



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

ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICA Y ECONÓMICA DE UNA PLANTA DE
SECADO DE ARÁNDANOS EN BASE A ENERGÍA GEOTÉRMICA EN LA
LOCALIDAD DE LIQUIÑE

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PEDRO PABLO DURÁN HERMOSILLA

PROFESOR GUÍA:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
JOSÉ CARDEMIL IGLESIAS
DIEGO MORATA CÉSPEDES

SANTIAGO DE CHILE
2018

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: PEDRO PABLO DURÁN HERMOSILLA
FECHA: 2018
PROF. GUÍA: ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICA Y ECONÓMICA DE UNA PLANTA DE SECADO DE ARÁNDANOS EN BASE A ENERGÍA GEOTÉRMICA EN LA LOCALIDAD DE LIQUIÑE

El consumo de energía es uno de los grandes medidores del progreso de una sociedad. Dentro de los próximos 30 años el uso de energías renovables como fuente principal se hace imperioso. Es por esto, que en este trabajo de título se busca evaluar la factibilidad técnica y económica en un proceso industrial alimentado por una fuente de energía renovable: la energía geotermal.

Específicamente se buscará evaluar técnica y económicamente la factibilidad de un secador de arándanos en la localidad de Liquiñe, Región de Los Ríos, Chile. En este sector se encuentra la falla Liquiñe-Ofqui, un conjunto de fallas geológicas que controla varios volcanes en la zona. La existencia de volcanes facilita enormemente la extracción de energía geotermal. Incluso en lugares como Liquiñe se generan afluentes de agua a altas temperaturas. Debido a esta facilidad de extracción de energía, se selecciona esta localidad para implementar el secador de arándanos, fruto que se produce en gran cantidad en la zona y que deshidratado adquiere un gran valor agregado para su posterior comercialización.

Dentro de la literatura, los secadores de frutas se han empleado extensamente, siendo en la mayoría de los casos, el secador en horno convectivo, el tipo seleccionado, que se basa en aire a alta temperatura fluyendo dentro de una cámara donde se encuentra el fruto, extrayendo mediante transferencia de calor y masa el agua desde el interior del fruto.

La metodología en este trabajo, consiste en generar un modelo transiente en el software TRNSYS que captura el comportamiento termodinámico del secador durante la temporada de arándanos (diciembre - marzo), para luego seleccionar los equipos reales a utilizar y finalmente realizar un análisis económico del proyecto.

Los resultados de la simulación arrojaron que efectivamente es posible instalar un secador de arándanos en Liquiñe utilizando como fuente de calor el agua a alta temperatura de la zona, en el cual se pueden procesar hasta 641 kilogramos de arándanos frescos al día, los que generan 177 kilogramos de arándanos deshidratados en un proceso que tarda 10 horas.

Una vez obtenidos los resultados de simulación y los equipos seleccionados, el análisis económico del proyecto, con un horizonte de evaluación de 7 años, arrojó que es necesaria una inversión de \$11.140.000 con lo cual se obtiene un VAN de \$16.056.000, siendo la compra de arándanos frescos el costo operacional más elevado llegando a ser \$1.282.000 diarios.

Se concluye que el proyecto técnicamente es factible utilizando la surgencia principal de las Termas de Hipólito Muñoz y que existe la cantidad de arándanos frescos en la zona para cargar el secador durante la temporada. Económicamente hablando, el hecho de utilizar una fuente geotermal en vez de una fuente convencional para calentar el aire hace que el proyecto sea factible, de otra forma, bajo las mismas condiciones, el VAN del proyecto resulta negativo.

A mi Padre que no alcanzó a acompañarme hasta este momento,
A mi Hermana que me ha ayudado y escuchado,
Pero por sobre todo a mi Madre que siempre ha sabido guiar esta familia.

Agradecimientos

Siempre recordaré mi paso por esta facultad por varios motivos, entre los cuales se incluyen la cantidad de gente valiosa que conocí, las amistades que forjé, los largos periodos de estudios, la posibilidad de irme al extranjero pero por sobretodo por los infinitos momentos y experiencias que viví.

Por la puerta de Beauchef 850, en marzo del 2012 entró un joven cargado de ilusiones y hoy, agosto del año 2018 sale por la puerta de Beauchef 851 una persona distinta; más centrada, más madura y más feliz. Este Trabajo de Título, marca el fin de una etapa pero a la vez el comienzo de otra, y no hubiese sido posible realizarlo sin la ayuda de mucha gente.

En primer lugar, mi familia siempre fue un apoyo incondicional en estos 6 años, en especial mi madre Ada, que siempre ha estado atenta y preocupada por mí sin dejar de ser una gran mujer, a ella todo mi amor. También es necesario mencionar a mi hermana Camila, con la cual hemos llevado una muy buena relación a nuestra manera. Finalmente a mi abuela Edith, por su compañía y preocupación en momentos difíciles, siempre aportando con una sonrisa y cariño.

En segundo lugar, quisiera agradecer a mi profesor guía Álvaro Valencia, que siempre estuvo dispuesto a resolver mis dudas en cualquier momento, por su orientación ya que sin ella, este trabajo no habría sido posible. También agradecer a mi profesor co-guía José Cardemil, por su disposición y sus conocimientos técnicos, además de guiarme en la presentación de este informe.

A mis amistades forjadas en esta universidad que siempre fueron un punto de apoyo a lo largo de esta carrera, ya sea jugando fútbol, estudiando o carreteando. Mis agradecimientos a Alberto, Melissa, Diego, Arturo, Pedro, Mariana, Gonzalo, entre muchos más.

Para finalizar, agradecer a Claudia que me ayudó en la elaboración de varias imágenes que contiene este Trabajo de Título, ya que sin ella, probablemente la calidad de éstas hubiese sido peor. También a los dueños de las Termas Hipólito Muñoz, quienes con la mejor de las intenciones me abrieron las puertas de su recinto para realizar mediciones.

Me siento feliz y agradecido de la vida por haber completado mis estudios en esta escuela, a la que siempre le tendré un cariño especial.

Tabla de Contenido

Índice de Tablas	viii
Índice de Ilustraciones	ix
1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.2. Objetivos	2
1.2.1. Objetivo General	2
1.2.2. Objetivos Específicos	2
1.3. Alcances	3
2. Antecedentes bibliográficos	4
2.1. Energía geotérmica	4
2.1.1. Energía geotérmica de alta, media y baja entalpía	5
2.2. Localidad de Liquiñe	5
2.2.1. Falla Liquiñe-Ofqui	7
2.3. Tipos de plantas de secado de frutas	8
2.3.1. Deshidratador rotatorio	8
2.3.2. Secador al vacío	9
2.3.3. Deshidratador convectivo en horno de bandejas	9
2.4. El arándano como fruto y su proceso de deshidratación	11
2.4.1. Antecedentes generales del arándano	11
2.4.2. Producción nacional de arándanos	11
2.4.3. Curvas de secado del arándano	12
2.5. Antecedentes termodinámicos	14
2.5.1. Aire seco y aire atmosférico	14
2.5.2. Aire como gas ideal	15
2.5.3. Humedad específica y relativa del aire	15
2.5.4. Temperatura de punto de rocío	15
2.5.5. La carta psicrométrica	16
3. Metodología	17
3.1. Toma de datos en la localidad de Liquiñe	17
3.2. Descripción del Modelo de Simulación	21
3.2.1. Descripción de la configuración utilizada	21
3.2.2. TMY (Type 15-6) - Datos meteorológicos	23
3.2.3. Forcing Function (Type 14h) - ON/OFF ventilador y bomba	25

3.2.4.	Pump (Type 114) - Bomba hidráulica	27
3.2.5.	Fan (Type 112a) - Ventilador	27
3.2.6.	Heat Exchanger (Type 91) - Intercambiador de calor	27
3.2.7.	Dehydrating Chamber (Type 88) - Cámara de secado	28
3.3.	Dimensionamiento de equipos a utilizar	30
3.3.1.	Intercambiador de Calor	31
3.3.2.	Ventilador	32
3.3.3.	Cámara de Secado	33
4.	Selección de Equipos	36
4.1.	Intercambiador de Calor	36
4.2.	Bomba Hidráulica	38
4.3.	Ventilador Centrifugo	38
4.4.	Cámara de Secado	40
5.	Resultados Técnicos	43
5.1.	Toma de datos en la localidad de Liquiñe	43
5.2.	Capacidad de carga del secador	44
5.3.	Resultados simulación	46
5.3.1.	Evolución de la temperatura en el modelo de simulación	47
5.3.2.	Evolución de la humedad relativa en el modelo de simulación	48
5.3.3.	Evolución de la humedad absoluta en el modelo de simulación	50
5.3.4.	Simulación transiente durante una temporada de arándanos	51
5.4.	Corroboración de las simulaciones mediante la carta psicrométrica	52
5.5.	Análisis de sensibilidad técnico	57
5.6.	Layout del secador	58
6.	Análisis Económico	62
6.1.	Inversión	62
6.1.1.	Equipos	62
6.1.2.	Cámara de Secado	63
6.1.3.	Extras	64
6.1.4.	Montaje y Traslado	65
6.1.5.	Resumen inversión	65
6.2.	Costos Operacionales	66
6.3.	Flujo de Caja	68
6.4.	Análisis de sensibilidad económico	69
6.5.	Modelo de negocio alternativo	70
7.	Conclusiones y Comentarios	71
	Bibliografía	74
8.	Anexos	76
8.1.	Anexo A: Metodología y cálculo de la capacitancia térmica de la cámara de secado	76
8.2.	Anexo B: Metodología y cálculo del coeficiente global de transferencia U en el intercambiador de calor	77

8.3. Anexo C: Metodología y cálculo de los coeficientes convectivos al interior y exterior de la cámara de secado	80
-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

Índice de Tablas

3.1.	Coordenadas geográficas de Termas de la Armada y Termas de Hipólito Muñoz	17
3.2.	Especificación de componentes de la configuración en TRNSYS	23
3.3.	Cronograma diario del proceso de secado de arándanos	26
3.4.	Valores de temperatura, caudal y potencia disponible de la surgencia principal de termas Hipólito Muñoz	31
3.5.	Resumen dimensionamiento de cámara de secado	35
5.1.	Temperatura y caudal medidos en surgencia principal de Termas Hipólito Muñoz	43
5.2.	Temperatura y caudal medidos en surgencia secundaria de Termas Hipólito Muñoz	44
5.3.	Temperatura y caudal medidos en surgencia principal de Termas de la Armada	44
5.4.	Resumen de toma de datos en la localidad de Liquiñe	44
5.5.	Resumen análisis sensibilidad técnico	58
6.1.	Valores de equipos principales a utilizar en el secador	63
6.2.	Valor de componentes de la cámara de secado	64
6.3.	Valor de componentes extras a utilizar en el secador	64
6.4.	Valor de la inversión necesaria para montar la cámara de secado	65
6.5.	Resumen de la inversión en el secador de arándanos	66
6.6.	Potencia eléctrica diaria demandada por el secador	67
6.7.	Costos operacionales del secador de arándanos	67
6.8.	Flujo de caja del proyecto	69

Índice de Ilustraciones

2.1. Ubicación de Liquiñe en la Región de los Ríos	5
2.2. Localidad de Liquiñe	6
2.3. Climograma de Liquiñe	7
2.4. Extensión de la falla Liquiñe-Ofqui	8
2.5. Esquema de deshidratador rotatorio	9
2.6. Diagrama secador de bandejas	10
2.7. Curva típica de secado de frutas	13
2.8. Curva de secado del arándano con aire a 60°C y a una velocidad de 3 m/s .	14
2.9. Esquema de un diagrama psicrométrico	16
3.1. Surgencia principal que abastece a las Termas de Hipólito Muñoz	18
3.2. Estanque de acumulación de la surgencia principal en Termas de Hipólito Muñoz	18
3.3. Surgencia secundaria que abastece a las Termas de Hipólito Muñoz	20
3.4. Esquema de la configuración utilizada en el software TRNSYS	22
3.5. Modelo de simulación implementado en TRNSYS	23
3.6. Localidad de Curarrehue, desde dónde se obtuvieron los datos meteorológicos	24
3.7. Temperatura y Humedad Relativa para la primera semana del año en Curarrehue	25
3.8. Valores de la función "Forcing Function" para la primera semana del año en Curarrehue	26
3.9. Evolución de la humedad absoluta al interior de la cámara de secado durante la primera semana del año	32
3.10. Esquema de un piso de bandejas dentro de la cámara de secado	34
3.11. Pérdida de carga del aire en función de la velocidad de éste para una separación vertical de 25 mm	35
4.1. Curva del ventilador seleccionado y su punto de operación	39
4.2. Esquema de la materialidad de la cámara de secado	40
5.1. Esquema de distribución de arándanos en cada bandeja	45
5.2. Evolución de la temperatura ambiental y al interior de la cámara de secado durante la segunda semana del año	47
5.3. Evolución de la temperatura ambiental, al interior de la cámara de secado y a la salida del intercambiador de calor durante la segunda semana del año . . .	48
5.4. Evolución de la humedad relativa ambiente y al interior de la cámara de secado durante la segunda semana del año	48
5.5. Evolución de la humedad relativa ambiental, al interior de la cámara de secado y a la salida del intercambiador de calor durante la segunda semana del año	49

5.6.	Evolución de la humedad absoluta al interior de la cámara de secado durante la primera semana del año	50
5.7.	Evolución de la temperatura al interior de la cámara de secado (rojo) y la temperatura ambiente (azul) durante una temporada de arándanos	51
5.8.	Evolución de la humedad relativa al interior de la cámara de secado (rojo) y la humedad relativa ambiente (azul) durante una temporada de arándanos	52
5.9.	Evolución de las propiedades del aire en la carta psicrométrica estándar al ingresar al proceso de secado de arándanos	54
5.10.	Evolución de las propiedades del aire en la carta psicrométrica de altas temperaturas durante el proceso de secado de arándanos	55
5.11.	Layout de la planta de secado	59
5.12.	Vista frontal de los intercambiadores de calor I1 e I2	60
5.13.	Vista lateral de los intercambiadores de calor I1 e I2	61
8.1.	Esquema de un tubo en el intercambiador de calor	77
8.2.	Diagrama del intercambiador de calor dónde se puede apreciar el largo característico H	78

Capítulo 1

Introducción

La energía geotérmica es un tipo de energía renovable limpia utilizada a lo largo de bastante tiempo. Básicamente la energía geotérmica es el contenido calórico al interior de la Tierra que puede ser aprovechado con fines antrópicos. Los reservorios geotérmicos tienen un origen geológico, presentando su mayor potencial en las zonas que están asociadas a volcanes o cordones volcánicos. Este potencial está relacionado con el gradiente térmico promedio de la tierra, el cual aumenta entre 25 a 30°C por kilómetro de profundidad. Sin embargo en zonas volcánicas este gradiente puede llegar a ser significativamente mayor, pudiendo llegar a obtenerse caudales de agua en la superficie a elevadas temperaturas, géiseres, fuentes termales, entre otros.

A nivel global, el consumo de energías renovables marcó un nuevo record de capacidad instalada en 2016 con 161 GW instalados, lo que significa un aumento de la capacidad total mundial del casi 9% con respecto al 2015, hasta alcanzar casi 2.017 GW. Dentro de las energías renovables, la energía solar fotovoltaica representa casi el 47% de la capacidad añadida este 2016, seguida por la eólica con un 34% y de la energía hidráulica con un 15,5% [1].

En el caso de la energía geotérmica se estimó que en el año 2016 la cantidad esta energía disponible en el planeta es de 157 TWh, la cual puede aprovecharse tanto para producir electricidad como para ser utilizada como fuente de calor para distintos usos. Existen algunas plantas geotérmicas que producen tanto energía eléctrica como calor de proceso. En particular, en el año 2016 se instalaron 0.4 GW llegando a una capacidad instalada total de 13.5 GW en el mundo [1].

En el caso de Chile, debido a que se ubica en el llamado “cinturón de fuego del pacífico” existe a lo largo del país una serie de fallas geológicas sumado a una vasta actividad volcánica, haciendo de Chile un país atractivo para desarrollar la energía geotérmica, la cual últimamente ha comenzado a ser explorada.

Hoy en día, y luego del auge que han tenido últimamente las energías renovables no convencionales en Chile y el mundo, existe en Chile la primera planta geotérmica de Sudamérica: Cerro Pabellón, el primer proyecto geotérmico de generación eléctrica a escala comercial ubi-

cado en la comuna de Ollagüe en la región de Antofagasta, el cual consta con una potencia eléctrica de 48 MW, alcanzando un factor de planta del 81 [2], similar al que alcanzan plantas termoeléctricas operando a plena capacidad.

1.1. Motivación

En el caso particular de este trabajo de título se tiene el siguiente problema: en la localidad de Liquiñe (Región de Los Ríos) existe una gran cantidad de energía geotérmica que actualmente se está desperdiciando. Debido a la falla Liquiñe-Ofqui, en este sector emana agua desde el interior de la tierra a temperaturas que llegan incluso a 70°C. Debido a la distancia tanto física como tecnológica a la que se encuentra Liquiñe de su capital regional Valdivia, es que este recurso geotérmico se utiliza de forma precaria en el rubro del turismo generando termas naturales que la gente disfruta en época de verano. Debido a la elevada temperatura a la que emana el agua, los locatarios descargan el agua al río cuando ésta aún posee 50°C. Además este recurso se utiliza actualmente durante 3 meses en el año (diciembre, enero y febrero) mientras que durante los siguientes 9 meses, no se hace uso de esta energía.

