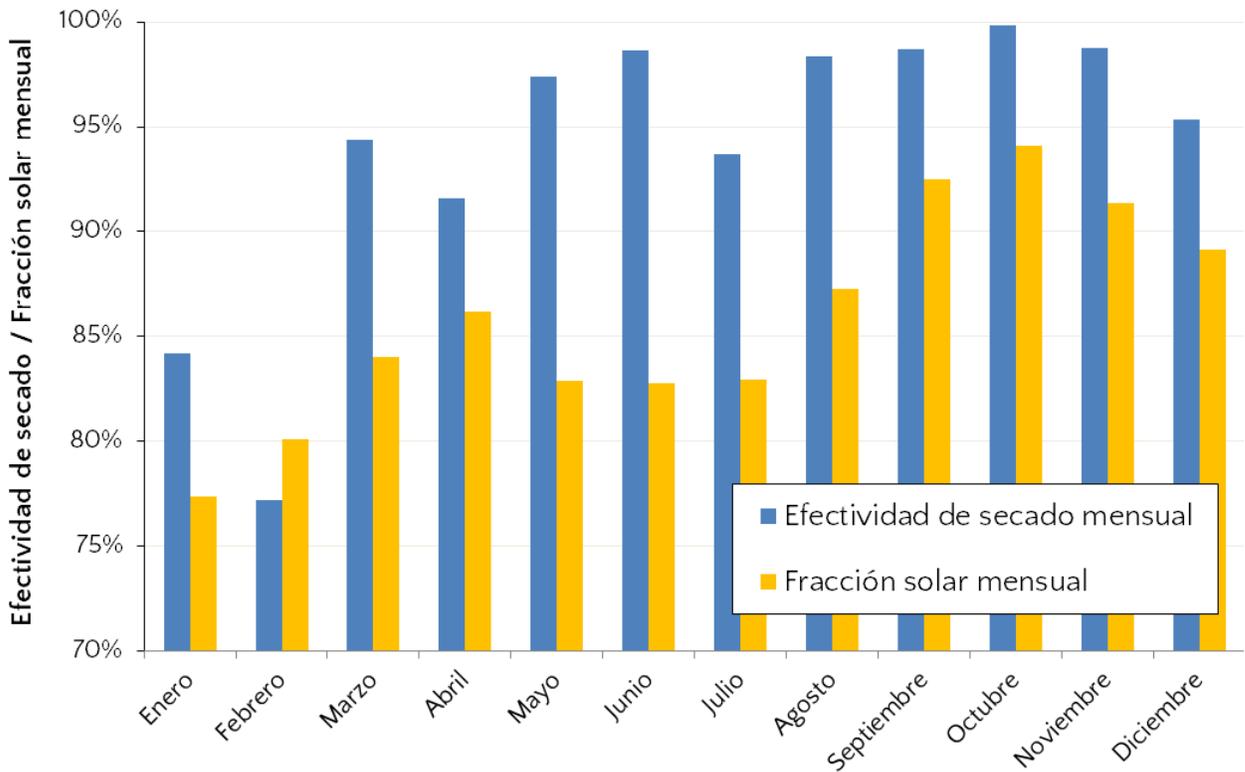


Figura 4.17: Fracción solar y efectividad de secado mensuales, considerando pérdidas de calor en tuberías.

Se observa una reducción notoria en la fracción solar, con valores mensuales que no alcanzan el 95 % y con requerimiento de energía auxiliar todos los días del año, lo que se traduce en una caída de 9 puntos porcentuales en la fracción solar anual. Respecto de la efectividad de secado, el efecto es menos relevante, registrándose efectividades mensuales superiores al 90 % todos los meses del año a excepción de enero y febrero, meses críticos por la alta nubosidad y humedad del aire que presentan.

Descartando los 45 días de peor fracción solar, se tienen los valores anuales de estos indicadores y la energía aportada por el sistema al año, considerando 216 días de trabajo efectivos. Estos resultados se presentan en la tabla 4.5.

Tabla 4.5: Indicadores anuales y energía total aportada por el sistema al año.

Fracción solar anual	88,4 %
Efectividad de secado anual	96,6 %
Energía aportada a las demandas de agua caliente [kWh/año]	3.080
Energía aportada al proceso de secado [kWh/año]	6.062
Energía total aportada [kWh/año]	9.142

#### 4.4.4. Intercambiadores de calor

En la tabla 4.6 se presentan las condiciones de operación promedio de los intercambiadores de calor, los cuales se designan mediante la siguiente codificación:

- IC-1: intercambiador de calor de placas entre los colectores y el estanque.
- IC-2: intercambiador de calor de placas entre el estanque y el circuito de consumo.
- IC-3: intercambiador de calor de flujo cruzado.

Tabla 4.6: Condiciones de operación promedio de los intercambiadores de calor.

	IC-1		IC-2		IC-3	
Fluido	Agua con PG <sup>1</sup>	Agua	Agua	Agua	Agua	Aire
Caudal [m <sup>3</sup> /h]	0,64	0,28	1,40	0,69	0,19	205
Temperatura de entrada [°C]	71	52	62	10	61	6
Temperatura de salida [°C]	64	66	42	49	56	39
Presión de trabajo [barg]	2,0	2,0	2,0	Presión APR	2,0	0,0
Potencia [kW]	4,5		31,7		1,1	

Las características relevantes de los intercambiadores de placas seleccionados se presentan en la tabla 4.7, a continuación.

<sup>1</sup>Propilenglicol

Tabla 4.7: Características de los intercambiadores de calor de placas seleccionados.

	IC-1	IC-2
Marca	Cipriani	Cipriani
N° de placas	9	19
Pérdidas de carga circuito caliente [mca]	0,184	0,232
Pérdidas de carga circuito frío [mca]	0,045	0,057
Máxima presión admisible [barg]	10	10

#### 4.4.5. Bombas

En la tabla 4.8 se presentan las pérdidas de carga estimadas para cada circuito y el punto de operación nominal de la bomba correspondiente. Las pérdidas de carga en colectores e intercambiadores de calor se incluyen como pérdidas secundarias.

Tabla 4.8: Pérdidas de carga estimadas y puntos de operación nominales de las bombas.

Circuito	Pérdidas de carga primarias [mca]	Pérdidas de carga secundarias [mca]	TDH [mca]	Caudal [m <sup>3</sup> /h]
Colectores	0,79	0,40	1,43	0,64
Estanque-colectores	0,08	0,12	0,22	0,29
Estanque-consumo	0,06	0,38	0,53	1,40
Estanque-secado	0,22	0,04	0,31	0,19

Para todos los casos se seleccionan bombas marca Wilo modelo Star-RS 25/2, las cuales son bombas circuladoras de tres velocidades que soportan temperaturas de hasta 110°C. En la tabla 4.9 se presentan las alturas dinámicas reales, la potencia eléctrica para los caudales de diseño y el consumo eléctrico estimado. Los valores presentados se obtienen de las curvas de operación indicadas en la ficha técnica del producto, la cual se incluye en el anexo E.

Tabla 4.9: Puntos de operación reales, potencia y consumo eléctrico de las bombas.