Es por eso, que en este estudio se buscará evaluar la factibilidad tanto técnica como económica del uso de esta energía geotermal en un proceso industrial, específicamente en una planta de secado de arándanos. La idea principal es estudiar si con la energía existente ahí es suficiente para hacer funcionar una planta (estudio técnico) y además si los costos de instalación y uso de esta planta son rentables en el tiempo (estudio económico).

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

En este trabajo de título el objetivo general es estudiar la factibilidad técnica y económica de una planta de secado de arándanos en base a energía geotérmica en la localidad de Liquiñe.

1.2.2. Objetivos Específicos

Los objetivos específicos de este trabajo de título son:

1. Caracterizar la fuente de energía geotérmica en la localidad de Liquiñe.
2. Obtener un modelo de planta de secado de arándanos de acuerdo a la cantidad de energía de la fuente geotermal.
3. Seleccionar equipos y materiales necesarios para el funcionamiento de la planta deshidratadora.

4. Evaluar los costos de equipos necesarios y realizar un análisis económico sobre el funcionamiento de la planta de secado.
5. Analizar y concluir tanto la factibilidad técnica como económica de una planta de secado de arándanos ubicada en Liquiñe.

1.3. Alcances

Los alcances de este trabajo de título son:

1. Para la evaluación económica se considerarán principalmente los equipos relacionados con el proceso de secado como intercambiadores, bombas o ventiladores, además del costo de traslado e instalación. Factores como válvulas, controladores u otro similar no se considerarán.
2. Con respecto a la caracterización de la fuente energética, ésta consistirá en una caracterización fluidodinámica de la fuente (flujo másico y temperatura). No se realizará un análisis geológico de la fuente.

Capítulo 2

Antecedentes bibliográficos

2.1. Energía geotérmica

La energía geotérmica es una fuente de energía renovable limpia que ha sido usada por muchos años. La energía geotérmica es simplemente calor que proviene de la tierra en distintas formas, entre las cuales puede manifestarse a través de aguas termales, fumarolas o géiseres entre otros. Puede localizarse en forma natural en diferentes zonas geológicas pero principalmente se localiza en el borde de placas tectónicas o en fallas geológicas con alta actividad volcánica en sus proximidades.

A grandes rasgos, existen tres tipos de áreas geotérmicas de las cuales se puede abastecer el ser humano [3]:

- Áreas hidrotérmicas: Estos sectores son los que contienen agua a alta presión y temperatura almacenada bajo la corteza de la tierra en una roca permeable cercana a una fuente de calor.
- Sistemas de roca caliente: Son sistemas formados por capas de roca impermeable que recubren un foco calorífico.
- Recursos de magma: es el recurso que ofrece energía geotérmica de altísima temperatura y cuyas manifestaciones naturales son fácilmente observables en géiseres y aguas termales

Los recursos hidrotérmicos son los más utilizados debido a la existencia de tecnología de perforación de pozos y métodos de conversión de energía para generar electricidad o para producir agua caliente para uso directo.

Dentro de las ventajas de la energía geotérmica destacan dos. En primer lugar su bajo costo de extracción, comparado con otras fuentes energéticas, no genera altos riesgos. En segundo lugar, y por el hecho de ser fuente energética renovable, los residuos que produce son mínimos y ocasionan menor impacto ambiental que los originados por petróleo, carbón o gas natural. Tal y como ya se ha mencionado antes, es una energía que ya está siendo utilizada en distintos países, por lo que es totalmente funcional. Una alternativa a otras energías y que

debiese ser mas estudiada.

2.1.1. Energía geotérmica de alta, media y baja entalpía

Por otra parte, los fluidos geotérmicos pueden ser clasificados según la magnitud de su entalpía, la cual consiste en la cantidad de energía térmica que este fluido puede intercambiar con su entorno. Esta entalpía puede ser clasificada en alta, media, y baja según la temperatura a la cual se encuentre el fluido geotérmico, dado que ambas variables están relacionadas de forma proporcional. Según Muffler and Cataldi [3], si el fluido geotérmico se encuentra a temperaturas menores de 100°C es clasificada como baja entalpía; cuando está entre 100°C y 150°C se clasifica como media entalpía; por último, en caso ser mayor a 150°C es clasificada como alta entalpía. Dentro de los posibles usos de estas tres clasificaciones se pueden considerar, aplicaciones directas de calor en el caso de la baja entalpía, aplicaciones directa o indirecta con fines domésticos e industriales en el caso de la media entalpía y sólo para la generación eléctrica en el caso de la alta entalpía.

2.2. Localidad de Liquiñe

Liquiñe, tal como se muestran en la figura 2.1 es un pueblo campesino con aproximadamente 2.000 habitantes ubicado a 2.300 metros sobre el nivel del mar, en el valle cordillerano formado por el río Liquiñe, en la comuna de Panguipulli, en la XIV Región de Los Ríos, Chile.

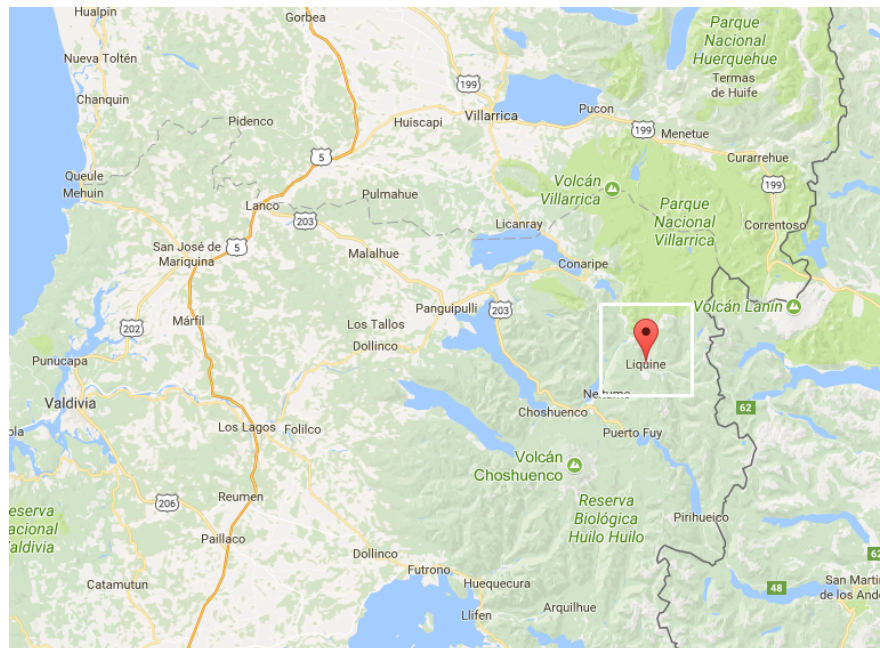


Figura 2.1: Ubicación de Liquiñe en la Región de los Ríos

Liquiñe se extiende por más de 3 km de norte a sur, contando con una posta de salud rural, carabineros de frontera, un internado, colegios, comercio menor y hospedajes como se puede apreciar en la figura 2.2. Se puede apreciar que al este del pueblo, indicado con una flecha, fluye el río Liquiñe, en donde aflora la energía geotermal en forma de agua a alta temperatura.



Figura 2.2: Localidad de Liquiñe

Con respecto al clima de Liquiñe, se considera un clima suave, generalmente cálido y templado. Existe una gran cantidad de lluvia en Liquiñe, incluso en el mes más seco [4]. Según la figura 2.3, la temperatura media anual es 11°C en Liquiñe. Las precipitaciones promedios anuales tienen un valor de 1903 mm. Entre los meses más secos y más húmedos, la diferencia en las precipitaciones es 250 mm. La variación en las temperaturas durante todo el año es $10,6^{\circ}\text{C}$. Con una temperatura media de $17,1^{\circ}\text{C}$, enero es el mes más caluroso del año. Las temperaturas medias más bajas del año se producen en julio, cuando está alrededor de $6,5^{\circ}\text{C}$. Las precipitaciones más bajas ocurren en febrero, con un promedio de 54 mm. La mayor cantidad de precipitación ocurre en julio, con un promedio de 304 mm.

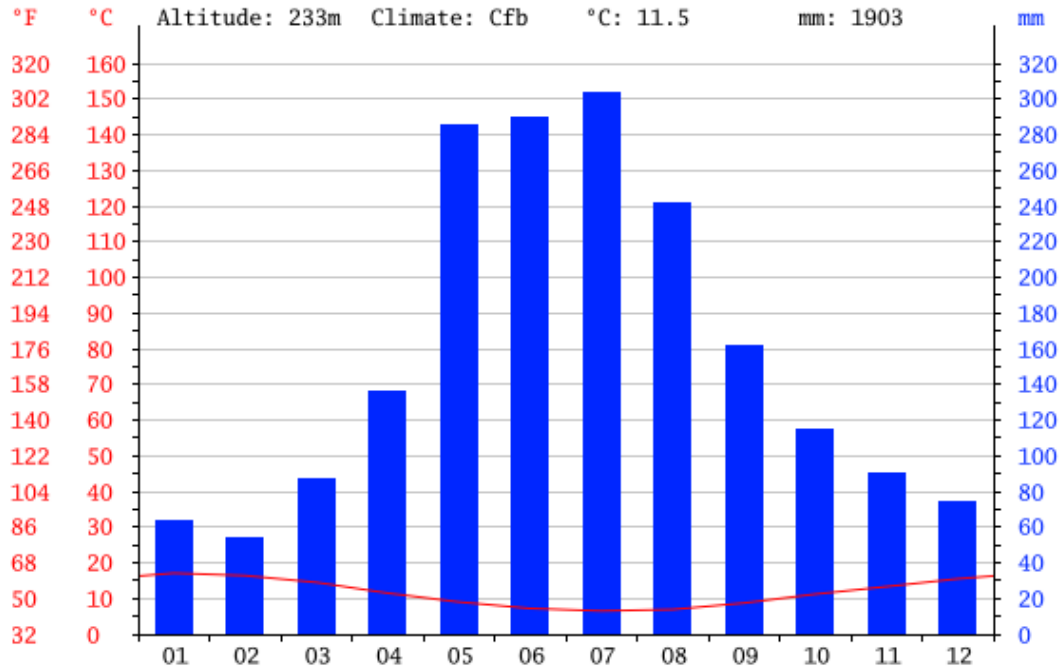


Figura 2.3: Climograma de Liquiñe

2.2.1. Falla Liquiñe-Ofqui

La falla Liquiñe-Ofqui es un conjunto de fallas geológicas que se extiende por 1.200 kilómetros en la zona sur de Chile cercano a la cordillera de los Andes, específicamente desde el norte de la localidad de Liquiñe, entre los volcanes Collaqui y Copahue (Latitud -37,51 Longitud: -71,10) hacia el sur, hasta el Istmo de Ofqui (Latitud: -46,75 Longitud: -74,11) [5].

La falla Liquiñe-Ofqui controla la ocurrencia y distribución espacial de la mayoría de los volcanes presentes en la zona, entre los cuales destacan los volcanes Llaima, Villarrica, Mocho-Choshuencho, Corcovado, Macá, Puyehue, Yates y Hudson. Es debido a esto que la localidad de Liquiñe posee un gran potencial de energía geotermal, que hoy solamente se utiliza en piscinas geotermales en el área turística.

La falla Liquiñe-Ofqui, como se puede apreciar en la figura 2.4 pasa por la localidad de Liquiñe. Este es el punto medular para hacer el estudio de factibilidad de secador de madera en base a energía geotérmica en este sector.

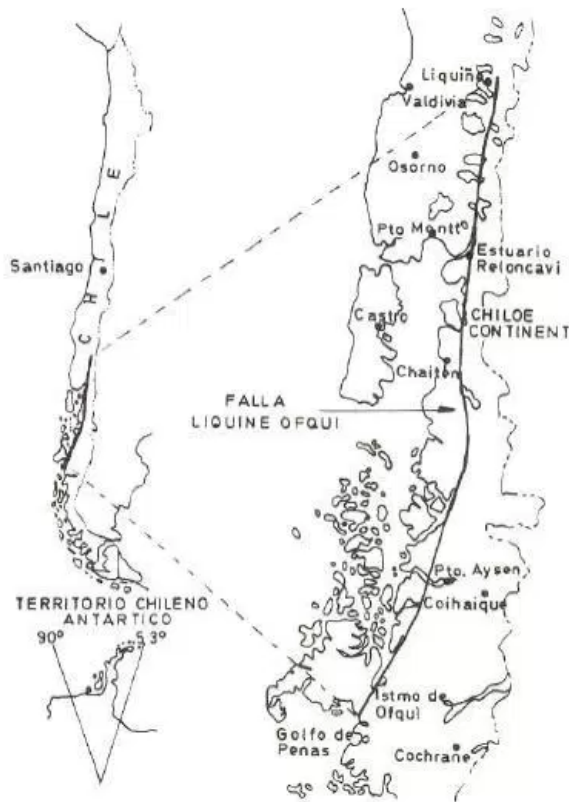


Figura 2.4: Extensión de la falla Liquiñe-Ofqui

2.3. Tipos de plantas de secado de frutas

En este capítulo se presenta el estado del arte de los secadores utilizados para el secado de frutas en general.

2.3.1. Deshidratador rotatorio

Este tipo de deshidratador está formado básicamente por una carcasa cilíndrica giratoria horizontal o ligeramente inclinada hacia la salida. Los frutos frescos se introducen por un extremo del cilindro para posteriormente ser descargados por el extremo opuesto. Al girar la carcasa unas placas elevan los frutos frescos y los esparcen en el interior de la misma. Los secadores rotatorios se calientan por contacto directo de aire o gases con el sólido, por medio de gases calientes que circulan a través de un encamisado que cubre la carcasa, o por medio de vapor que condensa en un haz de tubos longitudinales que están montados en la superficie interna de la carcasa. Un esquema de este tipo de deshidratadores puede ser apreciado en la figura 2.5.

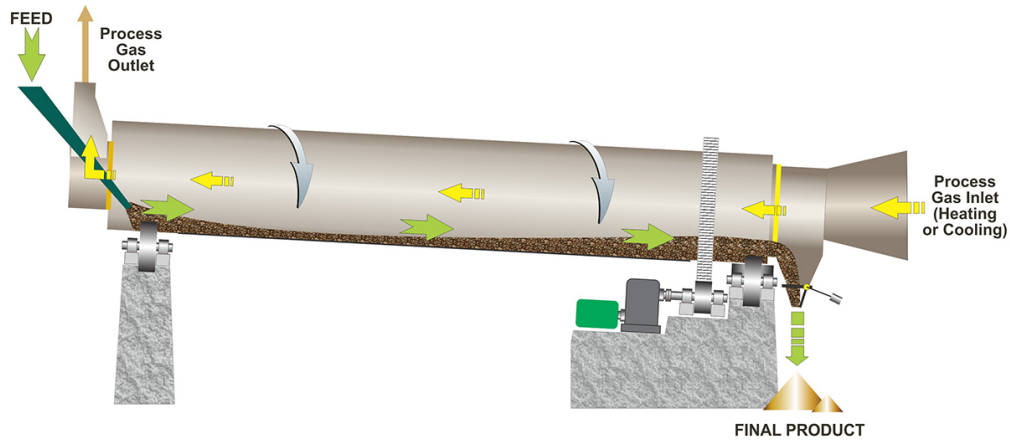


Figura 2.5: Esquema de deshidratador rotatorio

2.3.2. Secador al vacío

A raíz de la drástica mejora de la migración interna de humedad bajo condiciones cercanas al vacío, particularmente bajo las 0,3 [atm], la tasa de secado puede ser tan grande como la de una temperatura mucho más alta a presión atmosférica. Esto es especialmente útil para secar frutos que son fácilmente dañados por temperaturas moderadamente altas.

Sin embargo, el alto volumen específico del aire y el vapor asociado a la presión reducida es una gran limitación para el transporte de calor convectivo. Las soluciones para este problema van desde separar los hornos en periodos alternados de presión atmosférica y presión reducida hasta utilizar velocidades de aire superiores a los 10 [m/s] para compensar la pérdida de capacidad térmica del aire.

Se reporta que el tiempo de secado comercial en hornos al vacío varía entre la mitad y un tercio del tiempo del secado en hornos convencionales que funcionan a presión atmosférica, sin embargo debido a los problemas mencionados anteriormente, es que no son tan populares en la industria.

2.3.3. Deshidratador convectivo en horno de bandejas

En el caso del deshidratador convectivo en horno, el proceso se realiza en una cámara cerrada provista de diversos equipos, materiales y condiciones específicas destinadas a incrementar significativamente la tasa de deshidratación. Para controlar el gradiente de humedad, se programa detalladamente el funcionamiento del horno para así controlar principalmente tres variables: humedad relativa del aire (o depresión de bulbo húmedo), temperatura y velocidad del aire. La recién mencionada programación tiene un impacto tanto en variables de

diseño como de operación, tales como la circulación del aire y fuentes de calor.

Si bien la configuración de un deshidratador en horno varía entre fabricantes, posee características prácticamente universales. Esencialmente un deshidratador de frutas en horno de bandejas consiste en una cámara con uno o varios ventiladores posicionados en la sección de entrada del aire a la cámara previamente calentado mediante una caldera. El aire circula por la cámara desde un extremo al otro circulando por las bandejas cargadas de frutos frescos, entregándole el calor necesario para su proceso de deshidratación y llevándose consigo la humedad restante. Luego aire nuevo se vuelve a calentar para iniciar nuevamente el proceso las veces necesarias hasta obtener en la fruta la humedad requerida. Normalmente la fruta fresca tiene un contenido de humedad que va entre 50 y 200 % (este valor puede superar el 100 % debido a que normalmente las frutas poseen mas agua que masa seca al interior de ellas) mientras que luego del proceso de secado, termina con un contenido de humedad que varía entre 15 y 22 %. La humedad del aire es controlada mediante la apertura de respiraderos en el techo del horno que al dejar entrar aire húmedo modifica la humedad relativa de todo el sistema cerrado al mezclarse con aire encerrado dentro del horno. Otra forma de calentar el aire que entra a la cámara es mediante bancos de resistencias, en especial cuando el calentamiento del aire necesario no es tan alto. La temperatura de ingreso del aire se determina mediante la curva de secado del fruto a deshidratar.