Circuito	Caudal [m <sup>3</sup> /h]	Velocidad [rpm]	TDH real [mca]	Potencia eléctrica [W]	Consumo eléctrico [kWh/año]
Colectores	0,64	2.250	2,0	40	82
Estanque-colectores	0,29	1.660	0,9	17	35
Estanque-consumo	1,40	2.210	0,7	28	3
Estanque-secado	0,19	1.660	1,1	17	88

Las alturas dinámicas reales son mayores a las nominales, por lo que en la práctica las pérdidas de carga se ajustan manualmente mediante válvulas de equilibrado para conseguir el caudal requerido. Por otro lado, el NPSH requerido de estas bombas depende de la temperatura de trabajo, de manera que, considerando las temperaturas máximas de los circuitos más un margen de holgura, se tiene un valor de 10 m en todos los casos.

## 4.5. Respuesta del sistema ante variabilidad anual

En la figura 4.18 se presentan la insolación anual y la respuesta del sistema en términos de su fracción solar y efectividad de secado anuales, ambas determinadas sin considerar los 45 días de menor fracción solar, ante condiciones meteorológicas de cuatro años distintos. Para los años 2013, 2014 y 2015 se consideran datos de irradiancia del Explorador Solar y datos de temperatura ambiente del INIA.

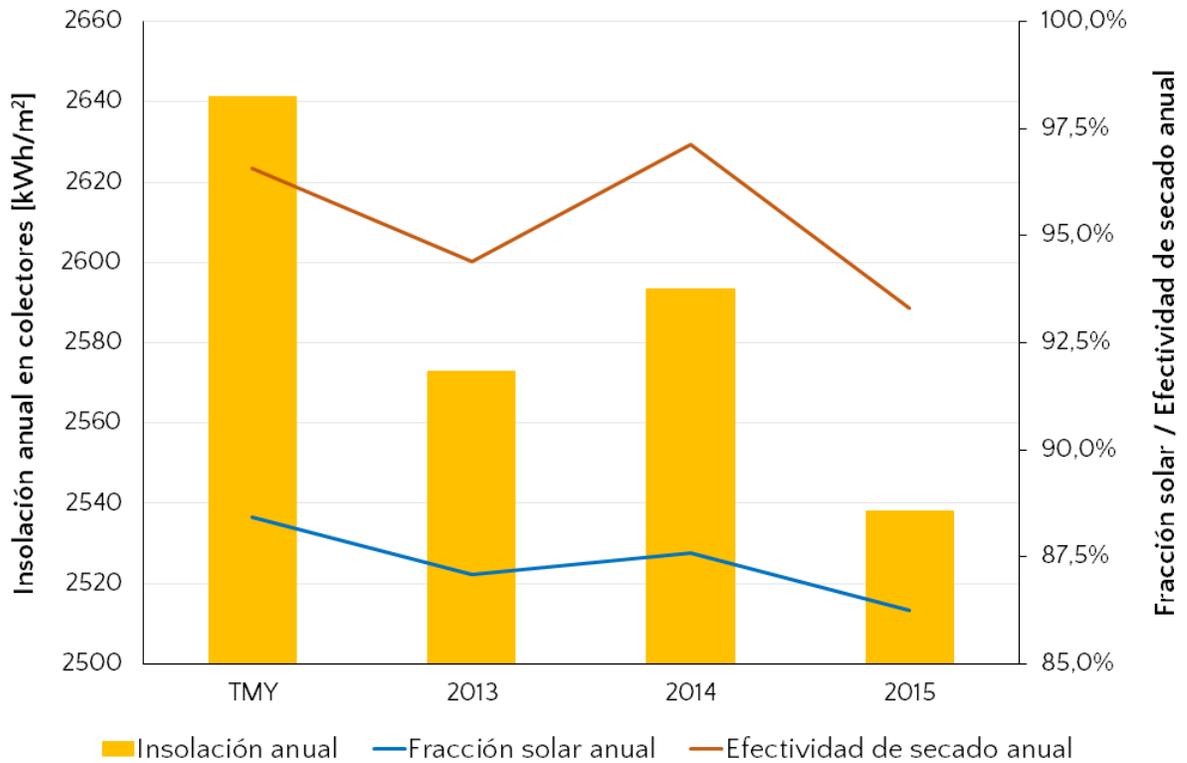


Figura 4.18: Variación de la fracción solar y la efectividad de secado ante variabilidad anual de condiciones meteorológicas.

Se observa que ambos indicadores presentan una baja variabilidad. Para los tres años evaluados, la fracción solar anual es menor a la estimada para el TMY, no obstante, con una diferencia máxima de sólo 2,2 puntos para el año 2015. La menor efectividad de secado se registra para el mismo año, el cual corresponde al año de menor insolación anual.

En general, se observa que existe una relación directa entre la insolación anual y el desempeño del sistema, con la excepción del año 2014, para el cual la efectividad de secado es mayor a la del TMY, a pesar de registrar una insolación anual menor, lo que puede atribuirse a una menor humedad del aire.

## 4.6. Evaluación económica

### 4.6.1. Costo de inversión

En la tabla 4.10 se presentan los costos y el porcentaje de incidencia en la inversión total de cada componente del sistema. La inversión estimada equivale a 1.103 EUR por m<sup>2</sup> de área bruta, valor superior al rango indicado por Mauthner para sistemas de área bruta en el rango 12-24 m<sup>2</sup>.

Tabla 4.10: Desglose del costo de inversión estimado.

Componente	Costo sin IVA [USD]	Incidencia [%]
Colectores	6.180	28,3
Estanque	2.700	12,4
Intercambiadores de calor	1.154	5,3
Bombas	684	3,1
Tuberías y aislamiento térmico	878	4,0
Propilenglicol	115	0,5
Válvulas	2.490	11,4
Codos, reducciones y uniones americanas	243	1,1
Vasos de expansión y vaso tampón	382	1,7
Instrumentos y controladores	432	2,0
Instalación	6.586	30,1
Inversión total sin IVA = 21.844 USD		
<b>Inversión total con IVA = 25.995 USD</b>		

### 4.6.2. Costo nivelado de la energía

La energía total aportada por el sistema solar térmico en el año meteorológico típico considerado, dados 216 días de trabajo efectivos, es de 9.142 kWh. Esto equivale a una producción anual de 462 kWh por m<sup>2</sup> de área bruta, un 40% superior a lo indicado por Mauthner, lo que se atribuye a la alta fracción solar y efectividad de secado registradas.

En la figura 4.19 se presentan los costos nivelados de la energía generada por el sistema solar térmico y el sistema alternativo en base a GLP, en función del tiempo de vida útil. En ambos casos se considera una tasa de descuento del 3%, la cual se estima adecuada para este caso, ya que el proyecto no persigue fines de lucro, sino que busca dar solución a una necesidad social.

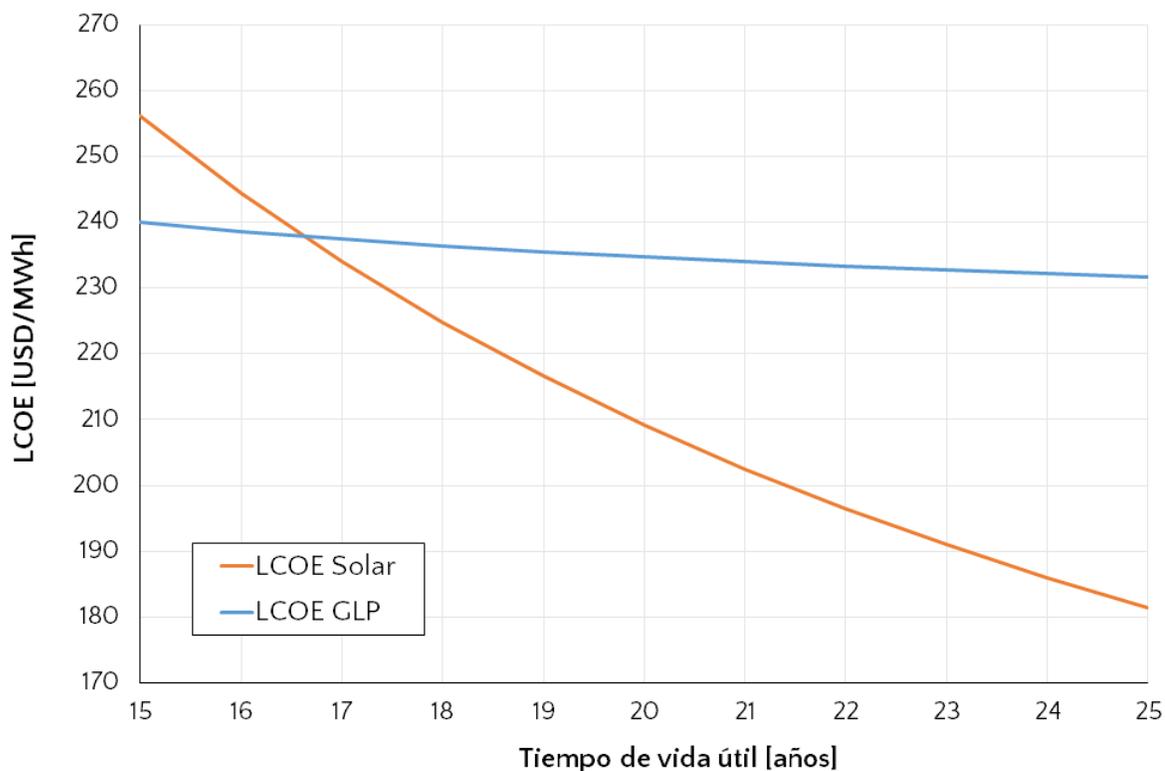


Figura 4.19: Costo nivelado de la energía en función del tiempo de vida útil, considerando una tasa de descuento del 3%.

Se observa que a partir de una vida útil de 17 años, el costo nivelado de la energía solar es inferior al del sistema alternativo. Para una vida útil de 25 años se tiene un costo nivelado de la energía solar de 181 USD/MWh, valor dentro del rango indicado por Mauthner y notoriamente inferior al costo nivelado de la energía generada mediante GLP.

## 4.7. Propuesta alternativa

Dado que la demanda del proceso de secado comprende la mayor parte del calor total demandado por el centro de procesamiento, se propone reducir el aporte del sistema solar térmico a este proceso, con el fin de disminuir el alto costo de inversión observado. Esta propuesta se sustenta en la posibilidad de suministrar calor para el proceso de secado mediante colectores solares de aire, entre otras alternativas, de manera que el sistema solar térmico cumpla una función meramente de apoyo en este aspecto.

Se propone reducir a la mitad el número de colectores, dado que éstos presentan la mayor incidencia en la inversión luego del costo de instalación, y determinar en qué porcentaje debe disminuirse el aporte energético al proceso de secado para mantener una fracción solar anual del mismo orden que la del sistema anteriormente estudiado. Esto se modela reduciendo la masa de lana a secar al día, con lo cual se ven modificados el flujo de aire, la efectividad del intercambiador de flujo cruzado y, por consiguiente, el calor aportado al proceso.

Considerando secar 10 kg de lana al día (una cuarta parte de lo originalmente contemplado) mediante el calor aportado por un sistema con 2 colectores ETC-HP, se tiene un volumen de acumulación óptimo, en términos de fracción solar anual, de 500 litros. Los resultados obtenidos de la simulación transiente de este sistema, descartando los 45 días de peor fracción solar y considerando 216 días de trabajo efectivos al año, se presentan en la tabla 4.11.

Tabla 4.11: Fracción solar anual y energía aportada al año por el sistema alternativo propuesto.

Fracción solar anual	93,3 %
Energía aportada a las demandas de agua caliente [kWh/año]	3.250
Energía aportada al proceso de secado [kWh/año]	1.714
Energía total aportada [kWh/año]	4.963

Para este sistema alternativo se estima una inversión total con IVA de 21.031 USD, y un costo nivelado de la energía de 277 USD/MWh, considerando una tasa de descuento del 3 % y una vida útil de 25 años. Se observa que el costo de inversión decrece en un 19 % respecto del sistema antes propuesto, sin embargo, el LCOE aumenta en un 53 % producto de la reducción en la energía aportada. El LCOE observado supera al del sistema en base a GLP, por lo que se considera que esta propuesta alternativa no es económicamente rentable. Este resultado se debe, principalmente, al alto costo de instalación estimado para el sistema solar térmico.

# Capítulo 5

## Conclusiones

Se ha cumplido el objetivo general de este trabajo, generando una propuesta de diseño de un sistema solar térmico para suministrar calor para los procesos de lavado y secado de lana en Visviri, además de abastecer de agua caliente sanitaria al centro de procesamiento. El sistema propuesto consta de 4 colectores de tubos evacuados tipo *heat pipe* con acumulación de calor por medio de un estanque presurizado de 1.500 litros, el cual suministra energía a los consumos por medio de intercambiadores de calor de placas y de flujo cruzado.

Respecto de los objetivos específicos:

- Se han identificado los requerimientos de los procesos de lavado y secado de lana de camélidos. En base a la revisión bibliográfica realizada, se tiene que para el lavado se requieren, por kg de lana, entre 6 y 8 litros de agua a una temperatura de entre 40 y 55°C; mientras que para el secado se tiene una humedad ideal del 13% a la salida, de lo cual se estima necesario extraer 25,3 kg de agua al día.
- Se han propuesto alternativas técnicas de solución a los requerimientos de calor del centro. Dadas las temperaturas requeridas, se propone utilizar colectores solares no concentradores, y, producto de la incierta calidad del agua potable rural, se propone utilizar un estanque de acumulación con agua tratada en su interior, de manera que el calor se transfiera en forma indirecta hacia los consumos.
- Se ha desarrollado un modelo computacional en TRNSYS 17, programa diseñado especialmente para estudiar sistemas solares mediante una simulación de su respuesta en régimen transiente.
- Se han evaluado tres alternativas con colectores de tubos evacuados tipo *heat pipe* y una alternativa con colectores planos en base a simulaciones transientes, las cuales consideran datos meteorológicos correspondientes al TMY generado por el Explorador Solar, con valores de temperatura ambiente corregidos en base a mediciones del INIA.
- Se ha seleccionado la mejor alternativa mediante un análisis paramétrico respecto del número de colectores y el volumen de acumulación. El sistema propuesto es capaz de suministrar alrededor del 88% del calor anual necesario para el proceso de lavado y el abastecimiento de agua caliente sanitaria, además de permitir una remoción de agua mediante secado cercana al 97% de lo requerido.