A pesar de que muchos hornos son operados por lotes para facilitar el control de las condiciones de secado, y que usualmente cambian a medida que avanza el proceso, un horno también puede trabajar continuamente si la fruta es cargada en carros que se mueven lentamente a través de la cámara. Para este último caso, la programación del secado se hace en función del largo de la cámara. La figura 2.6 muestra un diagrama clásico de un horno de secado de bandejas.

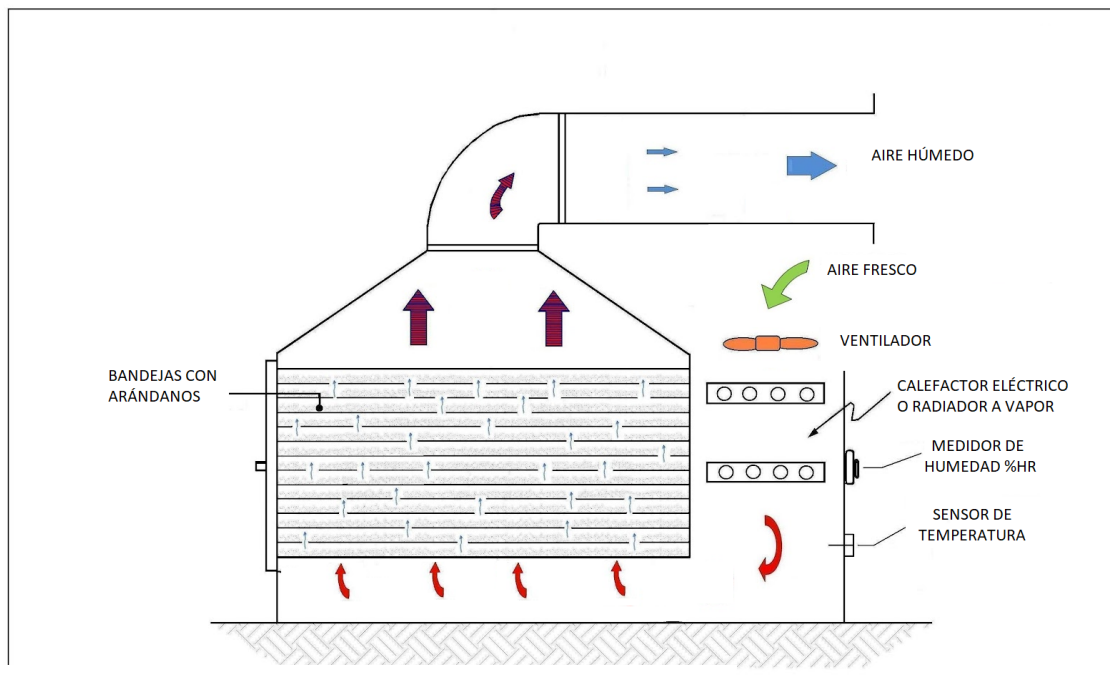


Figura 2.6: Diagrama secador de bandejas

En base a la popularidad, accesibilidad a información y facilidad de construcción de un deshidratador de horno de bandejas, sumado a que requiere de una fuente de calor puntual (la cual puede ser convencional o geotérmica) es que se decide optar por este modelo para realizar el análisis de este trabajo de título.

2.4. El arándano como fruto y su proceso de deshidratación

2.4.1. Antecedentes generales del arándano

El cultivo nacional de arándanos ha experimentado un gran crecimiento en los últimos 15 años, impulsado por las exportaciones a Norteamérica y Europa; lugares donde Chile es el líder en el abastecimiento de contra estación. En la actualidad se estima que Chile cuenta con una superficie plantada de 15.800 ha con una producción del orden de 13.500 toneladas (Según datos del 2016), las cuales tienen como principal destino la exportación como producto fresco [7].

Debido al gran auge que está experimentando el arándano en el mercado externo, se deberían buscar alternativas de procesamiento para el remanente de exportación de esta fruta, que permitan incorporar un valor agregado al producto.

Entre las alternativas de procesamiento para este tipo de fruta destacan: el congelado, la fabricación de jugos y concentrados, la fabricación de colorantes naturales y la deshidratación. Este último proceso es ampliamente conocido en frutas, el cual se ha trabajado en varias partes del mundo, sin embargo, el deshidratado de arándano es un proceso poco trabajado y mínimamente conocido en Chile. Debido a lo anterior, es que se considera este proceso de valor agregado en este trabajo de título, de manera que en un futuro próximo el deshidratado de arándanos sea una alternativa viable en Chile, especialmente en la Región de los Ríos, lugar donde se realizará este proyecto.

2.4.2. Producción nacional de arándanos

En Chile, el cultivo de arándanos se inicia a fines de los años 80, presentando luego un rápido desarrollo impulsado por las exportaciones. En la última temporada 2017/2018 se llegó a un nuevo record de exportación: 110.000 toneladas, un 6 % por encima de la temporada pasada. Europa fue el continente donde los envíos tuvieron mayores aumentos, un 12 % en relación con la etapa anterior. En Francia, Italia o Rusia el consumo se expandió con fuerza. No obstante, el mercado estrella sigue siendo Norteamérica, con el 64 % del total de las exportaciones; le siguen Europa (24 %) y Asia (12 %) [8].

Las plantaciones de arándanos están concentradas en la zona sur; específicamente desde la VII hasta la X región. El periodo de cosecha en Chile se extiende desde fines de noviembre

hasta principios de abril. Considerando otros países del hemisferio sur; no existe hasta ahora una competencia importante para Chile en los principales mercados consumidores. Perú, el mas cercano competidor el mercado de países del hemisferio sur, exportó 20.000 toneladas la reciente temporada, es decir, un 18 % de la cantidad que produce Chile. En tercer lugar Australia, llegó a la cifra de 15.000 toneladas, un 13 % de lo que produjo Chile. De Argentina no se disponen cifras productivas, pero se sabe que existe interés al igual que en Nueva Zelanda.

Producción en la Región de Los Ríos

A nivel de la Región de Los Ríos se sabe que existe una superficie plantada de arándanos de 1.280 ha, lo que corresponde al 9 % de la superficie a nivel nacional. Esta superficie plantada genera 13.606 toneladas de arándanos por temporada.

A nivel comunal, y más específicamente en la provincia de Panguipulli, dónde se encuentra la localidad de Liquiñe existen 162 ha de arándanos plantadas, lo que equivale a decir que en la comuna de Panguipulli se producen 1.722 toneladas por temporada. De esas 1.722 toneladas de arándanos, y considerando que se exporta alrededor del 84 % de la producción se puede decir que en la temporada 2017/2018 se exportaron 1.446 toneladas de arándanos al extranjero provenientes de la comuna de Panguipulli, Región de Los Ríos [7].

2.4.3. Curvas de secado del arándano

La conservación del alimento es muy importante para evitar el desperdicio, entre las técnicas de conservación de alimentos el proceso de secado representa una alternativa tecnológica para la reducción de las pérdidas pos-cosecha, pues el secado es un método simple y relativamente barato cuyo principio básico es el de reducir el contenido de agua del alimento, ocasionando una reducción drástica de la actividad de agua de los productos alimenticios, aumentando el tiempo de conservación y la vida de anaquel del producto, facilitando su transporte y almacenamiento.

La curva de secado del arándano se determina de manera experimental colocando una muestra en una bandeja. Luego se hace circular aire a una temperatura controlada por sobre esta muestra, el cual absorbe la humedad de la muestra y se la lleva consigo. La pérdida en peso de humedad durante el secado, puede determinarse a diferentes intervalos sin interrumpir la operación, colgando la bandeja en una balanza adaptada a un gabinete o a un ducto a través del cual fluye el aire. Es necesario considerar que la muestra no debe ser demasiado pequeña y debe introducirse en una bandeja similar a la que utilizará en producción. La humedad, temperatura, velocidad y dirección del aire deben ser los mismos y constantes para simular un secado en condiciones invariables.

Una curva de secado típica [9] como la que se muestra en la figura 2.7. Al principio la muestra suele estar a una temperatura inferior a la que tendrá al final, y la velocidad de evaporación irá en aumento. Al llegar al punto B, la temperatura de la superficie alcanza

su valor de equilibrio. Este periodo inicial de ajuste con estado inestable suele ser bastante corto y con frecuencia se ignora en el análisis de los tiempos de secado. A partir del punto B, comienza el secado de velocidad constante, el cual finaliza en el punto C. En este periodo la velocidad de remoción de humedad de la muestra es se mantiene fija pues el agua que se está evaporando corresponde al agua superficial de la muestra, en otras palabras, no se invierte energía extra en extraer el agua desde el interior de la muestra.

Una vez evaporada el agua superficial de la muestra, para seguir con el proceso de deshidratación es necesario invertir energía extra en forzar al agua a salir desde el interior del fruto, pues la superficie ya no está totalmente mojada. Esta última etapa se llama secado a velocidad decreciente y corresponde a la curva desde el punto C en adelante. El segundo periodo de velocidad decreciente comienza en el punto D, cuando la superficie esta seca en su totalidad. El plano de evaporación comienza a desplazarse con lentitud por debajo de la superficie. El calor para la evaporación se transfiere a través del sólido hasta la superficie para llegar a la corriente de aire.

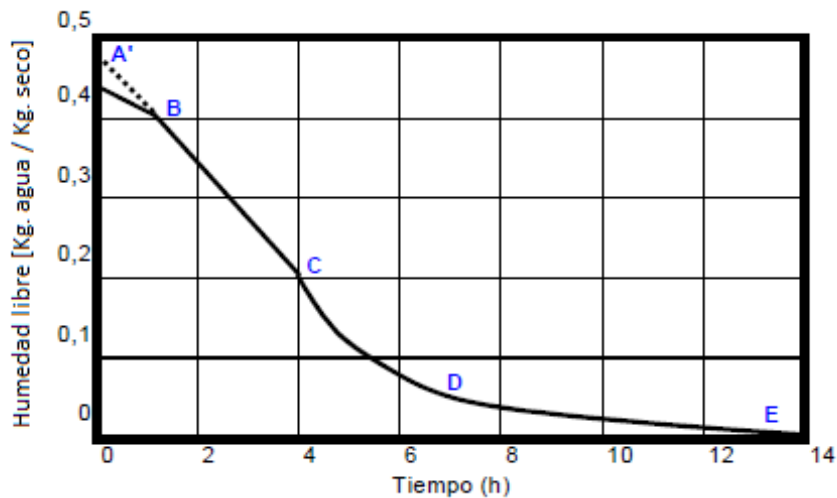


Figura 2.7: Curva típica de secado de frutas

Para el caso del arándano, su curva de secado se presenta en la figura 2.8. Esta curva fue realizada en un estudio de conservación de arándanos en la Universidad Austral de Chile [9] en condiciones de aire a 60°C y circulando a una velocidad de 3 m/s , por lo tanto en el secador se deben replicar las mismas condiciones si se quiere lograr obtener la misma curva de secado. Haciendo la matemática correspondiente, se puede apreciar que el inicio el contenido de humedad del arándano es cercano al 82% pues se tienen $3,86$ kilogramos de agua por cada kilogramo de masa seca, mientras que al final del proceso de secado se alcanza un contenido de humedad del 25% al tener $0,38$ kilogramos de agua por kilogramos de masa seca. En base a los valores expuestos anteriormente, se puede calcular la tasa de remoción de humedad del arándano la cual tiene un valor de $\tau_{\text{arándano}} = 0,071 \frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{kg}_{\text{arándano}}}$.

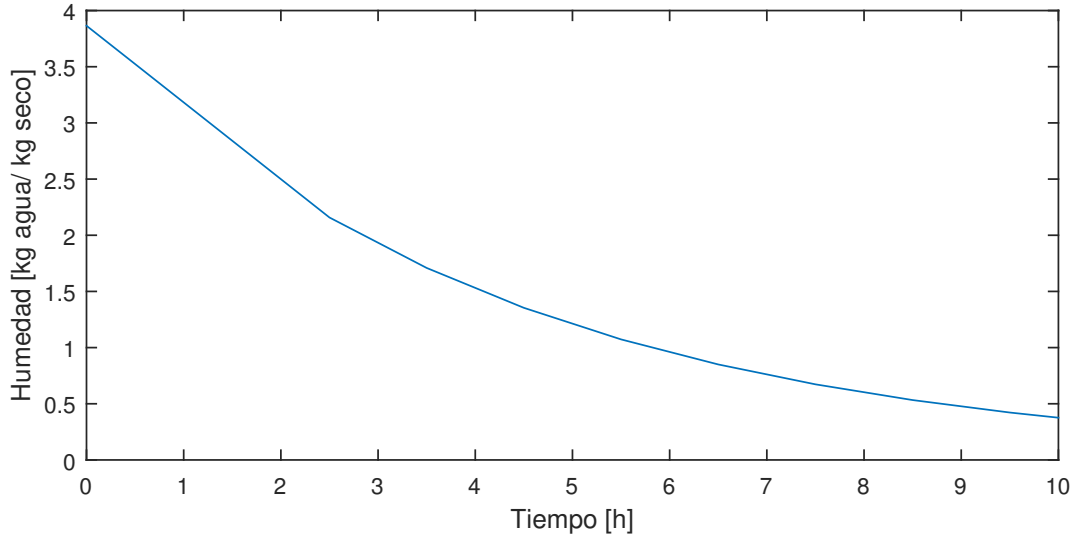


Figura 2.8: Curva de secado del arándano con aire a 60°C y a una velocidad de 3 m/s

2.5. Antecedentes termodinámicos

Para introducir el modelo matemático en la sección de Metodología primero es necesario definir ciertos parámetros termodinámicos y de acondicionamiento de aire, de manera que éstos nos puedan ayudar en la modelación del deshidratador convectivo en horno de bandejas.

2.5.1. Aire seco y aire atmosférico

El aire es una mezcla de nitrógeno, oxígeno y pequeñas cantidades de otros gases. Normalmente, el aire en la atmósfera contiene cierta cantidad de vapor de agua (o humedad) y se conoce como aire atmosférico. En contraste, el aire que no contiene vapor de agua se denomina aire seco. Es conveniente tratar al aire como una mezcla de vapor de agua y aire seco, porque la composición del aire seco permanece relativamente constante, pero la cantidad de vapor de agua varía por la condensación y evaporación de los océanos, lagos, ríos, regaderas e incluso del agua del cuerpo humano. A pesar de que la cantidad de vapor de agua en el aire es pequeña, desempeña un importante papel en la comodidad cotidiana del ser humano. En consecuencia, es importante tomarlo en cuenta en los dispositivos de acondicionamiento de aire. La temperatura del aire en aplicaciones de acondicionamiento de aire varía de 10 a cerca de 50°C [10]. En este intervalo, el aire seco puede tratarse como un gas ideal con un valor c_p constante de 1.005 kJ/kgK con un error insignificante (menor a 0.2 por ciento). Si se toma como temperatura de referencia los 0°C, la entalpía y el cambio de entalpía de aire seco se determinan por:

$$h_{aireseco} = C_p T \quad (2.1)$$

2.5.2. Aire como gas ideal

Por supuesto, sería conveniente tratar al vapor de agua en el aire como un gas ideal. Pero sucede que es posible sacar provecho de esta condición sin mucho sacrificio. A 50°C , la presión de saturación del agua es de 12.3 kPa. A presiones por debajo de este valor, el vapor de agua puede tratarse como un gas ideal con un error insignificante (menor a 0.2 por ciento), incluso cuando es un vapor saturado. Por lo tanto, el vapor de agua en el aire se comporta como si existiera solo y obedece la relación de gas ideal $Pv = RT$. En este caso, el aire atmosférico se trata como una mezcla de gases ideales cuya presión es la suma de la presión parcial del aire seco P_a y la del vapor de agua P_v :

$$P = P_a + P_v [\text{kPa}] \quad (2.2)$$

A la presión parcial del vapor de agua se le conoce como presión de vapor. Es la presión que el vapor de agua ejercería si existiera solo a la temperatura y volumen del aire atmosférico.

2.5.3. Humedad específica y relativa del aire

La masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco se denomina humedad absoluta o específica (conocida también como relación de humedad) y está dada por:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} \quad (2.3)$$

La cantidad de humedad en el aire tiene un aporte definitivo en las condiciones de comodidad que ofrece un ambiente. Sin embargo, el nivel de comodidad depende más de la cantidad de humedad que el aire contiene (mv) respecto al contenido máximo de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura (mg). La relación entre estas dos cantidades se conoce como humedad relativa ϕ :

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g} \quad (2.4)$$

Donde P_g corresponde a la presión de saturación a la temperatura dada. La humedad relativa varía de 0 para aire seco a 1 para aire saturado, la humedad relativa del aire cambia con la temperatura, aunque su humedad específica permanezca constante. De lo discutido anteriormente es claro que la entalpía total del aire es la suma de las entalpías de aire seco y de vapor de agua:

$$h = h_a + \omega h_g \quad (2.5)$$

Finalmente se observa también que la temperatura ordinaria del aire atmosférico se conoce como la temperatura de bulbo seco para diferenciarla de otras formas de temperatura que deben estudiarse.