- Se ha realizado una evaluación económica, la cual indica que el sistema propuesto es rentable frente a un sistema alternativo en base a GLP, con un retorno de la inversión a los 17 años a una tasa de descuento del 3 %, la cual se considera adecuada al tratarse de un proyecto no lucrativo.

Cabe destacar que, mediante el trabajo realizado, se ha demostrado que los colectores de tubos evacuados tipo *heat pipe* presentan una mejor eficiencia que los colectores planos ante los bajos niveles de temperatura ambiente registrados en Visviri. Esto se traduce en una leve ventaja económica, lo cual se suma a las ventajas prácticas de los colectores de tubos de calor: ofrecen facilidad de montaje y mantención, acumulan menos polvo y presentan una mejor respuesta ante condiciones de estancamiento.

Dados los resultados obtenidos, se recomienda implementar el sistema propuesto en Visviri, ya que éste no sólo representa una alternativa amigable con el medio ambiente, sino que además presenta beneficios económicos a largo plazo. Sin embargo, debido al alto costo de instalación estimado, estos beneficios económicos se reducen al disminuir el aporte al proceso de secado, por lo que, en caso de no requerir de un aporte significativo a la demanda de este proceso, no se recomienda implementar un sistema de este tipo.

Del trabajo realizado se extraen importantes lecciones en relación al diseño de sistemas solares térmicos. En primer lugar, se observa la importancia de definir adecuadamente la demanda a satisfacer, ya que variables como la temperatura y la distribución horaria de la demanda inciden fuertemente en el dimensionamiento del sistema. Esto, sumado a una buena simulación en régimen transiente, permite evitar un diseño excesivamente sobredimensionado, lo cual no sólo se traduce en un costo de inversión alto, sino que además, en la práctica, genera problemas por sobrecalentamiento. Por otro lado, se observa la importancia de considerar pérdidas de calor en las tuberías, lo cual, en el caso estudiado, reduce la fracción solar anual en 9 puntos porcentuales.

Es necesario advertir que el diseño propuesto no constituye una versión definitiva. Los equipos que conforman el sistema solar térmico han sido preseleccionados con el fin de evaluar técnica y económicamente el proyecto, no obstante, la selección definitiva escapa a los alcances de este trabajo. Por otro lado, en este trabajo no se aborda el diseño en detalle del intercambiador de flujo cruzado, el cual debe fabricarse al no ser un producto estandarizado, ni las especificaciones del sistema de energía auxiliar, el cual podría consistir simplemente en una resistencia eléctrica.

Se espera que el trabajo realizado esté alineado con los requerimientos del proyecto Ayllu Solar, de manera que el sistema propuesto pueda implementarse en el proyecto y sirva como ejemplo para hacer de la energía solar una alternativa atractiva para el suministro de energía térmica en la región.

# Bibliografía

- [1] Ayllu Solar, “Informes de Proyectos de Referencia. Localidad: Visviri. Aplicación: Energía solar para un centro de acopio y procesamiento de fibra de camélidos, sistema de esquila móvil y micro-red en Visviri,” 2016.
- [2] —, “Memoria Descriptiva Anteproyecto: Energía solar para un centro de acopio y procesamiento de fibra de camélidos, sistema de esquila móvil y micro-red en Visviri,” 2017.
- [3] A. Rosas, *Estudio de las principales características de la fibra de alpaca grasienta y de las condiciones de su proceso de lavado*, Universidad Nacional de Ingeniería, Lima, Perú, 2012.
- [4] L. Haar, J. S. Gallagher, and G. S. Kell, *NBS/NRC Steam Tables*. Hemisphere Publishing Co., 1984.
- [5] S. Klein, “Engineering Equation Solver (EES) V10.281-3D,” 2017.
- [6] Superintendencia de Servicios Sanitarios, “Manual para el hogar,” 2011. [Online]. Available: [http://www.siss.gob.cl/577/articles-8644\\_Manual\\_para\\_hogar.pdf](http://www.siss.gob.cl/577/articles-8644_Manual_para_hogar.pdf)
- [7] J. Duffie and W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- [8] Universidad de Chile, “Explorador Solar,” 2017. [Online]. Available: <http://ernc.dgf.uchile.cl:48080/inicio>
- [9] Instituto de Investigaciones Agropecuarias, “Agromet | Estaciones,” 2017. [Online]. Available: <http://agromet.inia.cl/estaciones.php>
- [10] A. Molina, *Un modelo semi-empírico para la radiación solar en Chile*, Universidad de Chile, Santiago, Chile, 2012.
- [11] —, “Modelo de Radiación Solar,” 2017. [Online]. Available: <http://ernc.dgf.uchile.cl:48080/downloads/radiacion.pdf>
- [12] Appsol, “Manual de diseño de Sistemas Solares Térmicos para la Industria Chilena,” 2015. [Online]. Available: <http://appsol.cl/wp-content/uploads/2017/03/APPSOL.Manual-FINAL.pdf>

- [13] International Energy Agency, “Technology Roadmap: Solar Heating and Cooling,” 2012. [Online]. Available: [https://www.iea-shc.org/data/sites/1/publications/2012\\_SolarHeatingCooling\\_Roadmap.pdf](https://www.iea-shc.org/data/sites/1/publications/2012_SolarHeatingCooling_Roadmap.pdf)
- [14] SPF Institut für Solartechnik, “SPF Online Kollektorkatalog,” 2017. [Online]. Available: <http://www.spf.ch/index.php?id=111>
- [15] European Solar Thermal Industry Federation, “The Solar Keymark Database,” 2017. [Online]. Available: <http://www.solarkeymark.dk/>
- [16] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2011.
- [17] S. G. Kandlikar and R. K. Shah, “Multipass plate heat exchangers - Effectiveness-NTU results and guidelines for selecting pass arrangements,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 111, no. 2, pp. 300–313, 1989.
- [18] S. Kakaç, L. Hongtan, and A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*, 3rd ed. Boca Raton, Florida: CRC Press, 2012.
- [19] J. D. Kumana and S. P. Kothari, “Predict storage-tank heat transfer precisely,” *Chemical Engineering*, vol. 89, pp. 127–132, 1982.
- [20] S. Klein, “Transient System Simulation Program (TRNSYS) V17,” 2012.
- [21] The Engineering ToolBox, “Copper Tubes - ASTM B88,” 2017. [Online]. Available: [https://www.engineeringtoolbox.com/astm-copper-tubes-d\\_779.html](https://www.engineeringtoolbox.com/astm-copper-tubes-d_779.html)
- [22] P. J. Pritchard and J. C. Leylegian, *Fox and McDonald’s Introduction to Fluid Mechanics*, 8th ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2011.
- [23] J. G. Saldarriaga V., *Hidráulica de tuberías*, 1st ed. Santafé de Bogotá, D. C., Colombia: McGraw-Hill Interamericana, S. A., 1998.
- [24] The Engineering ToolBox, “Emissivity Coefficients of some common Materials,” 2017. [Online]. Available: [https://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d\\_447.html](https://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d_447.html)
- [25] F. Mauthner and S. Herkel, “Technology and Demonstrators,” Tech. Rep., 2016. [Online]. Available: [http://www.solarthermalworld.org/sites/gstec/files/news/file/2016-05-28/iea-shc\\_task\\_52\\_stc1-classification\\_and\\_benchmarking\\_2016-03-31\\_report.pdf](http://www.solarthermalworld.org/sites/gstec/files/news/file/2016-05-28/iea-shc_task_52_stc1-classification_and_benchmarking_2016-03-31_report.pdf)
- [26] Comisión Nacional de Energía, “Precios de Cilindros de Gas Licuado de Petróleo en línea,” 2018. [Online]. Available: [http://www.gasenlinea.gob.cl/index.php/web/buscador?rere\\_id=0](http://www.gasenlinea.gob.cl/index.php/web/buscador?rere_id=0)
- [27] The Engineering ToolBox, “Fuels - Higher and Lower Calorific Values,” 2017. [Online]. Available: [https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-higher-calorific-values-d\\_169.html](https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-higher-calorific-values-d_169.html)

- [28] University of Nebraska-Lincoln, “Motions of the Sun Simulator,” 2017. [Online]. Available: <http://astro.unl.edu/naap/motion3/animations/sunmotions.html>

# Anexos

# Anexo A: Ficha técnica de la máquina de lavado



PROFESSIONAL LAUNDRY

## Lavadora Alto Centrifugado W5130H

### Características y ventajas

- **Características de Compass Pro<sup>®</sup>** :
  - Pantalla grande con botón selector para fácil selección de programa
  - Selección de idioma
  - Botones de selección y otras opciones para los programas de lavado más frecuentes
  - Bloques de programas de lavado optimizados en cuanto a ahorro, rendimiento y tiempo. (Disponible en programas generales)
- **AS – Ahorro automático (AS por sus siglas en inglés):**
  - La máquina pesa la ropa y regula la cantidad de agua y la energía que se van a utilizar en función de la carga. Esto se traduce en un importante ahorro si la máquina no está totalmente llena. (Disponible en programas generales)
- Consumos extremadamente bajos de agua y energía (consulte la siguiente tabla)
- Cubeta de detergente con cuatro compartimentos para la dosificación manual del detergente en polvo o líquido
- Centrifugado muy eficaz en el secado de la carga
- Puerta con junta y bisagras de gran resistencia
- Acero inoxidable y galvanizado en todas las piezas importantes para conseguir un alto nivel de protección contra la oxidación
- **Power Balance:**
  - Maximiza la fuerza de extracción, garantizando así un centrifugado más eficaz y un mayor ahorro en el secado
  - Minimiza la tensión en la máquina, con un funcionamiento carente de problemas y un aumento de la vida útil de la misma
  - Reduce las vibraciones, permitiendo así instalar la máquina en cualquier ubicación



Las imágenes mostradas solamente son representaciones del producto y pueden darse variaciones.

### Opciones principales

- Suministro automático de detergente líquido (tarjeta E / S opcional)
- Conexión a sistema de reservas- / pago o de contador de monedas
- Sistema de equilibrado dinámico (Dynamic Balancing System™) que elimina ruidos y vibraciones

Especificaciones principales			W5130H			
Capacidad máx. factor de llenado 1:9	kg/lb		14/30			
Volumen del tambor,	litros		130			
diámetro	Ø mm		650			
Centrifugado	rpm		1115			
Factor G			450			
Alternativas de calentamiento estándar	electricidad	kW	13.0			
	vapor		x			
	sin calent		x			
<b>Datos de consumo "Normal 60°C"</b>			Ei		Vapor***	
<b>Ahorro*</b>			Carga completa, 14 kg	Media carga**, 7 kg	Carga completa, 14 kg	Media carga**, 7 kg
Tiempo total	min		49	45	49	45
Consumo de agua (fría+caliente)	litros		90+22	48+12	112+0	60+0
Consumo de energía (motor/calentamiento/agua caliente)	kWh		0.3/0.65/1.4	0.3/0.35/0.75	0.3/-	0.3/-
Consumo de vapor	kg		-	-	3	1.65
Humedad residual	%		48	49	48	49

\* Temperatura de agua fría 15 °C y caliente 65 °C.  
 \*\* Programas con AS.  
 \*\*\* En función de la presión del vapor.

Certificados ISO 9001 e ISO 14001, y homologación IP 24D.

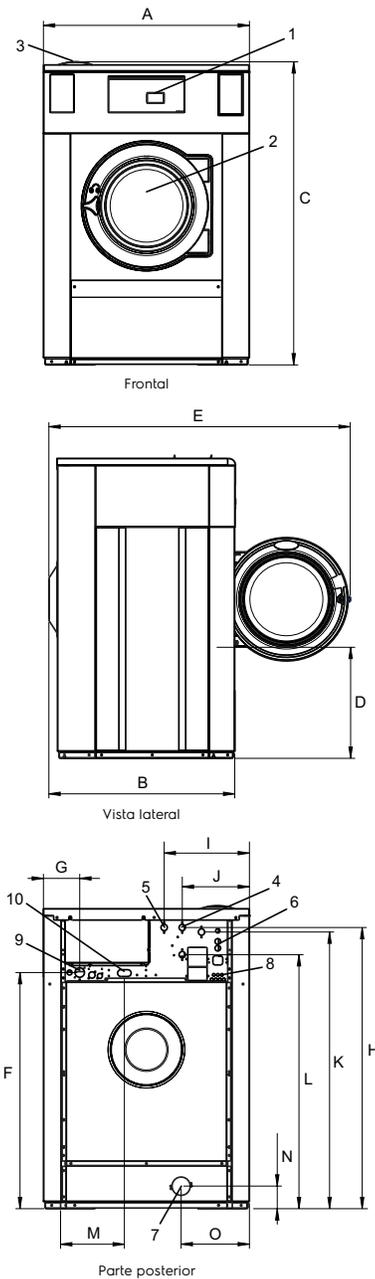
Conexión eléctrica					
Alternativa calentamiento	Tensión principal		Potencia calorífica kW	Potencia total kW	Fusible recomendadode A
	Hz				
Calentamiento eléctrico	220-240V 1 -	50/60	13.0	13.3	63
	220-240V 3 -	50/60	13.0	13.3	35
	380-415V 3N -	50/60	13.0	13.3	20
	440V 3 -	60	13.0	13.3	20
	480V 3 -	60	13.0	13.3	20
Vapor o sin calentamiento	220-480V 1 -	50/60	-	1.2	10

Conexiones de agua y vapor		W5130H
Válvulas de agua	DN	20
Presión del agua	kPa	200-600
Capacidad a 300 kPa	l/min	20
Válvula de descarga	Ø mm	75
Capacidad de descarga	l/min	170
Válvula de vapor	DN	15
Presión de vapor	kPa	300-600
Tomas para detergente líquido		5
Requisitos del suelo		
Frecuencia de la fuerza dinámica	Hz	18.6
Carga sobre el suelo en extracción máxima	kN	3.1 ± 0.5
Niveles de sonido		
Nivel de emisión acústica*		
Lavado	dB(A)	<70
Centrifugado	dB(A)	79
Emisión de calor		
% de potencia instalada, máx.		5
Datos de transporte**		
Peso	kg neto	263
Volumen de transporte	m <sup>3</sup>	1.37
Accesorios		
Base para elevar la máquina		x
Kit de mangueras de entrada de agua y/o vapor		x
Colector de pelusa		x
Dimensiones en mm		
A Anchura		910
B Profundidad		821
C Altura		1340
D		491
E		1331
F		1044
G		160
H		1243
I		377
J		297
K		1223
L		1123
M		282
N		100
O		302
1 Panel de control	7 Descarga	
2 Abertura de la puerta Ø 395 mm	8 Conexiones de entrada de líquidos	
3 Cubeta del detergente	9 Conexión eléctrica	
4 Agua fría	10 Conexión de vapor	
5 Agua caliente		
6 Reutilización del agua		

Panel frontal y paneles laterales en gris claro y azul (RAL 260 70 05, 250 60 30)

\* Nivel de presión acústica de emisiones ponderada en A en los lugares de trabajo.