2.5.4. Temperatura de punto de rocío

La temperatura de punto de rocío T_{pr} se define como la temperatura a la que se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante. En otras palabras T_{pr} es la temperatura

de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor:

$$T_{pr} = T_{sat \text{ a } P_v} \quad (2.6)$$

2.5.5. La carta psicrométrica

El estado del aire atmosférico a una presión especificada se establece por completo mediante dos propiedades intensivas independientes. El resto de las propiedades se calcula fácilmente a partir de las relaciones anteriores. El dimensionamiento de un sistema común de aire acondicionado implica un gran número de esos cálculos. Por lo tanto, hay una clara motivación para efectuar esos cálculos una vez y presentar los datos en gráficas que sean fáciles de leer. Dichas gráficas reciben el nombre de cartas psicrométricas [10], y se utilizan en aplicaciones de acondicionamiento de aire.

Las características más importantes de la carta psicrométrica se presentan en la figura 2.9. Las temperaturas de bulbo seco se muestran sobre el eje horizontal y la humedad específica sobre el eje vertical. En el extremo izquierdo de la carta se observa una curva (llamada línea de saturación) en lugar de una línea recta. Todos los estados de aire saturado se localizan en esta curva. Por lo tanto, es también la curva de un 100 por ciento de humedad relativa. Otras curvas de humedad relativa constante tienen la misma forma general. La carta psicrométrica también es una valiosa ayuda en la visualización de los procesos de acondicionamiento de aire. Un proceso de calentamiento o enfriamiento ordinario, por ejemplo, aparecerá como una línea horizontal en esta carta si no se incluye humidificación (es decir, $\omega = \text{const.}$). Cualquier desviación de la línea horizontal indica que durante el proceso se añade o se extrae humedad al o del aire.

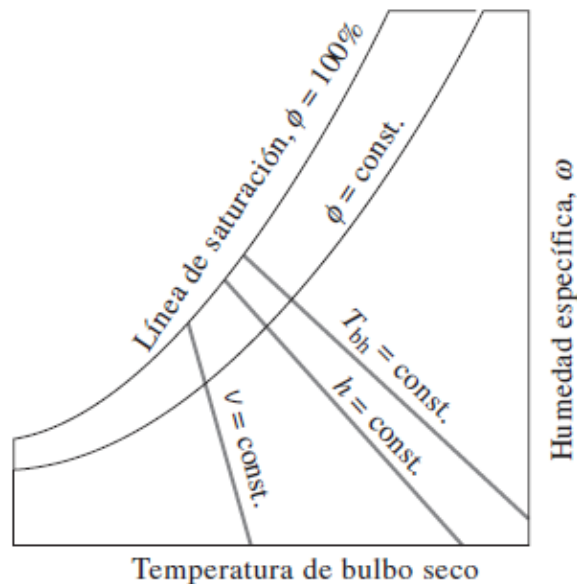


Figura 2.9: Esquema de un diagrama psicrométrico

Capítulo 3

Metodología

3.1. Toma de datos en la localidad de Liquiñe

El primer paso para realizar la simulación de un secador en la localidad de Liquiñe consiste en obtener datos reales de la fuente geotermal ubicada en el sector. Para realizar esto, el estudiante en coordinación con el Centro de Excelencia en Geotermia de Los Andes (CEGA) debió realizar una visita a terreno con el fin de caracterizar el recurso energético. El objetivo del estudiante en el terreno fue obtener valores de caudal y de temperatura de las distintas surgencias presentes en Liquiñe con el fin de obtener la cantidad de calor que puede ser utilizado en el proceso de deshidratación de arándanos.

El terreno fue acordado para el segundo fin de semana de enero, específicamente desde el viernes 12 al domingo 14 de enero. Durante ese periodo se tomó datos en dos sectores distintos dentro de la zona de Liquiñe: en primer lugar se visitó la surgencia que abastece las 'Termas de la Armada' y posteriormente se realizaron tomas de datos de las 'Termas de Hipólito Muñoz' ambas ubicadas en Camino Internacional S/N, Liquiñe. Para obtener una mejor idea de la ubicación de ambos sectores se puede indicar las coordenadas de cada lugar:

Tabla 3.1: Coordenadas geográficas de Termas de la Armada y Termas de Hipólito Muñoz

Sector Termal	Latitud	Longitud
Termas de la Armada	39° 44' 27" SUR	71° 51' 20" OESTE
Termas de Hipólito Muñoz	39° 45' 54" SUR	71° 47' 35" OESTE

El viernes 12 de enero fue un día introductorio, donde se dialogó con los propietarios de cada recinto con el fin de que éstos pudieran dar las facilidades para realizar la toma de muestras el día sábado 13 y domingo 14 de enero.

El primer recinto visitado por el estudiante fue las 'Termas de Hopólito Muñoz', el cual fue visitado el sábado. Este recinto cuenta con distintas surgencias de agua caliente en la ribera del río Ranintelefú, algunas aún no descubiertas. Guiado por el dueño del recinto, el

estudiante pudo acceder a las surgencias utilizadas en el sector las cuales eran dos y tenían las aguas de mayor temperatura.

La primera surgencia se puede apreciar en la figura 3.1



Figura 3.1: Surgencia principal que abastece a las Termas de Hipólito Muñoz

La cual desemboca en un estanque de concreto como se puede apreciar a continuación:



Figura 3.2: Estanque de acumulación de la surgencia principal en Termas de Hipólito Muñoz

El procedimiento empleado por el estudiante consistió en medir la temperatura con una

termocupla en la llegada del agua al estanque, lugar que se encontraba a unos escasos 2 metros de la surgencia misma, por lo cual la temperatura de la surgencia se puede considerar igual a la temperatura de llegada al estanque. Se introdujo el sensor dentro del estanque y se esperó a que el multímetro se estabilizara en torno a un valor de temperatura. Con el fin de obtener datos fidedignos, la temperatura del agua se midió en 5 ocasiones durante el día, dejando cada vez que la temperatura arrojada por la termocupla vuelva a indicar la temperatura ambiente.

Una vez obtenidos los datos de temperatura, se tomó la media aritmética de estos valores y se asumió éste último valor como la temperatura real de la surgencia. Cabe destacar, como se muestra en la sección de resultados, que los valores medidos son muy cercanos entre sí, por lo cual asumir su valor real como la media entre ellos, no genera un sesgo.

Para medir el caudal del recurso geotérmico el estudiante utilizó un balde graduado y un cronómetro.

La toma de muestras de caudal se realizó en la llegada del agua al estanque de concreto (Ver figura 3.2). El estudiante colocó el balde graduado de manera que reciba el agua que llega al estanque al mismo tiempo que se inicia el cronómetro. La toma de tiempo del cronómetro se detiene al momento en que el balde alcanza los 5 litros de agua y se anota el tiempo que tardó en realizar este procedimiento. Una vez obtenido el tiempo, se descarga el agua del balde al estanque y se realiza nuevamente el procedimiento, hasta completar 5 mediciones. El tiempo entre cada medición fue de 60 minutos con el fin de ver posibles variaciones de caudal a lo largo del día.

Análogamente al procedimiento realizado con la temperatura, una vez finalizada la toma de muestras, se procedió a tomar la media aritmética de los 5 tiempos cronometrados para obtener un tiempo menos sesgado de cuanto demora esa surgencia proveer 5 litros de agua a la temperatura medida. Al igual que lo sucedido con la temperatura, se puede observar que la diferencia de tiempo entre mediciones no varía considerablemente por lo tanto al obtener la media aritmética de éstas se obtiene un resultado mas confiable. Una vez obtenido el tiempo de llenado del balde, y en un afán de llevarlo a una unidad típica de caudal Q_{agua} [litros/segundo] se procede a dividir los 5 litros en el tiempo de llenado del balde $t_{llenado}$ tal como se muestra en la ecuación 3.1:

$$Q_{agua} = \frac{5}{t_{llenado}} \left[\frac{\text{litros}}{\text{segundo}} \right] \quad (3.1)$$

Finalmente, y para calcular el intercambiador de calor necesario, se expresa además este caudal como flujo másico \dot{m}_{agua} [kg/segundo] el cual tiene el mismo valor que el caudal Q_{agua} pues el agua cumple la condición de que un litro pesa 1 kilogramo.

Una vez realizado este procedimiento, se pudo obtener el valor del flujo másico y temperatura de la primera surgencia ubicada en las Termas de Hipólito Muñoz. Al tener estos dos valores y sabiendo que el calor específico del agua es $Cp_{agua} = 4,18 \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$ se puede tener la potencia térmica de la que se dispone para realizar el modelo del secador de arándanos según

la ecuación 3.2:

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{m}_{agua} C_{p_{agua}} (T_{agua} - T_{ambiente}) [kW] \quad (3.2)$$

El mismo procedimiento se realizó con la segunda surgencia del recinto, la cual se puede apreciar en la siguiente imagen:



Figura 3.3: Surgencia secundaria que abastece a las Termas de Hipólito Muñoz

Se tomaron datos de temperatura, luego de caudal se tomaron las medidas aritméticas y se obtuvo de la misma forma la energía disponible para operar el secador de arándanos.

El segundo recinto visitado por el estudiante fue las 'Termas de la Armada' el cual fue visitado el domingo 14 de enero. Luego de identificarse el encargado de las piscinas termales del recinto acompañó al estudiante al lugar donde se encuentran las surgencias, que al igual que el recinto del día anterior, contaban con un pequeño estanque de hormigón que actuaba de acumulador primario del ciclo y desde dónde se obtuvieron los datos. Debido a que el

recinto pertenece a las Fuerzas Armadas de Chile, el estudiante no tuvo permitido tomar fotos, sin embargo se le dieron las facilidades para realizar las mediciones necesarias.

De la misma forma que el día anterior, el estudiante tomó datos de temperatura de la única surgencia de la cual se alimentaba el recinto y posteriormente se procedió a medir el caudal. Cabe recalcar, que al igual que el día anterior, el estudiante impuso un tiempo de 60 minutos entre cada toma de muestra con el fin de notar si existían variaciones de caudal y/o temperatura durante el día. La toma de muestras comenzó a las 12:00 am y finalizó cerca de las 5:00 pm.

De esta forma se dio por terminada la primera parte de este trabajo de título, de la cual se obtuvieron los inputs iniciales para dimensionar el secador de arándanos en la Localidad de Liquiñe. Estos inputs iniciales se encuentran en la sección 5.1 donde se presentan los resultados de este trabajo de título.

3.2. Descripción del Modelo de Simulación

La herramienta utilizada para realizar la simulación transiente corresponde al software computacional TRNSYS 17.0 [11], desarrollado por el laboratorio de energía solar de la Universidad de Wisconsin–Madison. El programa posee una librería extensa de componentes (types), donde cada uno modela una de las partes del sistema completo. La librería estándar posee más de 150 modelos desde bombas de agua hasta turbinas eólicas, pasando por datos meteorológicos y equipamiento de climatización. Todo esto demuestra la gran flexibilidad que posee el programa, permitiéndolo adaptarse a las exigencias y objetivos de la presente memoria. En las siguientes secciones se hace referencia a los parámetros involucrados en la simulación, sus interconexiones y supuestos asumidos para cada componente.

3.2.1. Descripción de la configuración utilizada

La configuración implementada en TRNSYS consta de cuatro componentes principales: el ventilador, la bomba, el intercambiador de calor y la cámara de secado. En la figura 3.4 es posible observar la integración entre estos cuatro componentes. El circuito primario, por el cual circula el aire comienza en el punto 1. El aire ambiente es succionado por un ventilador centrífugo, el cual entrega presión y una pequeña cantidad de temperatura al aire, el cual se encuentra en el punto 2. Posteriormente el aire ingresa el intercambiador de calor de flujo cruzado, en donde se calienta al recibir el calor que contiene el agua. Luego de esto, el aire en condiciones de temperatura y velocidad adecuadas (de acuerdo a la curva de secado del arándano) se encuentra listo para ingresar a la cámara de secado. Una vez extraída la humedad del arándano en la cámara, éste aire cargado de humedad se evacua por el punto 4. Por otro lado, el circuito secundario, es el que compone el agua proveniente de la fuente termal, que actúa dentro del circuito como la fuente de calor que se suministra al aire, comienza en el estanque de acumulación de agua, el cual se observa en la figura 3.2, desde el cual la bomba extrae el agua a alta temperatura. La bomba toma el agua desde

el estanque la cual se encuentra en el punto 5 con la temperatura y presión adecuada para entrar al intercambiador de calor. Una vez entregada la energía desde el agua al aire, el agua se evacua a temperatura casi ambiente por el punto 6 y se descarga al río Ranintulelfú.

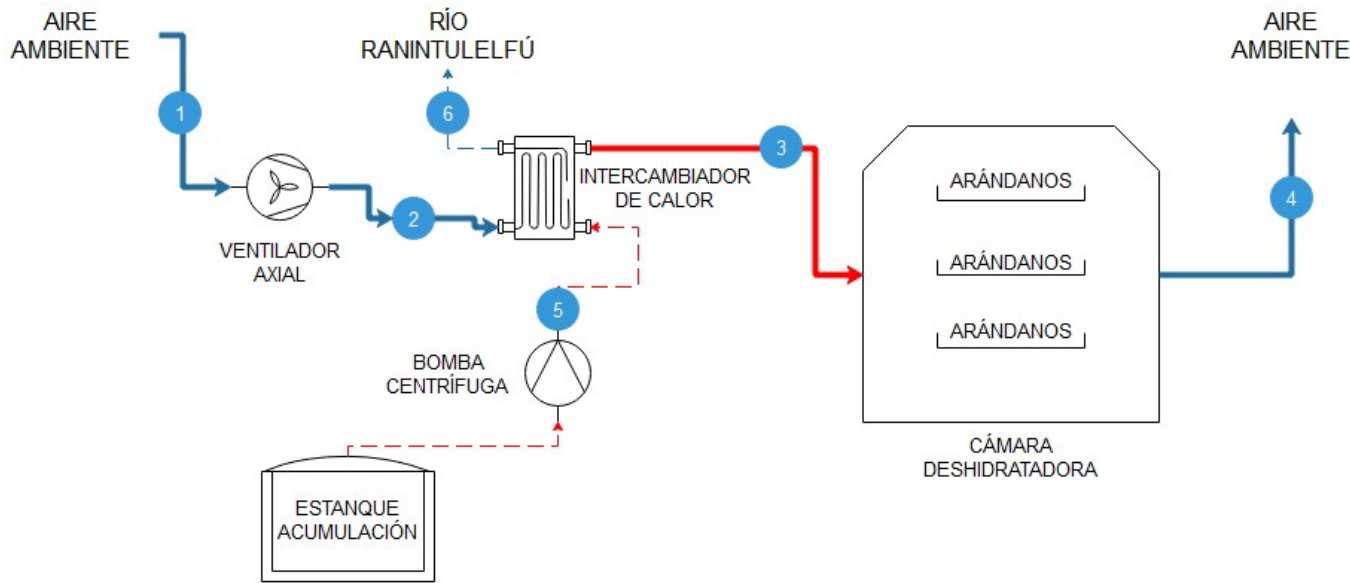


Figura 3.4: Esquema de la configuración utilizada en el software TRNSYS

En la Figura 3.5 se observa la implementación de la configuración antes descrita en el software TRNSYS. Con el objetivo de simplificar la configuración se ocultaron algunos componentes relacionados exclusivamente con la forma de visibilizar los datos en el software, pero que no interfieren con lo medular de la simulación. Se puede observar que el circuito primario es el de línea gruesa, comenzando desde el TMY que entrega datos de temperatura y humedad del aire en la localidad de Liquiñe. Esta línea se representa en el software de color azul, para simbolizar que es aún aire frío. Luego de pasar por el ventilador e ingresar al intercambiador, el aire se calienta, lo cual queda representado con el cambio al color rojo de la línea primaria para posteriormente entrar a la cámara deshidratadora. También es posible apreciar el circuito secundario, representado por líneas de color segmentadas también representadas por rojo al estar caliente y azul al estar fría, que comienzan en la bomba y finaliza al salir del intercambiador. En la tabla 3.2 se muestran los componentes involucrados en la configuración, junto con sus nombres dentro del programa.