\*\* Datos medios. El peso/volumen de transporte una vez embalado depende de la configuración. Póngase en contacto con el departamento de logística para conocer las medidas exactas.



# Anexo B: Ficha técnica del colector solar seleccionado



## C917

### Solar Collector Factsheet Hitek-Solar NSC-58-30



**Modelo** NSC-58-30  
**Tipo** Colector tubular  
**Fabricante** Wuxi High New Tech Industrial Development Company  
**Dirección** No. 25 Zhujiang Road  
CN-214028 Wuxi  
**Teléfono** +86 510 8521 7266  
**Telefax** +86 510 8522 6461  
**Email** wuxisolar@vip.sina.com  
**Internet** [www.hitek-solar.com](http://www.hitek-solar.com)  
**Fecha de ensayo** 08.2008

- Ensayo de rendimiento EN12975:2006
- Ensayo de durabilidad EN12975:2006



#### Dimensiones

Longitud total	1.990 m
Anchura total	2.487 m
Superficie bruta	4.949 m <sup>2</sup>
Área de apertura	2.800 m <sup>2</sup>
Área de absorbedor	2.401 m <sup>2</sup>
Peso vacío	102 kg

#### Datos técnicos

Caudal mínimo	120 l/h
Caudal nominal	180 l/h
Caudal máximo	300 l/h
Contenido de fluido	1.8 l
Presión máxima de operación	8 bar
Temperatura de estancamiento	187 °C

#### Montaje del captador

- En tejado con inclinación
- Integrado en tejado con inclinación
- Sobre tejado plano con estructura
- A la fachada

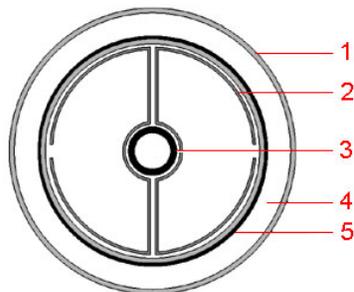
#### Informaciones adicionales

- Módulos disponibles en diversos tamaños
- Cubierta intercambiable

#### Conexiones hidráulicas

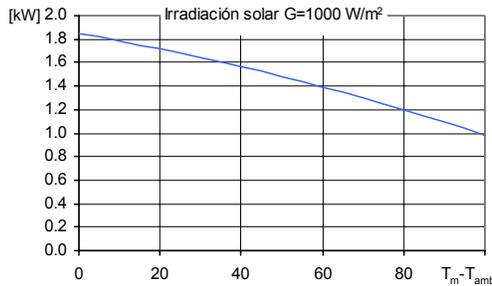
Tubo de cobre, diámetro nominal 22 mm

#### Construcción

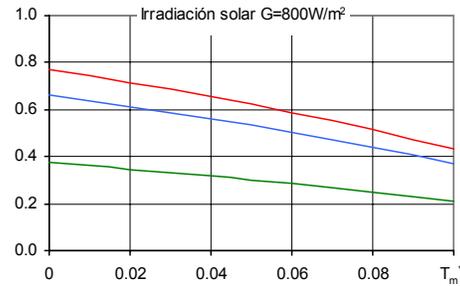


- 1 Cubierta
- 2 Chapa para la conducción del calor
- 3 Tubo de calor
- 4 Vacío
- 5 Absorbedor

**Rendimiento máximo  $W_{peak}$**



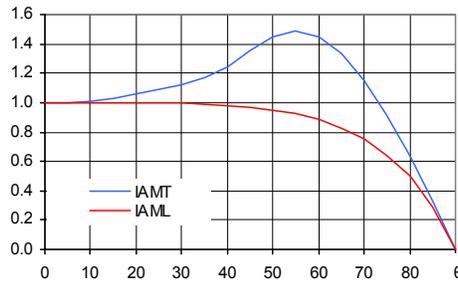
**Eficiencia relativa  $\eta$**



<b>Rendimiento máximo <math>W_{peak}</math></b>	1846 W	<b>Área referencia Total</b>	0.373	<b>Apertura</b>	0.659	<b>Absorbedor</b>	0.769
<b>Capacidad térmica*</b>	33.7 kJ/K	$\eta_0$	0.373	0.659	0.769		
<b>Caudal usado para los ensayos</b>	160 l/h	$a_1$ [WK <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup> ]	1.22	2.16	2.52		
<b>Fluido de transferencia de calor</b> Agua-Glicol 33.3%		$a_2$ [WK <sup>-2</sup> m <sup>-2</sup> ]	0.0051	0.0091	0.0106		

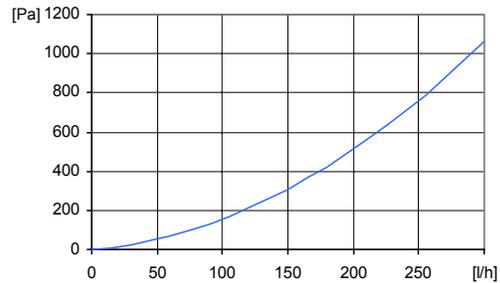
\*) Capacidad térmica específica C del captador sin líquido, determinado según 6.1.6.2 del EN12975-2:2006

**Modificador del ángulo IAM**



<b>K1, transversal IAM a 50°</b>	1.44
<b>K2, longitudinal IAM a 50°</b>	0.95

**Caída de presión  $\Delta p$**



<b>Caída de presión para caudal nominal:</b>	$\Delta p = 424 \text{ Pa}$ (T=20°C)
--	--------------------------------------

**SPF Simulación de sistemas con Polysun**

Breve descripción del sistema	Superficie requerida** Número de captadores	Rendimiento solar**
<b>Agua caliente sanitaria: Fss* = 60%</b> Clima: Suiza central, orientación del captador: Sur, agua fría 10°C, agua caliente sanitaria 50° Depósito 450 litros, Inclinación del captador 45°, Necesidad diaria de energía 10 kWh (4-6 personas), Necesidad energética del sistema de referencia 4200 kWh/año	4.71 m <sup>2</sup> 1.7 captadores	542 kWh/m <sup>2</sup>
<b>Pre calentamiento del ACS: Fss* = 25%</b> 2 depósitos: 1500 litros & 2500 litros, Inclinación del captador 30°, Agua caliente sanitaria 10'000 l/día (200 personas), Pérdida diaria de calor (circulación & depósito) 60 kWh, Necesidad energética del sistema de referencia 191'700 kWh/año	62.9 m <sup>2</sup> 22.5 captadores	764 kWh/m <sup>2</sup>
<b>Calefacción de espacio: Fss* = 25%</b> Almacenamiento combinado 1200 litros, Inclinación del captador 45°, Necesidad diaria de energía 10 kWh (4-6 personas), Edificio 200 m <sup>2</sup> , Construcción intermedia fuerte, bien aislada, Necesidades potencia de calentamiento 5.8 kW (temperatura exterior -8°C), Necesidades energéticas de calentamiento 12140 kWh/año, Necesidades energética del sistema referencia 16340 kWh/año	13.6 m <sup>2</sup> 4.9 captadores	400 kWh/m <sup>2</sup>

\*) Fractional solar savings: Fracción de la energía final que, gracias al sistema solar, puede ser ahorrada comparada con un sistema de referencia.  
\*\*) La necesidad en superficie y el rendimiento solar son definidos en relación a la superficie de abertura.