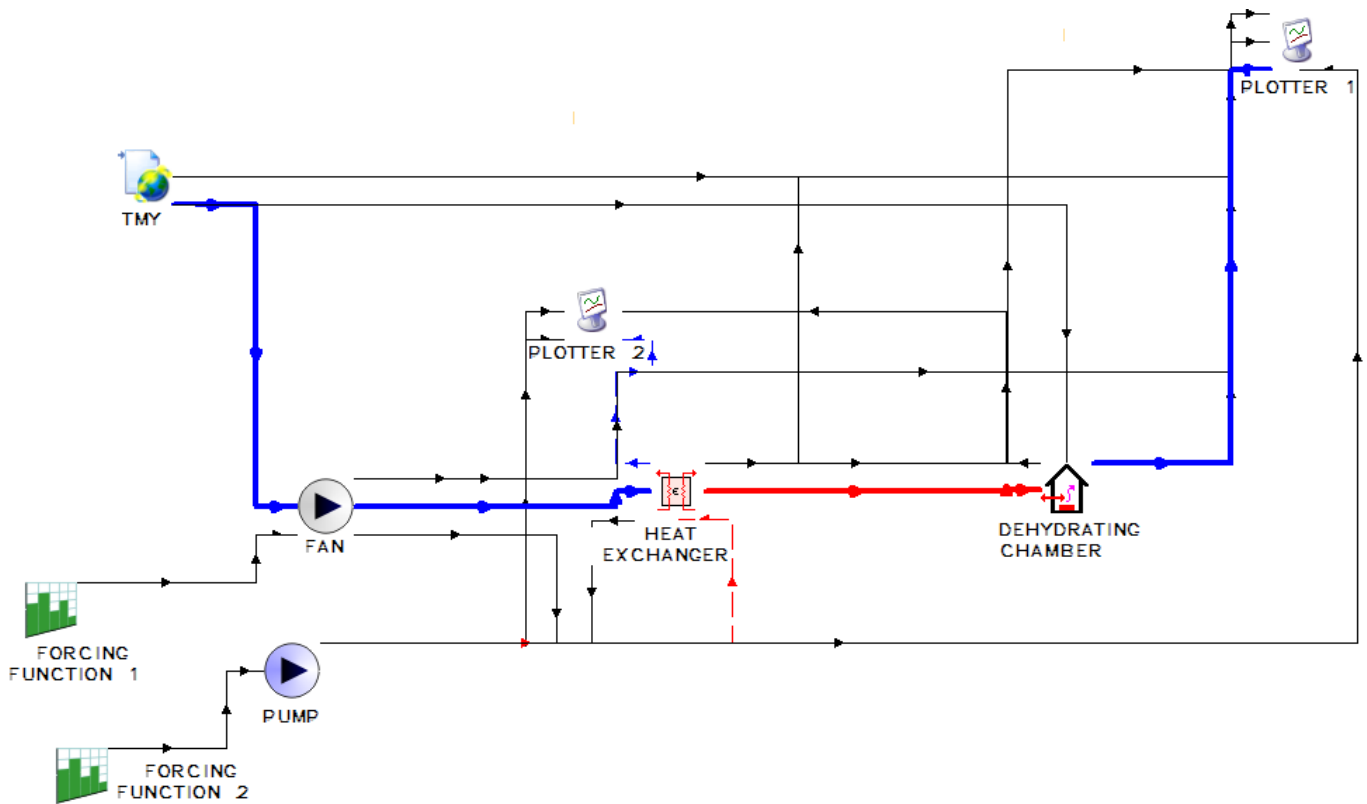


Figura 3.5: Modelo de simulación implementado en TRNSYS

Tabla 3.2: Especificación de componentes de la configuración en TRNSYS

Nombre	Type en TRNSYS	Función
TMY	Type 15-6	Entrega datos de T y HR de Lliquiñe
Forcing Function	Type 14h	Encendido y apagado de bomba y ventilador
Fan	Type 112a	Ventilador
Pump	Type 114	Bomba hidráulica
Heat Exchanger	Type 91	Intercambiador de calor
Dehydrating Chamber	Type 88	Cámara de secado
Plotter	Type 65d	Grafica distintas variables requeridas

A continuación se describirán los Types mas relevantes en el modelo y las funciones que realiza cada uno de ellos.

3.2.2. TMY (Type 15-6) - Datos meteorológicos

El TMY, en un modelo de TRNSYS generalmente funciona como input dentro de la configuración, al entregar datos de la zona donde se desea implementar la simulación. Estos datos de entrada que entrega el software son bastante extensos, no sólo en la variedad de

Una vez obtenidos los datos de temperatura y humedad relativa para cada hora del año, éstos se transcribieron en un NotePad (formato que utiliza el TMY) para luego ser subidos al software TRNSYS ubicados en el TMY. Una vez hecho esto, el Type 15-6 comenzó a arrojar los datos meteorológicos de Curarrehue, los cuales se suponen bastantes similares a los de Liquiñe debido a su proximidad física y el hecho de que ambos son valles cordilleranos.

En la figura 3.7 se pueden apreciar la temperatura (Eje vertical izquierdo, línea azul) y humedad relativa (Eje vertical derecho, línea rosada) de la primera semana del año en el software TRNSYS.

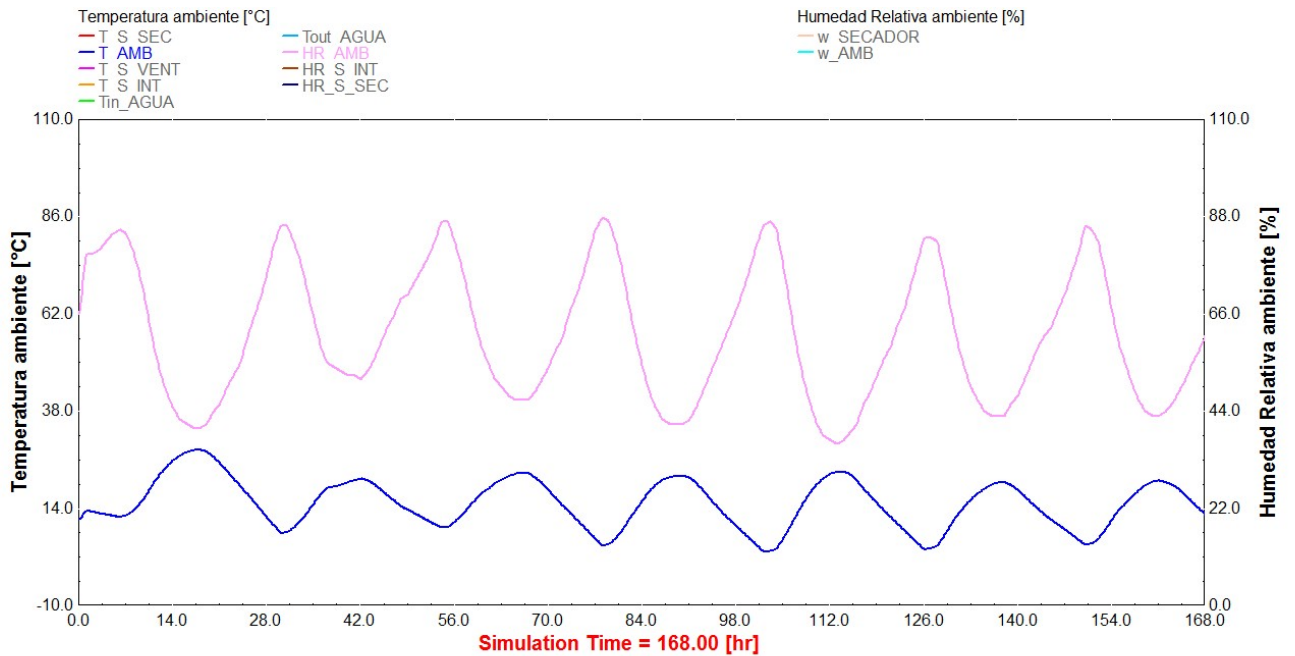


Figura 3.7: Temperatura y Humedad Relativa para la primera semana del año en Curarrehue

3.2.3. Forcing Function (Type 14h) - ON/OFF ventilador y bomba

Al observar la curva de secado del arándano presentada en la sección de antecedentes, se puede observar que el tiempo de secado para llegar contenido de humedad deseado es de 10 horas.

Considerando un tiempo de carga de arándanos frescos y de descarga de arándanos deshidratados de una hora cada uno, se obtiene que se necesitan 12 horas para completar un ciclo de secado de arándanos. Sabiendo esto, y considerando jornadas de trabajo adecuadas, el secador se diseñará de manera que deshidrate una carga de arándanos por día. El cronograma de actividades diarios se muestra en la tabla 3.3.

Tabla 3.3: Cronograma diario del proceso de secado de arándanos

Horas del día	Actividad
08:00 - 09:00	Carga de arándanos frescos
09:00 - 19:00	Proceso de secado de arándanos
19:00 - 20:00	Descarga de arándanos deshidratados

Teniendo en cuenta esto, es necesario utilizar en el modelo un Type que indique a la planta cuando debe encenderse y cuando debe apagarse. Este es el trabajo de la "Forcing Function" que entrega valores de encendido (1) y apagado (0) a las 09:00 y a las 19:00 horas del día respectivamente. Estos valores son entregados a la bomba hidráulica y al ventilador de manera que al estar estos en funcionamiento, se produce el intercambio térmico en el intercambiador y además el ingreso de aire a la cámara de secado.

Los valores de la "Forcing Function.^a lo largo de una semana se pueden observar en la figura 3.8, en donde se puede observar que todos los días a las 09:00 el valor entregado a bomba y ventilador pasa de ser 0 a 1, mientras que a las 19:00 de cada día vuelve desde 1 a 0. Los valores arrojados por esta función también son considerados inputs del modelo, los cuales se programan de acuerdo a las necesidades de cada usuario, en este caso queda definido como se detalló anteriormente.

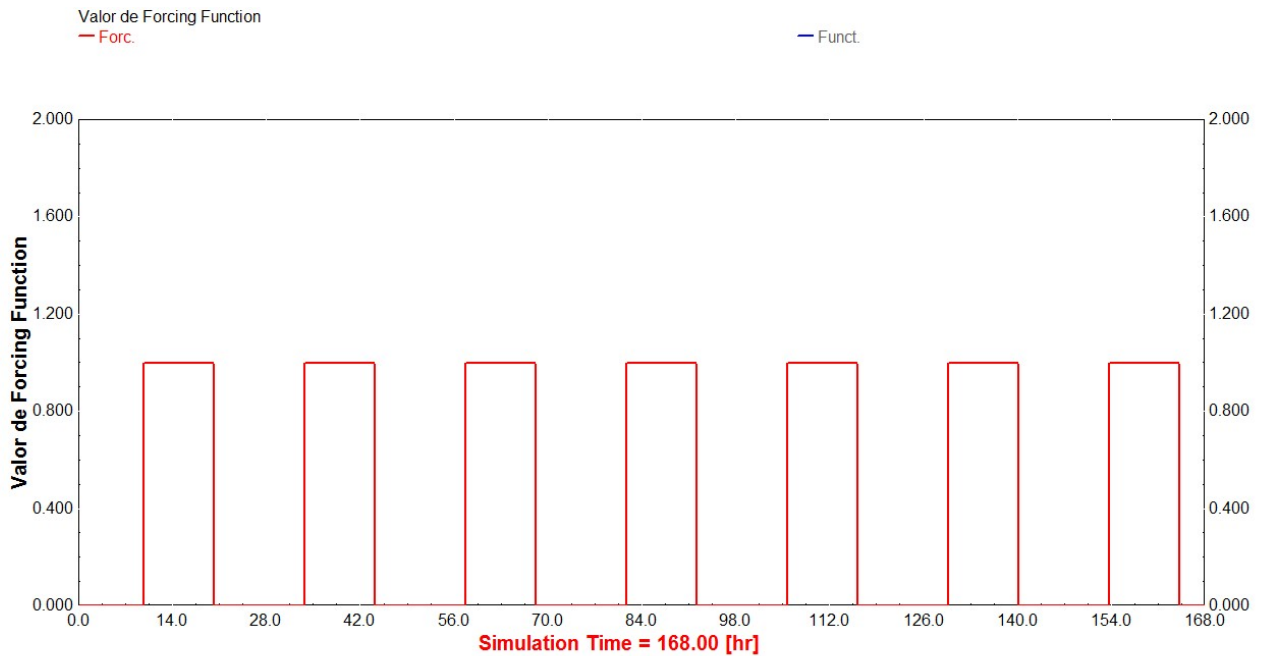


Figura 3.8: Valores de la función "Forcing Function" para la primera semana del año en Curarrehue

3.2.4. Pump (Type 114) - Bomba hidráulica

La función de la bomba hidráulica dentro del modelo es proveer la presión suficiente al agua de manera que pueda pasar sin problemas por el intercambiador de calor. Como es lógico suponer, una bomba hidráulica tiene pérdidas las cuales se representan por el rendimiento de la bomba η_{bomba} y el rendimiento del motor de la bomba η_{motor} . Estas pérdidas afectan a la potencia nominal que entrega el motor $\dot{P}_{nominal}$.

Además de estas variables se debe entregar el flujo másico de agua que se bombea y la temperatura de este, ambos representados por m_{agua} y T_{in} respectivamente.

Finalmente, como no se asumen pérdidas de flujo másico durante el proceso de bombeo se tiene que $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$

3.2.5. Fan (Type 112a) - Ventilador

De la misma forma que el agua necesita presión y caudal para ingresar al intercambiador de calor, el aire necesita lo mismo. Por esto, es que se necesita un componente en el modelo que represente un ventilador para que pueda entregarle al aire estas variables. Este ventilador está representado por el Type 112a, que realiza los siguientes cálculos para determinar las condiciones del aire a la salida del ventilador, tomando como inputs el flujo másico de aire que debe mover \dot{m}_{aire} , la presión y temperatura de entrada del aire $P_{aire\ in}$, $T_{aire\ in}$, además de la potencia nominal del motor $\dot{P}_{nominal}$ y su rendimiento η_{motor} .

Le energía que se traspaasa desde el ventilador al aire se determina como:

$$\dot{Q}_{aire} = \eta_{motor} \dot{P}_{nominal} \quad (3.3)$$

La entalpía inicial del aire se determina mediante la presión y temperaturas de ingreso al ventilador mediante tablas de entalpía del aire, proceso que realiza el software internamente:

$$h_{aire\ in} = f(P_{aire\ in}, T_{aire\ in}) \quad (3.4)$$

Finalmente la entalpía de salida del aire se calcula como:

$$h_{aire\ out} = h_{aire\ in} + \frac{\dot{Q}_{aire}}{\dot{m}_{aire}} \quad (3.5)$$

3.2.6. Heat Exchanger (Type 91) - Intercambiador de calor

El intercambiador necesario para el secador de arándanos está representado por el Type 91, el cual será en la realidad un intercambiador de calor de flujo cruzado, en el cual el fluido

caliente es agua, que circula por los tubos y el fluido frío es aire que fluye perpendicularmente a la dirección de movimiento del agua.

Al intercambiador le llegan de variables de entradas, la salidas del ventilador y bomba, con lo cual sus inputs son el flujo másico y temperatura del aire \dot{m}_{aire} , $T_{in\ aire}$ junto con flujo másico y temperatura del agua \dot{m}_{agua} , $T_{in\ agua}$. Además, debido a que el agua es el fluido de la fuente de energía en el secador (agua termal) y debido a que se espera extraer toda la energía de esta agua, se impone como parámetro en el intercambiador que la temperatura de salida del agua sea de $T_{out\ agua} = 27^\circ C$. De esta manera se asegura que se traspasa del agua al aire la máxima energía posible.

Finalmente, y debido a que el intercambiador es un equipo real que no traspasa en un 100 % la energía desde el agua al aire, se asume que la eficiencia del intercambiador es de $\varepsilon = 0,9$ [13]. De esta manera, el Type 91 calcula la temperatura de salida del aire de la siguiente forma:

En primer lugar se calcula el calor máximo que puede ser transferido como

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{agua} C p_{agua} (T_{in\ agua} - T_{out\ agua}) \quad (3.6)$$

Para luego calcular el calor que efectivamente es transferido al aire debido a la eficiencia térmica del intercambiador:

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} \quad (3.7)$$

Finalmente, la temperatura del aire de salida del intercambiador $T_{out\ aire}$ se obtiene mediante

$$T_{out\ aire} = T_{in\ aire} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{aire}} \quad (3.8)$$

3.2.7. Dehydrating Chamber (Type 88) - Cámara de secado

Una vez teniendo el aire a una alta temperatura y con la velocidad deseada, éste se hace ingresar a la cámara de secado.

El Type 88 modela una cámara en donde se realizan dos balances. En primer lugar se realizar un balance de energía en donde se resuelve una ecuación diferencial para la temperatura, T en función del tiempo, t dentro de la cámara de secado considerando el flujo másico de aire que llega desde el intercambiador \dot{m}_{aire} de la siguiente forma:

$$Cap \frac{dT}{dt} = UA(T_{amb} - T) + \dot{m}_{aire} C p_{aire} (T_{aire} - T) - \dot{Q}_{cedido\ al\ arándano} - \dot{m}_{agua} h_{agua} \quad (3.9)$$

En dónde

- Cap: Capacitancia del edificio [kJ/K]. La capacitancia indica la cantidad de energía que se le debe entregar o quitar al edificio para modificar en $1K$ su temperatura. Este valor depende del tamaño y materialidad de la cámara, su valor es de 3.448 [kJ/kg] y su cálculo se puede observar en la sección de anexos como Anexo A.
- U: Corresponde al coeficiente de transferencia de calor entre la cámara y el aire ambiente [W/m^2K]. Este valor depende de la materialidad de la cámara y las temperaturas interior y exterior de la cámara. Su valor es de $0,35$ [W/m^2K] y su método de cálculo se puede observar en la sección 4.4, al momento de seleccionar los materiales de construcción de la cámara.
- A: Área de muros y techos de la cámara que están en contacto con la temperatura ambiente [m^2]. Su valor, al igual que las variables anteriores se obtiene al momento de dimensionar la cámara de secado, en la sección 3.3.3 el cual es de $34,7$ m^2 .
- T_{amb} : Es la temperatura ambiente que se tiene fuera del secador, este valor se obtiene del TMY visto anteriormente.
- \dot{m}_{aire} : Corresponde al flujo másico de aire que entra a la cámara desde el intercambiador.
- Cp_{aire} : Este valor es el calor específico del aire que corresponde a $1,012$ [kJ/kgK].
- T_{aire} : Es la temperatura con la que el aire ingresa a la cámara.
- $\dot{Q}_{cedido\ al\ arándano}$: Este valor corresponde a la cantidad de energía que el aire debe suministrar al arándano [kW]. El arándano fresco ingresa a una temperatura ambiente y debido al proceso de secado, éste debe aumentar su temperatura. Aunque se puede deducir que esta transferencia de energía sucede dentro de la primera hora del proceso de secado, para efectos de modelar este fenómeno se considerará que ocurre durante todo el proceso de secado a una menor tasa que la real de manera que el valor final de la energía cedida sea el mismo en la realidad y el modelo, siendo descrito de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{cedido\ al\ arándano} = \frac{m_{arándano} Cp_{arándano} (T_{secado} - T_{in\ arándano})}{t_{secado}} \quad (3.10)$$

- \dot{m}_{agua} : Corresponde al flujo másico de agua que es evaporado desde el arándano y que es evacuado junto con el aire que egresa de la cámara. Este valor se obtiene al realizar la diferencia de humedad absoluta que tiene el aire que egresa con el que ingresa, ponderado por el flujo másico de aire:

$$\dot{m}_{agua} = \dot{m}_{aire} (\omega_{out} - \omega_{in}) \quad (3.11)$$

- h_{agua} : Entalpía de vaporización del agua a $60^\circ C$, la cual tiene un valor de 2.357 kJ/kg .