# Anexo C: Ficha técnica del estanque seleccionado

## Technical Features

### Cylinder

- Models: **BG800/ BG1000/ BG1500/ BG2000/ BG3000/ BG5000**;  
Maximum Working Pressure: **10 bar**;  
Maximum Working Temperature: **95°C**;  
Fluid: Domestic Hot Water (DHW).

ELBI BG cylinders are in compliance with European Directive No. 3.3 - 97/23/EC (PED)

### Heat exchangers

- Heating Surface: **1.80/ 2.50/ 3.20/ 4.50 m<sup>2</sup>**;  
Fluid: Heated Water  
Maximum Working Pressure: **12 bar**;  
Maximum Working Temperature: **110°C**

The Supplementary coils must be ordered separately (the assembly of the heat exchangers is under the installer's responsibility).

### Insulation

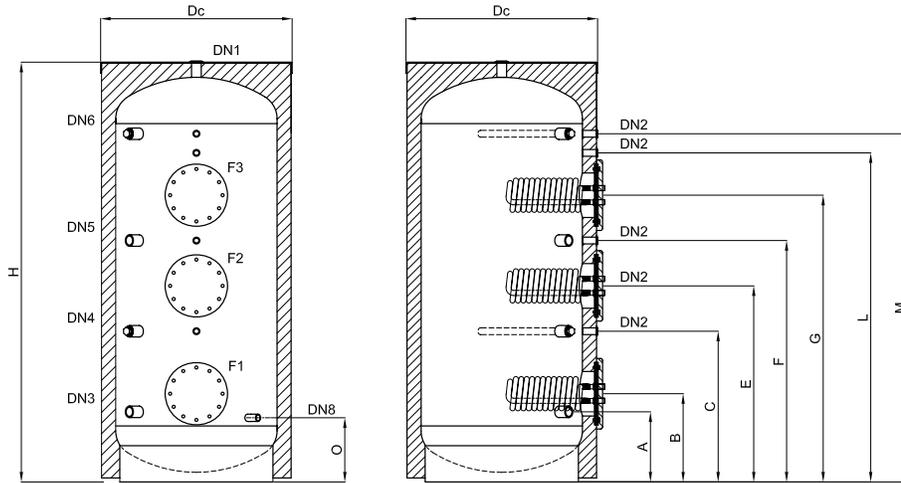
- Material:
  - BG800+BG1000
    - Injected Polyurethane c/w 95% closed cells;
    - Thickness: **50 mm**.
    - Minimum Density 40 kg/m<sup>3</sup>;
    - Thermal Conductivity: 23,5 mW/m °K;
    - DIN 4102 Combustion Category: **B3**;
    - Cover (External finish): RAL9006 grey Polystyrene.
  - BG1500+BG5000
    - Material: Expanded soft open cells polyurethane.
    - Thickness: **50 mm**.
    - Thermal Conductivity 39 mW/mK;
    - External finish : PVC white colour RAL9016.

## Dimensional information

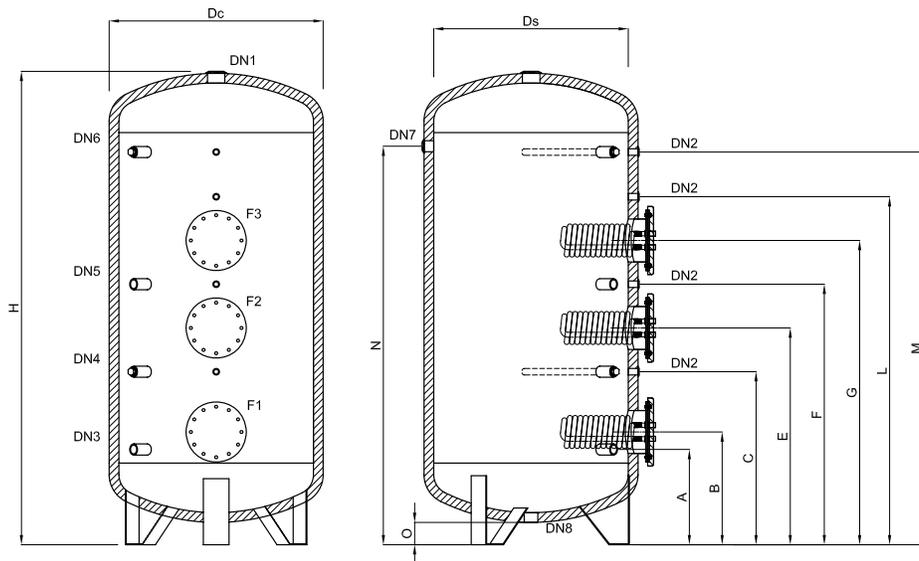
Modello	Litre	Ds mm	Dc mm	H mm	A mm	B mm	C mm	E mm	F mm	G mm	L mm	M mm	N mm	O mm	DN1	DN8
<b>BG</b>	<b>800</b>	800	900	1785	345	435	645	855	995	1325	1185	1465	-	320	1.1/2"	3/4"
	<b>1000</b>	800	900	2035	350	440	750	975	1200	1505	1565	1730	-	320	1.1/2"	3/4"
	<b>1500</b>	1000	1100	2465	500	590	900	1125	1350	1575	1800	2030	2060	565	2.1/2"	2"
	<b>2000</b>	1100	1200	2435	470	560	870	1095	1320	1545	1770	2000	2030	500	2.1/2"	2.1/2"
	<b>3000</b>	1250	1350	2770	485	575	885	1110	1335	1560	1785	2215	2345	510	2.1/2"	2.1/2"
	<b>5000</b>	1600	1700	2920	570	660	970	1195	1420	1645	1870	2300	2430	615	2.1/2"	2.1/2"

DN1: Draw-offs (DHW); **DN2: 3/4"** (Controls: Thermometer, Thermostat); **DN3: 1 1/2"** (Mains Water supply); **DN4: 1 1/2"** (Magnesium Anode); **DN5: 1 1/2"** (Immersion Heater); **DN6: 1 1/2"** (Magnesium Anode); **DN7: 1 1/2"** (Supplemental Connection); **DN8: Drain**; **F1- F2-F3: Opening I.D. mm. 210 (c/w blind flange).**

**BG 800 – 1000**



**BG 1500 – 2000 – 3000 – 5000**



# Anexo D: Ficha técnica del aislamiento térmico de las tuberías

## TUBOS, PLANCHAS Y CINTAS AUTOADHESIVAS

ESPUMA ELASTOMÉRICA

### DATOS TÉCNICOS

- Coeficiente de conductividad térmica ( $\lambda$ ): 0,029 W/mk. a 0 °C; 0,031 W/mk a 20 °C; 0,033 W/mk a 50 °C.
- Rango operativo de -60 °C y +105 °C.
- Resistencia a la difusión de vapor de agua ( $\mu \geq 7000$ ).
- Resistencia al fuego auto extingible, clasificación B-1 Din 4102.