El segundo balance que se realiza en la cámara de secado, y el que grafica la evolución del proceso de secado, es un balance de humedad absoluta ω en función del tiempo t , de la siguiente forma:

$$\rho_{aire} V \frac{d\omega}{dt} = \dot{m}_{aire} (\omega_{aire} - \omega) + \omega_{recibida\ del\ arándano} \quad (3.12)$$

En dónde:

- ρ_{aire} : Es la densidad del aire en condiciones normales, cuyo valor se asume de $1,225 \text{ [kg/m}^3\text{]}$.
- V : Corresponde al volumen del recinto, su valor se obtiene en la sección 3.3.3, al momento de dimensionar la cámara de secado el cual es de $14,4 \text{ [m}^3\text{]}$.
- \dot{m}_{aire} : Al igual que en el balance de energía, este valor corresponde al flujo másico de aire que ingresa a la cámara.
- ω_{aire} : Esta variable indica la humedad absoluta que existe en el aire que ingresa a la cámara $[\text{kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}]$.
- $\omega_{\text{recibida del arándano}}$: La humedad recibida del arándano corresponde a la cantidad de agua que el arándano cede al aire debido al proceso de secado. Su valor depende tanto de la cantidad de arándano destinada a secar ($m_{\text{arándano}}$) como de la tasa de remoción de humedad del arándano ($\tau_{\text{arándano}}$) que se obtiene de la curva de secado del arándano expuesta en la sección 2.4.3, las cuales se combinan de la siguiente forma:

$$\omega_{\text{recibida del arándano}} = \tau_{\text{arándano}} m_{\text{arándano}} [\text{kg}_{\text{agua}}/\text{hr}] \quad (3.13)$$

El valor de la tasa de remoción de humedad del arándano es de $\tau_{\text{arándano}} = 0,071 \frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{kg}_{\text{arándanos}} \text{hr}}$ y se obtiene a partir de la curva de secado presentada en antecedentes, tomando la humedad inicial del arándano, su humedad final y el tiempo en que tarda el proceso de secado.

3.3. Dimensionamiento de equipos a utilizar

Una vez descrito el modelo a utilizar, es necesario configurarlo con los parámetros adecuados, de manera que el modelo sea lo mas cercano a la realidad. Además es necesario tener dimensiones en una primera aproximación para así poder hacer una selección adecuada de los equipos, tales como área de intercambio del intercambiador de calor, flujo másico de aire en ventilador, además de tamaño de la cámara de secado y cantidad de arándanos que es posible secar por ciclo.

Para realizar esto, es necesario comenzar con un input de la energía disponible que provee el agua en Liquiñe, medidas en terreno. Aunque este valor corresponde ser descrito en la sección de resultados, en esta situación es necesario utilizarlo pues hacer una simulación de estas características es un trabajo iterativo en el cual se tiene que comenzar en algún punto.

Es por esta razón que para hacer el dimensionamiento de equipos a utilizar, se utilizará la fuente medida con más energía disponible, la cual corresponde a la surgencia principal que abastece las Termas de Hipólito Muñoz. En la tabla 3.4 se pueden apreciar la temperatura y caudal de la surgencia con lo cual se puede calcular la potencia disponible de la misma. Cabe notar que debido a que el intercambio térmico ocurre entre agua y aire, lo cual hace necesario utilizar un intercambiador de flujo cruzado, el agua puede ser devuelta como mínimo a 40°C , pues desde esa temperatura hasta la temperatura ambiente de 25°C no se puede ceder calor al aire que requiere llegar a 60°C como mínimo.

Tabla 3.4: Valores de temperatura, caudal y potencia disponible de la surgencia principal de termas Hipólito Muñoz

Variable	Valor
Temperatura	73°C
Flujo másico	1,13 kg/s
Potencia disponible	155,9 kW

Debido a que el dimensionamiento comienza considerando el el flujo másico y temperatura del agua, la bomba hidráulica no debe ser dimensionada, pues ya se tiene que debe bombear 1,13 kg/s de agua a una temperatura de 73°C. Por lo tanto los equipos a dimensionar son el intercambiador de calor, el ventilador y la cámara de secado.

3.3.1. Intercambiador de Calor

Dimensionar el intercambiador de calor significa calcular el área de intercambio térmico que debe tener. El primer paso para realizar esto es calcular la cantidad de calor que debe ser transferida del agua al aire \dot{Q} , sabiendo que será una menor que el calor máximo disponible \dot{Q}_{max} pues se asume que el intercambiador posee una eficiencia de $\varepsilon = 0,9$.

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{agua} C_{p_{agua}} (T_{in\ agua} - T_{out\ agua}) \quad (3.14)$$

$$\dot{Q}_{max} = 155,9[kW] \quad (3.15)$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} \quad (3.16)$$

$$\dot{Q} = 140,3[kW] \quad (3.17)$$

Una vez teniendo el calor que se transfiere en el intercambiador, se puede utilizar la fórmula de intercambiadores de calor para estimar el área necesaria. Cabe notar que el coeficiente global de transferencia U en intercambiadores de agua-aire varía entre 50-70 [W/m²K] [14]. Para efectos de este proyecto el valor del coeficiente U es de 69,7 [W/m²K], su método de cálculo es bastante extenso y se puede apreciar en la sección de anexos como Anexo B.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{log} \quad (3.18)$$

Por otro lado, ΔT_{log} se define en intercambiadores de calor de flujo cruzado con un factor de corrección F con respecto al convencional [14] de la siguiente forma:

$$\Delta T_{log} = F_{corrección} \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.19)$$

El cual se define mediante dos parámetros P y R mostrados a continuación:

$$P = \frac{T_{\text{out agua}} - T_{\text{in agua}}}{T_{\text{in aire}} - T_{\text{in agua}}} \quad (3.20)$$

$$R = \frac{T_{\text{in aire}} - T_{\text{out aire}}}{T_{\text{out agua}} - T_{\text{in agua}}} \quad (3.21)$$

Considerando que $T_{\text{in agua}} = 73^\circ\text{C}$, $T_{\text{out agua}} = 40^\circ\text{C}$, y observando la temperatura promedio en Liquiñe de los meses diciembre, enero, febrero y marzo como se expone en antecedentes se considera $T_{\text{in aire}} = 15^\circ\text{C}$. Además debido a que el aire en la cámara de secado debe alcanzar 60°C , del intercambiador debe salir a $T_{\text{out aire}} = 66^\circ\text{C}$.

Con estos datos, se tiene en primer lugar el valor de los parámetros $P=0,569$ y $R=1,55$, con lo cual ingresándolos en la imagen 3.9, se obtiene un valor F de $F=0,685$.

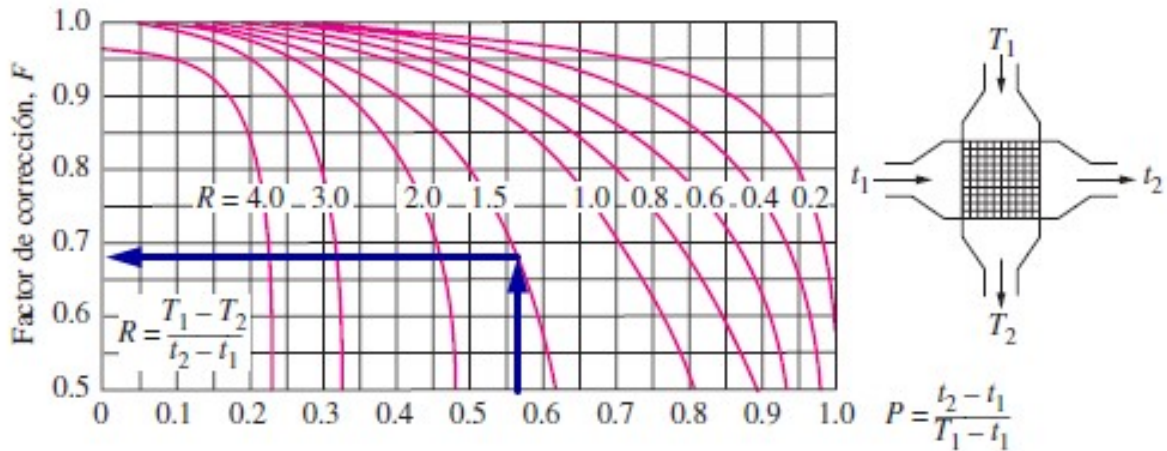


Figura 3.9: Evolución de la humedad absoluta al interior de la cámara de secado durante la primera semana del año

Finalmente se obtiene que $\Delta T_1 = 73 - 66 = 7$ y $\Delta T_2 = 40 - 15 = 25$ con lo cual $\Delta T_{\log} = 9,7\text{K}$.

Una vez obtenidos estos valores, y utilizando la ecuación 3.18, se tiene que el área de intercambio térmico dentro del equipo debe ser de 208 m^2 .

3.3.2. Ventilador

Al tener dimensionado el intercambiador de calor, se puede determinar el flujo másico de aire que debe circular dentro de éste y en consecuencia el caudal de aire que debe mover el ventilador.

Se tiene que el calor entregado al aire tiene un valor de $\dot{Q} = 140,3$ [kW], el calor específico del aire en condiciones normales es de $Cp_{aire} = 1,012$ [$\frac{kJ}{kgK}$] y temperaturas de ingreso y salida del aire $T_{in\ aire} = 15^\circ C$ y $T_{out\ aire} = 66^\circ C$ respectivamente.

Con lo anterior, se determina el flujo másico de aire \dot{m}_{aire} mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{aire} = \frac{\dot{Q}}{Cp_{aire}(T_{out\ aire} - T_{in\ aire})} \quad (3.22)$$

El cual tiene un valor de $\dot{m}_{aire} = 2,72$ [$\frac{kg}{s}$]. Sabiendo que la densidad del aire es $\rho_{aire} = 1,225$ [$\frac{kg}{m^3}$] se puede calcular el caudal de aire que debe suministrar el ventilador de la siguiente manera:

$$Q_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire}} \quad (3.23)$$

El cual tiene un valor de $Q_{aire} = 2,22$ [$\frac{m^3}{s}$] que es lo mismo que $Q_{aire} = 7,992$ [$\frac{m^3}{hr}$].

La presión que debe suministrar el ventilador es igual a la suma de la pérdida de carga que genera el intercambiador (la cual es provista por el proveedor del intercambiador seleccionado) y la que genera la cámara de secado (que se calculará).

3.3.3. Cámara de Secado

La cámara de secado debe secar la máxima cantidad de arándanos posible. La base para realizar el dimensionamiento de la cámara de secado radica en que las condiciones de secado que se produzcan al interior de la cámara deben ser las mismas con las que se hizo la curva de secado del arándano.

Lo anterior significa que el aire que fluye por la cámara debe tener una temperatura del $60^\circ C$ y debe poseer una velocidad de 3 m/s. Las condiciones del aire deben permanecer constante durante todo el tiempo en que éste circule por la cámara de secado.

Lo primero que se calcula es la sección transversal máxima posible A_{max} de la cámara, pues se conoce el caudal de aire ingresando $Q_{aire} = 2,22$ m^3/s y se sabe que éste debe circular a una velocidad de $v_{ingreso} = 3$ m/s.

$$A_{max} = \frac{Q_{aire}}{v_{ingreso}} \quad (3.24)$$

La cual tiene un valor de $A_{max} = 0,74$ m^2 .

En la figura 3.10, se puede apreciar el esquema de un piso de bandejas dentro de la cámara de secado. Se sabe que el diámetro promedio del arándano es de 16 mm, además de manera

que el aire fluya sin problemas dentro de la cámara, debe existir una distancia de al menos 24 mm de espacio libre entre una bandeja y la siguiente. De esta forma, la separación entre cada bandeja debe ser de 40 mm.

Considerando un ancho de 2 metros en cada bandeja, se obtiene que la sección transversal de cada piso es de

$$A_{piso} = 2(0,016 + 0,024) = 0,08 [m^2] \quad (3.25)$$

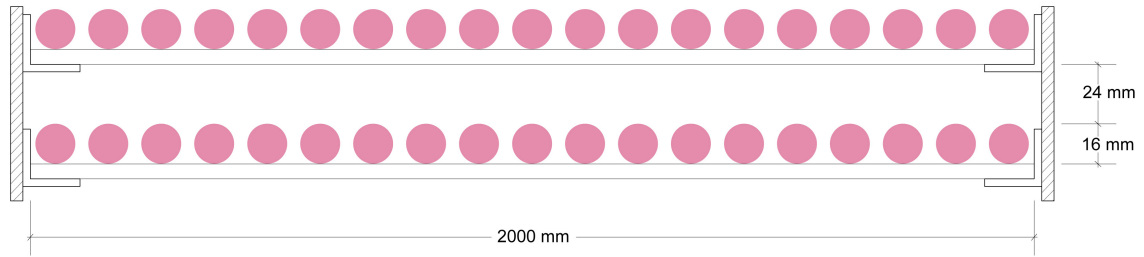


Figura 3.10: Esquema de un piso de bandejas dentro de la cámara de secado

Una vez realizado calculada el área de transversal máxima posible y el área transversal requerida por cada piso, se puede calcular el número de pisos que tiene el secador:

$$N_{pisos} = \frac{A_{max}}{A_{piso}} = 9,25 \text{ pisos} \quad (3.26)$$

Como el número de pisos debe ser un número natural, y con la idea de ser conservador en el diseño, se dirá que el número de pisos que tendrá la cámara son 9. Considerando un margen de 20 centímetros tanto por arriba de la última bandeja como por debajo de la primera, y conociendo la distancia entre bandeja y bandeja además del espesor de cada bandeja, se tiene que la altura total del secado es de 0,8 metros.

El ancho de la cámara se definió también en la figura 3.10. Considerando nuevamente un margen de 10 centímetros a cada lado de la cámara, se obtiene que el ancho de la cámara es de 2,2 metros.

Finalmente, en el modelo de simulación se observó que la temperatura del aire comienza a bajar de los 60°C una vez que el largo de la cámara supera los 8 metros, con lo cual ya no se tienen las condiciones de secado de la curva de secado experimental, y la tasa de remoción de humedad ya no será la misma. Considerando un margen de 10 centímetros a la entrada y salida de la cámara se tiene que el largo de la cámara es de 8,2 metros.

Debido a que el aire que circula por la cámara es de un solo paso (es decir sin curvas ni otros), la pérdida de carga que se genera al interior es baja. De acuerdo al estudio 'Pérdidas

de presión del flujo de aire por pilas de madera' realizado en la Universidad de Concepción [15] con las dimensiones propuestas en el diseño de la cámara, se genera una pérdida de carga de 6 [Pa/m] como se puede observar en el gráfico de la figura 3.11 al tener una separación vertical entre bandejas de 25 mm. Al tener la cámara un largo de 8,2 metros, la pérdida de carga total que se genera al interior tiene un valor de 49,2 Pa.

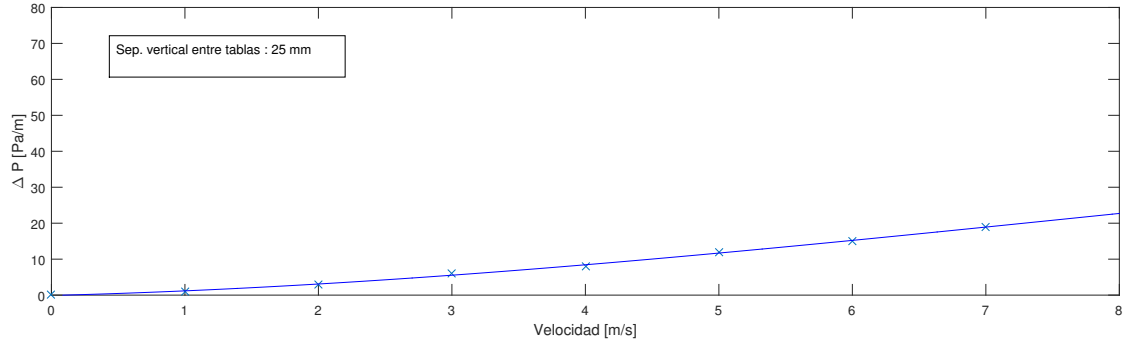


Figura 3.11: Pérdida de carga del aire en función de la velocidad de éste para una separación vertical de 25 mm

A modo de resumen se tiene la siguiente tabla:

Tabla 3.5: Resumen dimensionamiento de cámara de secado

Variable	Valor
Largo cámara	8,2 m
Ancho cámara	2,2 m
Alto cámara	0,8 m
Área superficial cámara	52,7 m ²
Volumen cámara	14,4 m ³
Número de pisos cámara	9
Pérdida de carga cámara	49,2 Pa

Una vez finalizado el dimensionamiento de la cámara de secado, además de los otros equipos anteriormente calculados, se da por finalizada la sección de dimensionamiento de equipos, con lo cual, en la siguiente sección, se procederá a seleccionar los equipos a utilizar en el proyecto.

Capítulo 4

Selección de Equipos

Una vez teniendo las dimensiones de cada equipo importante en este secador, se procederá a seleccionar equipos reales que cumplan con los requisitos previamente calculados. Cabe mencionar que una vez se tengan los equipos reales seleccionados, se ajustarán en el modelo de TRNSYS los parámetros previamente estipulados (flujo másico de aire en el ventilador, eficiencia del intercambiador, tamaño de la cámara de secado, entre otros) para luego hacer la simulación con los equipos que deberían ir en el proyecto.

Los equipos a seleccionar son tres: la bomba hidráulica, el ventilador centrífugo y el intercambiador de calor, mientras que la cámara de secado, no es un equipo en sí, pero en esta sección se definirá la materialidad de sus muros, los tamaños de bandejas entre otros, de manera que sea construida con elementos comerciales de fácil acceso en la vida real.

4.1. Intercambiador de Calor

El intercambiador de calor es el primer equipo en ser seleccionado, pues éste proveerá las pérdidas de carga tanto del aire que entra a la cámara de secado como del agua que calienta el aire, con el fin de, posteriormente seleccionar bombas y ventiladores capaces de levantar las presiones indicadas.

Con respecto al tipo de intercambiador necesario, se sabe que debe ser de flujo cruzado (tipo radiador) al utilizar menos espacio, prevenir el acumulamiento de suciedad en el interior, y la posibilidad de manejarlos modularmente entre otras ventajas.

De la sección 3.3.1, al momento de dimensionar el intercambiador de calor, se tiene que el área de intercambio necesaria debe ser de 208 m^2 y debe ser capaz transferir calor del agua al aire a una tasa de $140,3 \text{ kW}$. Normalmente no se encuentran estos tipos de intercambiadores de tales tamaños, es por esto que lo que se realizará en este proyecto será disponer de varios intercambiadores iguales en paralelo de manera de cumplir con la necesidad de calentar aire requerida. Esto a su vez, trae la ventaja de que cualquier tipo de falla en algún intercambiador, la planta puede seguir funcionando a una menor potencia y el intercambiador fallado puede

ser fácilmente reemplazado por uno que se encuentre en bodega de manera que el proceso de secado no deje de funcionar.

El equipo seleccionado es un intercambiador de flujo cruzado tipo radiador agua aire y posee las siguientes características:

- Ancho: 1,3 metro.
- Alto: 1 metro.
- Largo: 0,3 metro.
- Caudal de agua máximo admisible: 0,15 litros/segundo.
- Área de intercambio: $16,5 m^2$.
- Tasa de transferencia de calor máxima 83 kW.
- Pérdida de carga aire: 440 Pa.
- Pérdida de carga agua: 450 kPa.
- Eficiencia: 0,9
- Material carcasa: acero inoxidable galvanizado.
- Proveedor: OFS (Outdoor Furnace Supply), EEUU.

Para calcular la cantidad de intercambiadores de calor necesarios es necesario evaluar tres variables: el caudal máximo admisible, la tasa de transferencia de calor máxima y el área de intercambio del intercambiador.

Si se comienza por el caudal máximo admisible, sabiendo que cada intercambiador puede ingresar una cantidad de $Q=0,15$ litros/segundo y que el caudal de agua proveniente de la fuente geotérmica es de 1,13 litros/segundo, entonces la cantidad de intercambiadores necesarios sería de:

$$N_{intercambiadores} = \frac{Q_{fuente}}{Q_{max\ admisible}} = \frac{1,13\ lts/seg}{0,15\ lts/seg} = 7,5 \quad (4.1)$$

De esta forma se necesitarían 8 intercambiadores de este tipo para resolver el problema del caudal máximo admisible.

Si ahora, se observa la variable de potencia máxima desarrollada, y de la misma forma anterior, conociendo que el calor transferido debe ser de 140,3 kW entonces se tiene que el número de intercambiadores en ese caso es:

$$N_{intercambiadores} = \frac{\dot{Q}_{total}}{\dot{Q}_{max\ admisible}} = \frac{140,3\ kW}{63\ kW} = 2,2 \quad (4.2)$$

De esta forma se necesitarían 3 intercambiadores de este tipo para resolver el problema de la tasa de calor máxima por intercambiador.

Finalmente, realizando el mismo análisis con el área de intercambio, conociendo que se debe llegar a un área de $208 m^2$, se tiene:

$$N_{intercambiadores} = \frac{A_{total}}{A_{intercambiador}} = \frac{208 \text{ m}^2}{16,5 \text{ m}^2} = 12,6 \quad (4.3)$$

Luego, se necesitan 13 intercambiadores para resolver el problema del área de transferencia que se debe tener.

Con la idea de hacer una selección conservadora, y que en algún momento no se pueda extraer toda la energía de la fuente geotermal por un problema de falta de intercambiadores, es que se seleccionarán 13 intercambiadores, los cuales serán puestos en paralelo antes de que el aire ingrese a la cámara de secado.

4.2. Bomba Hidráulica

Con respecto a la bomba hidráulica, es el equipo que menos requisitos necesita. En primer lugar debe ser capaz de levantar 450 kPa, pues a pesar de que existen 10 intercambiadores al encontrarse éstos en paralelo, la pérdida de carga de éstos no es aditiva. En segundo lugar, la bomba debe tener la capacidad de trabajar con un flujo de agua a alta temperatura (73°C), con lo cual no es posible utilizar una bomba común y corriente. Este equipo debe ser capaz de suministrar un caudal de 1,13 litros/segundo (4068 litros/hora) que es el caudal que llega desde la surgencia mas importante. Finalmente, sabiendo que la potencia es $P_{bomba} = \Delta P Q_{agua}$, esta bomba debe suministrar una potencia de 1,5 HP.

La bomba seleccionada es una bomba centrífuga de acople magnético, la cual posee las siguientes características:

- Caudal de trabajo: Desde 230 hasta 8.000 litros/hora
- Temperatura de trabajo máxima: 120°C
- Material: Acero inoxidable
- Presión máxima de trabajo: 2.400 kPa
- Potencia máxima: 75 HP
- Proveedor: INECO (Brígida Walker 1987, Ñuñoa)

4.3. Ventilador Centrífugo

Como se vio en la sección 3.3.2 cuando el ventilador fue dimensionado, los requisitos que debe cumplir el equipo son dos. En primer lugar debe proveer un caudal del $Q_{aire} = 7,992 \text{ m}^3/h$, en segundo lugar y teniendo ahora la pérdida de carga que se genera al pasar por el intercambiador más la pérdida de carga que se genera al pasar por la cámara de secado, se puede calcular la presión de aire que debe proveer el ventilador, como se puede ser a continuación:

$$\Delta P_{total} = \text{Pérdida carga intercambiador} + \text{Pérdida carga cámara de secado} \quad (4.4)$$

$$\Delta P_{total} = 440 \text{ Pa} + 49,2 \text{ Pa} = 489,2 \text{ Pa} \quad (4.5)$$

Teniendo estas dos variables, el equipo seleccionado es un ventilador centrífugo de la marca S&P modelo CVTT-15/15, con las siguientes características:

- Caudal de trabajo: Desde 2.000 hasta 12.000 $m^3/hora$.
- Presión máxima de trabajo: 600 Pa.
- Potencia máxima: 4 kW.
- Material: Chapa de acero galvanizado.
- Proveedor: S&P (Av. Oceánica 9692, Pudahuel)

En la figura 4.1 se puede apreciar la curva del modelo seleccionado junto con sus punto de operación

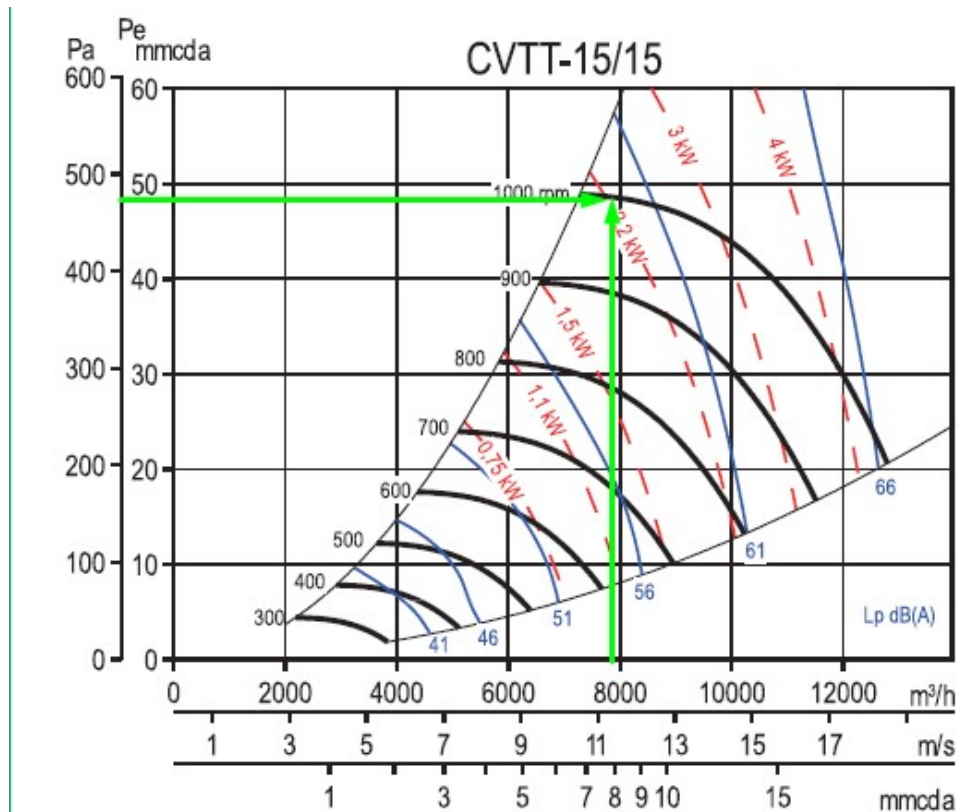


Figura 4.1: Curva del ventilador seleccionado y su punto de operación

4.4. Cámara de Secado

Con respecto a la cámara de secado, como se mencionó anteriormente, no es un equipo en sí, sin embargo es necesario seleccionar ciertos aspectos de ella, tales como la materialidad de muros y techo de manera de luego poder calcular un coeficiente U real para el modelo.

En concreto es necesario seleccionar dos aspectos de la cámara de secado. En primer lugar, como se destacó en el párrafo anterior, es necesario seleccionar la materialidad de muros y techo. En segundo lugar se debe seleccionar también la dimensión y material de las bandejas que sostengan los arándanos al momento de la deshidratación de éstos.

La idea de paredes y techo de la cámara de secado, es hacerlo lo mas simple posible pero a la vez que logra una aislación térmica considerable. Esto último es debido a que dentro de la cámara el aire debe circular a 60°C , por lo que se deberá tratar de generar las menores pérdidas posibles con el aire exterior. Para lograr esto y como se apreciar en la figura 4.2, la idea es instalar una plancha de acero estructural exterior para proteger la cámara de las condiciones ambientales exteriores, seguida de una capa de aislante que en este caso será lana de vidrio para finalmente instalar otra plancha de acero estructural interior que le de sustento a la cámara.

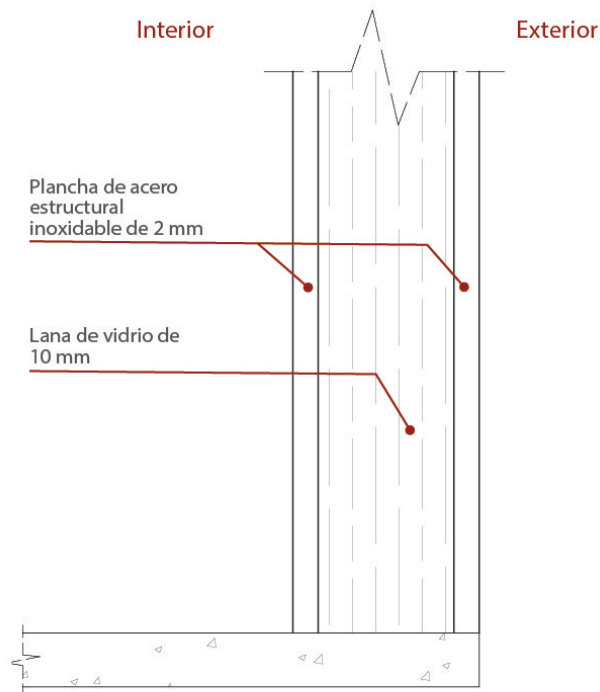


Figura 4.2: Esquema de la materialidad de la cámara de secado

Las planchas de acero seleccionadas tienen las siguientes características:

- Largo: 2,5 metros.
- Ancho: 1 metro
- Espesor: 2 milímetros.
- Conductividad térmica: 16,3 W/mK.
- Material: Acero estructural inoxidable.
- Proveedor: IPACER (Camino Lo Echevers 3000, Quilicura)

Debido a las dimensiones de la cámara, y considerando las dimensiones de las planchas, se necesitan 30 unidades para cubrir una vez la cámara completamente. Considerando que se necesitan planchas interiores y exteriores, la cantidad de planchas que el proyecto necesita son 60.

Por otro lado, el aislante térmico que en este caso es lana de vidrio se puede adquirir sin mayores problemas en locales comerciales a lo largo de todo Chile. El aislante determinado para este caso, junto con sus características se puede apreciar a continuación:

- Largo: 7,5 metros.
- Ancho: 1,2 metros.
- Espesor: 100 milímetros.
- Factor R100: 282.
- Peso: 11,95 kg.
- Conductividad térmica: 0,037 W/mK.
- Proveedor: Sodimac.

*El factor R100 indica la capacidad de aislación térmica y sus unidades son $m^2 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$.

Nuevamente considerando las dimensiones tanto de cámara de secado como de los rollos de aislante, son necesarios para este proyecto 4 rollos.

Teniendo la materialidad de la cámara de secado es posible calcular la transmitancia térmica U de la cámara. Para esto es necesario calcular los coeficientes convectivos al interior h_{int} y exterior h_{ext} de la cámara. Éstos valores, al igual que en la sección 3.3.1. al momento de dimensionar el intercambiador de calor, son bastantes extensos y su cálculo puede ser también observado en la sección de anexos bajo el título 8.3 Anexo C. Los valores obtenidos tras estos cálculos son $h_{int} = 8,8 \text{ W}/m^2K$ y $h_{ext} = 37,8 \text{ W}/m^2K$. Luego el coeficiente U utilizado en el modelo final se calcula de la siguiente manera utilizando el método de resistencias térmicas:

$$R_{tot} = R_{aire \text{ ext}} + R_{plancha \text{ ext}} + R_{lana \text{ mineral}} + R_{plancha \text{ int}} + R_{aire \text{ int}} \quad (4.6)$$

Conociendo que la relación entre resistencia R y coeficiente de transferencia de calor U es $R = \frac{1}{U}$ se obtiene

$$\frac{1}{U_{tot}} = \frac{1}{U_{aire\ ext}} + \frac{1}{U_{plancha\ ext}} + \frac{1}{U_{lana\ mineral}} + \frac{1}{U_{plancha\ int}} + \frac{1}{U_{aire\ int}} \quad (4.7)$$

Utilizando las fórmulas de convección y conducción en una pared, la ecuación anterior queda definida como:

$$\frac{1}{U_{tot}} = \frac{1}{h_{aire\ ext}} + \frac{e_{plancha\ ext}}{k_{plancha\ ext}} + \frac{e_{lana\ mineral}}{k_{lana\ mineral}} + \frac{e_{plancha\ int}}{k_{plancha\ int}} + \frac{1}{h_{aire\ int}} \quad (4.8)$$

Tomando los valores de conductividad y espesores de los materiales previamente seleccionados el valor de la transmitancia térmica es de $U_{tot} = 0,35\ W/m^2K$.

Luego de seleccionar la materialidad de la cámara, es necesario también determinar las bandejas a utilizar. Con el fin de evitar el deterioro de éstas por las condiciones de secado ya sea humedad o temperatura, se decide que el material de éstas será acero inoxidable. Además, con la intención de facilitar la ejecución del proyecto, las planchas de acero seleccionadas serán comerciales, las cuales se presentan a continuación:

- Largo: 3 metros.
- Ancho: 1 metro.
- Espesor: 2 milímetros.
- Proveedor: Cintac (Camino a Melipilla 8920, Maipú).

Debido a las dimensiones de la cámara y de cada plancha, son necesarias 5 planchas por piso, por lo tanto para este proyecto se necesitan 45 unidades.

Para finalizar esta sección, es necesario mencionar que se necesita perfilería angular para sostener las bandejas en el proceso de secado y perfilería cuadrada dispuesta de forma vertical para sostener los perfiles angulares.

Para los perfiles en angulares, estos serán de dimensiones 20 x 20 x 3 milímetros y 6 metros de largo. Para sostener todas las bandejas de la cámara de secado, se necesitan 18 tiras de estas dimensiones. Por otro lado, los perfiles cuadrados que sostienen la estructura serán de 40 x 40 x 2 milímetros y 6 metros de largo, por lo tanto se necesitarán 3 tiras de éstos.

Capítulo 5

Resultados Técnicos

En esta sección se mostrarán los resultados obtenidos en este trabajo de título, tanto en la toma de datos como las simulaciones realizadas en el software TRNSYS. A modo de resumen, en primer lugar se presentarán los datos medidos en la localidad de Liquiñe, para luego mediante la energía disponible en ese lugar y el modelo de simulación en el software TRNSYS, presentar la cantidad de kilogramos que puede procesar el secador. Una vez realizado esto se presentarán los resultados obtenidos de la simulación transiente.

5.1. Toma de datos en la localidad de Liquiñe

A continuación se presentan los datos de temperatura y caudal obtenidos en las 3 surgencias medidas en la localidad de Liquiñe. Tal como se mencionó en la sección de metodología, se tomaron varias mediciones de las variables y posteriormente se tomó la media aritmética como valor representativo de la variable en cuestión.