### PROPIEDADES

- Absorción de agua: 1% (vol) máx.
- Alta resistencia mecánica.
- Alta flexibilidad y fácil instalación.
- Anti vibración.
- Anti corrosión.
- Anti condensación.

### FORMATOS

#### PLANCHAS DE ESPUMA ELASTOMÉRICA

Espesor	Ancho	M2 x rollo
9mm	1mt	18
13mm	1mt	12
19mm	1mt	8
25mm	1mt	6
32mm	1mt	5

#### CINTA ADHESIVA DE ESPUMA ELASTOMÉRICA

Espesor	Ancho	M x rollo
3mm	50mm	10mt
3mm	50mm	15mt

### DETALLE DE EMBALAJE, DIMENSIONES Y TOLERANCIAS DE TUBOS DE ESPUMA ELASTOMÉRICA

Ø Interno nominal del aislamiento	Tolerancia Ø interno del aislamiento mm	Diámetro exterior de la tubería			Espeor 1/4"	Espeor 3/8"	Espeor 1/2"	Espeor 3/4"	Espeor 1"
		Cobre Pulg	Fierro Pulg	Plástico mm	6mm / Ml x caja	9mm / Ml x caja	13mm / Ml x caja	19mm / Ml x caja	25mm / Ml x caja
6mm	6.5-8.5	1/4"	-	-	528	312	-	-	-
10mm	8.5-10.5	3/8"	1/4"	-	384	264	192	-	-
12mm	13-14.5	1/2"	-	-	-	216	144	88	-
15mm	16.5-18	5/8"	3/8"	16	-	184	128	72	-
18mm	19.5-21	3/4"	-	-	-	144	120	66	-
22mm	22.5-24.5	7/8"	1/2"	20	-	128	96	60	42
28mm	29-31	1 1/8"	3/4"	-	-	96	72	48	36
35mm	36-39	1 3/8"	1"	32	-	72	64	40	28
42mm	43-46	1 5/8"	1 1/4"	40	-	56	48	30	24
48mm	50-53	-	1 1/2"	-	-	52	42	28	20
54mm	55-58	2 1/8"	-	50	-	40	32	24	20
60mm	62-65.5	2 3/8"	2"	-	-	40	36	24	18
66mm	67-70.5	2 5/8"	-	63	-	46	36	22	14
76mm	78-82	3"	2 1/2"	75	-	42	28	16	12
80mm	82-86	3 1/8"	-	-	-	-	28	16	-
90mm	91.5-96	3 1/2"	3"	90	-	36	24	16	12
104mm	106-111	4 1/8"	-	-	-	-	20	12	-
114mm	117-123	4 1/2"	4"	110	-	-	18	12	-
140mm	141.5-145.5	-	5"	140	-	-	-	10	-

Nota: Las dimensiones, valores, tolerancias y datos son referenciales y pueden ser modificadas.

Los Tejedores 160  
Parque Industrial La Reina, Santiago - Chile

Calle El Otoño 498  
Lote 6, Parcela 9, El Taqueral, Lampa, Santiago - Chile

e-mail: ventas@isoplast.cl  
Tel/Fax: 56 - 2 - 275 2510  
www.isoplast.d

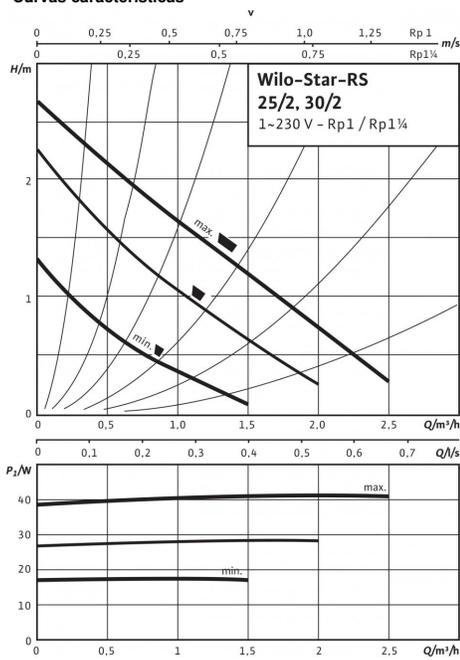


# Anexo E: Ficha técnica de la bomba seleccionada

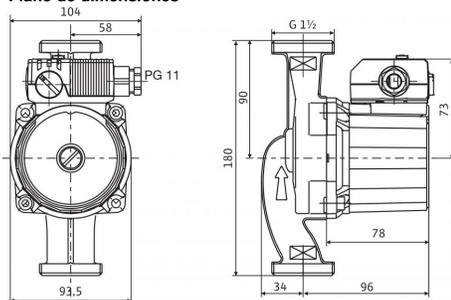


## Ficha técnica: Star-RS 25/2

### Curvas características



### Plano de dimensiones



Motor horizontal  
Permite colocación de caja de bornes para posiciones de 3, 6, 9 y 12 horas

### Fluidos admisibles (se pueden solicitar otros)

Agua de calefacción (según VDI 2035)  
Mezclas de agua/glicol (máx. 1:1; a partir de un 20 % de aditivo se deben comprobar los datos de impulsión)

### Campo de aplicación autorizado

Rango de temperaturas con temperatura ambiente máx. +40 °C  
Presión de trabajo máxima admisible  $P_{max}$

### Conexiones de tubería

Racor Rp 1  
Rosca G 1½  
Longitud efectiva  $L_0$  180 mm

### Motor/componentes electrónicos

Compatibilidad electromagnética EN 61800-3  
Emisión de interferencias EN 61000-6-3  
Resistencia a interferencias EN 61000-6-2  
Regulación de la velocidad -  
Tipo de protección IP 44  
Clase de aislamiento F  
Alimentación eléctrica 1-230 V, 50 Hz  
Velocidad  $n$  1660 / 2210 / 2250 rpm  
Consumo de potencia  $P_2$  18 / 30 / 45 W  
Intensidad absorbida  $I$  0,08 / 0,13 / 0,20 A  
Protección de motor no requerida (resistente al bloqueo)  
Prensaestopos PG 1x11

### Materiales

Carcasa de la bomba Fundición gris (EN-GJL-200)  
Rodete Plástico (PP - 40% GF)  
Eje de la bomba Acero inoxidable (X40Cr13)  
Cojinete Carbono, impregnado de metal

Altura de entrada mín. en la boca de aspiración para evitar la cavitación a la temperatura de impulsión del agua  
Altura de entrada mín. a 50/95/110 °C 0,5 / 3 / 10 m

### Información de pedido

Marca Wilo  
Ref. 4032952  
Tipo Star-RS 25/2  
Peso aprox.  $m$  2,47 kg

Ejecución ...RG, con carcasa de la bomba de bronce

Ejecución... L con conexión para ventilador