En la tabla 5.1 se muestran los datos obtenidos en la surgencia principal de las Termas de Hipólito Muñoz, medidos el día sábado 13 de enero.

Tabla 5.1: Temperatura y caudal medidos en surgencia principal de Termas Hipólito Muñoz

Medición	Hora de medición	Temperatura [°C]	Caudal [lts/s]
1	10:00	72	1,17
2	11:00	73	1,08
3	12:00	73	1,29
4	13:00	74	1,06
5	14:00	73	1,07
Promedio		73	1,13

Siguiendo con el procedimiento descrito en la sección de metodología, en la tabla 5.2 se muestran los valores de temperatura y caudal medidos en la surgencia secundaria de las

Termas Hipólito Muñoz realizadas el mismo 13 de enero.

Tabla 5.2: Temperatura y caudal medidos en surgencia secundaria de Termas Hipólito Muñoz

Medición	Hora de medición	Temperatura [°C]	Caudal [lts/s]
1	15:00	63	0,61
2	16:00	62	0,55
3	17:00	62	0,50
4	18:00	63	0,56
5	19:00	62	0,53
Promedio		62,5	0,57

Finalmente en la tabla 5.3 se presentan las mediciones de temperatura y caudal de la surgencia principal de las Termas de la Armada, realizadas el día domingo 14 de enero del presente año.

Tabla 5.3: Temperatura y caudal medidos en surgencia principal de Termas de la Armada

Medición	Hora de medición	Temperatura [°C]	Caudal [lts/s]
1	12:00	40	0,74
2	13:00	40	0,75
3	14:00	40	0,82
4	15:00	40	0,82
5	16:00	39	0,89
Promedio		40	0,80

Para finalizar esta sección, en la tabla 5.4 se muestra un resumen de las variables medidas además de la potencia disponible de las tres surgencias medidas.

Tabla 5.4: Resumen de toma de datos en la localidad de Liquiñe

Surgencia	Temperatura [°C]	Caudal [lts/s]	Potencia disponible [kW]*
Principal Hipólito Muñoz	73	1,13	155,9
Secundaria Hipólito Muñoz	62,5	0,57	53,4
Termas de la Armada	40	0,80	0

*Asumiendo que el agua se devuelve al río a una temperatura de 40°C.

5.2. Capacidad de carga del secador

Para estimar la cantidad de kilogramos que puede procesar el secador, hay que tener en cuenta en primer lugar que se deben replicar las mismas condiciones con las que se realizó la

curva de secado, lo cual significa que debe existir una capa de arándanos por piso. Considerando esto, y que según las dimensiones del secador (largo 8 metros y ancho 2 metros) cada piso tiene un área de 16 m^2 , se calculará la masa de arándanos por piso.

Conociendo el diámetro promedio del arándano $\bar{D}_{\text{arándano}} = 1,6 \text{ cm.} = 0,016 \text{ metros}$, y sabiendo que su densidad es de $\rho_{\text{arándano}} = 625 \text{ kg/m}^3$, se puede obtener la masa de un arándano de la siguiente manera:

$$m_{\text{arándano}} = \rho_{\text{arándano}} V_{\text{arándano}} \quad (5.1)$$

Asumiendo el arándano como una esfera, la ecuación anterior queda como:

$$m_{\text{arándano}} = \rho_{\text{arándano}} \frac{4}{3} \pi r_{\text{arándano}}^3 \quad (5.2)$$

Con lo cual un arándano pesa en promedio $\bar{m}_{\text{arándano}} = 1,3404 \times 10^{-3} \text{ kilogramos}$.

Para saber el número de arándanos que puede contener cada bandeja, basta con imaginarse que éstos se disponen en una capa tal como se muestra en la figura 5.1 en donde cada arándano ocupa una área de $A_{\text{arándano}} = 0,016^2 = 2,56 \times 10^{-4} \text{ m}^2$.

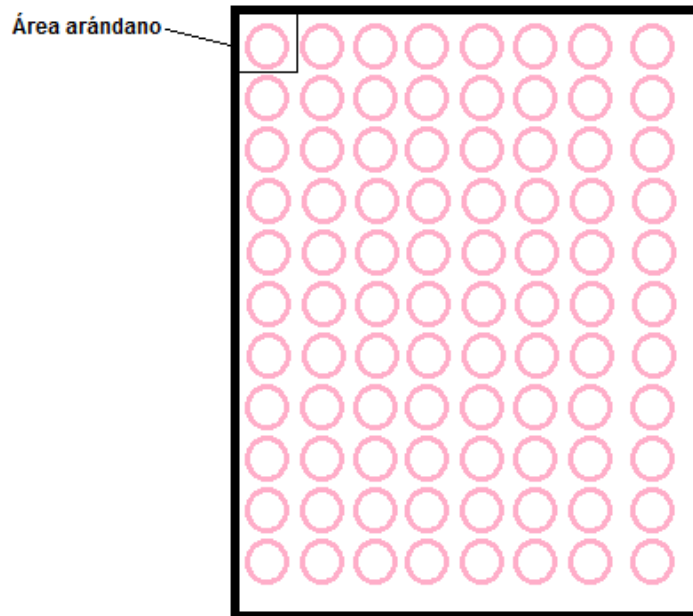


Figura 5.1: Esquema de distribución de arándanos en cada bandeja

Luego si la bandeja se llenara perfectamente con arándanos, ésta podría contener

$$N_{\text{arándanos por piso}} = \frac{A_{\text{piso}}}{A_{\text{arándanos}}} = \frac{16 \text{ m}^2}{2,56 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{arándano}} = 62,500 \text{ arándanos} \quad (5.3)$$

Asumiendo un factor de ocupación de bandeja de FO=0.85 considerando que nunca se llena completa y perfectamente la bandeja con arándanos, el número de arándanos que lleva cada bandeja es de 53.125.

Una vez obtenido esto, se puede calcular la masa de arándanos promedio por bandeja multiplicando el número de arándanos por su masa unitaria:

$$m_{\text{arándanos por piso}} = 53,125 \times 1,3404 \times 10^{-3} \text{ kilogramos} \quad (5.4)$$

Con lo cual la masa de arándanos por bandeja es de $m_{\text{arándanos por bandeja}}=71,21$ kilogramos.

Finalmente, al tener 9 bandejas, la capacidad de carga del secador se calcula como:

$$cap_{\text{carga secador}} = 9 \text{ pisos} \times 71,21 \frac{\text{kilogramos}}{\text{piso}} \quad (5.5)$$

Lo cual arroja un valor de 641 kilogramos por proceso de secado.

5.3. Resultados simulación

Una vez teniendo la capacidad de carga del secador, y todos los parámetros que necesita el modelo de simulación en TRNSYS, los cuales pueden ser vistos en la sección 3.2 se procede a realizar la simulación de éste. Cabe notar que de manera que se tenga una mejor apreciación de la simulación, ésta toma como tiempo de simulación la segunda semana del año, lo cual en la realidad sucederá pues esa semana se encuentra en la mitad de la temporada de arándanos mencionada en antecedentes y durante la cual se realizará este proceso de secado.

A modo de resumen, en primer lugar se mostrará como evoluciona la temperatura al interior de la cámara de secado, luego se verá la evolución de la humedad relativa y finalmente la variación de la humedad absoluta. Finalmente se observará como evoluciona el modelo durante toda la temporada de producción (Diciembre-Marzo).

Cabe notar que en los gráficos presentados a continuación, las variables a observar (Temperatura, Humedad Relativa y Humedad Absoluta) se encuentran en el eje de las ordenadas, mientras que el tiempo se encuentra en el eje de las abscisas y su unidad es horas. De esta forma el primer valor en el eje del tiempo es 168, correspondiente a la primera hora de la segunda semana del año mientras que el último es 336, correspondiente a la última hora del segundo domingo del año.

5.3.1. Evolución de la temperatura en el modelo de simulación

Como se mencionó anteriormente, a continuación se presenta la evolución de la temperatura tanto de la cámara de secado como la ambiente arrojado por el simulador. En la figura 5.2 se aprecia la temperatura al interior de la cámara de secado en azul y la temperatura ambiente en naranja. Con respecto a la temperatura al interior de la cámara es posible notar los horarios de funcionamiento del secador tal como se determinó al momento de diseñar el proceso de secado, comenzando todos los días a las 09:00 y finalizando a las 19:00, llegando a los 60°C en funcionamiento. Una vez apagado el secador la temperatura de éste baja hasta llegar a la temperatura ambiente. Se puede apreciar que son 7 ciclos pues se realiza un proceso de secado diario. Al comparar ambas temperaturas se puede apreciar que cuando el controlador se apaga, la temperatura de la cámara baja, se sincroniza con la temperatura ambiente pero luego debido a la aislación que posee la cámara, la temperatura al interior de ésta comienza a bajar a una tasa mucho menor que la ambiente hasta llegar al día siguiente y comenzar un nuevo ciclo.

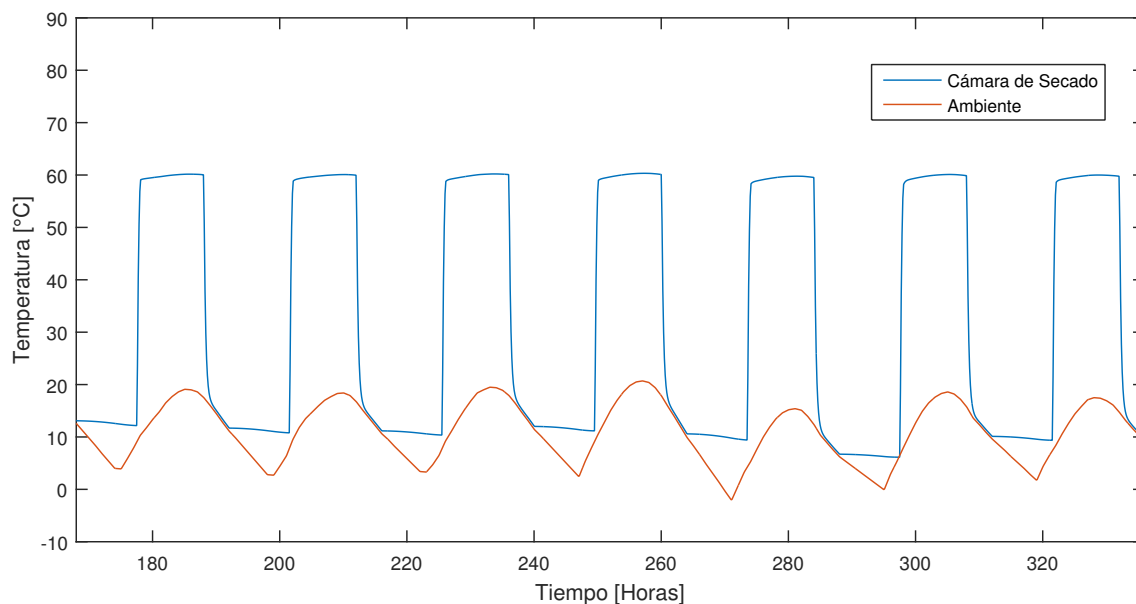


Figura 5.2: Evolución de la temperatura ambiental y al interior de la cámara de secado durante la segunda semana del año

En la figura 5.3 se puede apreciar además de las temperaturas ambiente y del interior de la cámara de secado, la temperatura a la salida del intercambiador en rojo. Se observa que al igual que la temperatura, tiene un comportamiento periódico al momento de encender y apagar el secador, llegando a los 66°C al estar en funcionamiento. Sin embargo al momento de apagarse, la temperatura se sincroniza instantáneamente con la temperatura ambiente, a diferencia de la temperatura de la cámara. Esto sucede porque el intercambiador no tiene aislante, ni capacitancia térmica, con lo cual una vez que no circula agua a alta temperatura por su interior, no existe ninguna barrera térmica que impida establecer un equilibrio térmico con las condiciones ambientales.

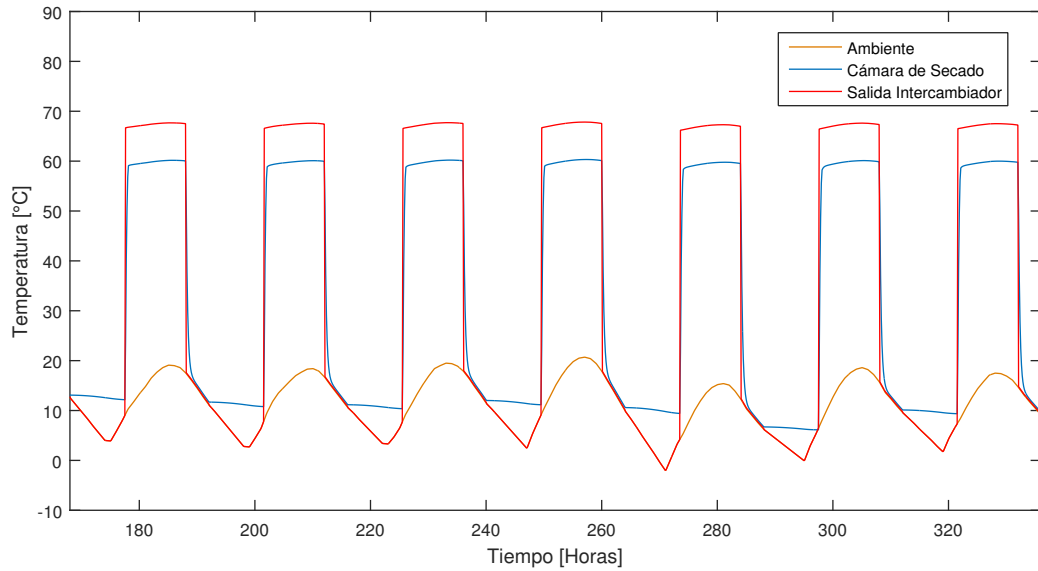


Figura 5.3: Evolución de la temperatura ambiental, al interior de la cámara de secado y a la salida del intercambiador de calor durante la segunda semana del año

5.3.2. Evolución de la humedad relativa en el modelo de simulación

En la figura 5.4 se puede apreciar la evolución de la humedad relativa tanto al interior (azul) como al exterior (naranja) de la cámara de secado.

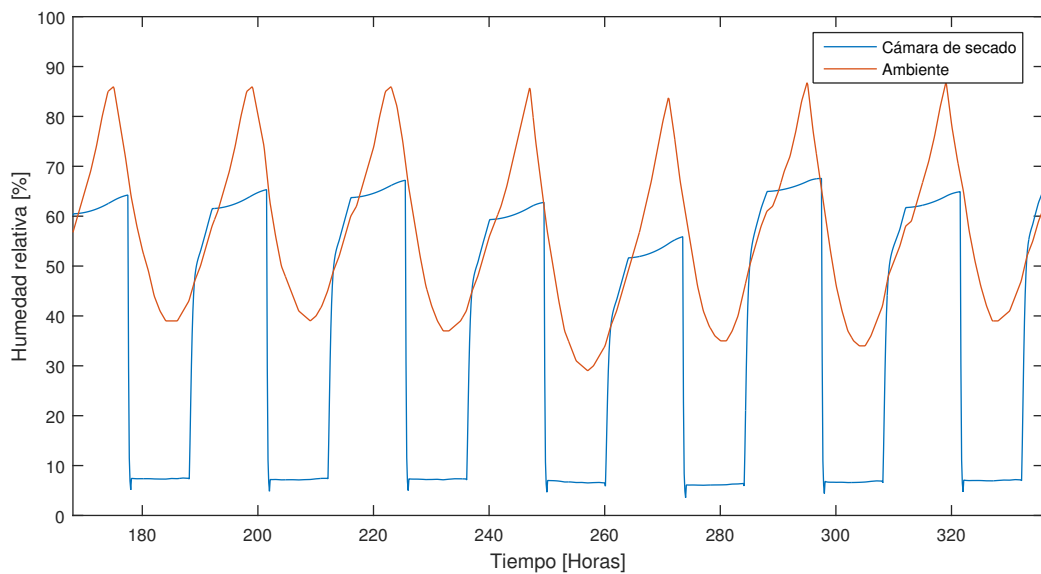


Figura 5.4: Evolución de la humedad relativa ambiente y al interior de la cámara de secado durante la segunda semana del año

Una variable importante a controlar en la cámara de secado es la humedad relativa, pues si ésta llega a 100% al interior de la cámara de secado, se corre el riesgo de que el agua que se está extrayendo en forma de vapor precipite al interior de la cámara, lo cual no cumple con la condición de secado del arándano.

En el gráfico se puede apreciar que durante la noche, debido a que la cámara no está en funcionamiento y la temperatura al interior de ella es baja, la humedad relativa dentro de la cámara llega a valores de 60%. Sin embargo al encender la cámara de secado, y sabiendo que la temperatura al interior de ella aumenta considerablemente, la humedad relativa baja drásticamente ocupando valores que van desde 7,2% a 7,7% con lo cual el traspaso de agua desde el arándano al aire aumenta considerablemente, algo que no sucede con la humedad relativa ambiente pues el aumento de la temperatura ambiente durante el día, como se observó en el gráfico anterior, sucede a una tasa mucho menor que al interior de la cámara. Posterior a esto, una vez que se apaga la cámara, la humedad relativa sube hasta llegar al mismo valor de humedad que existe en el ambiente, pero luego comienza a crecer a una tasa menor que la ambiental. Esto se debe nuevamente a que como existe una fuerte aislación térmica al interior de la cámara, la temperatura ahí no decrece tan rápido como la ambiental, por lo tanto la humedad relativa tampoco crece de la misma forma.

Se puede apreciar que existen cierto *peaks* al inicio y final de cada ciclo y esto se debe a que al interior de la cámara la humedad absoluta aumenta (como se verá en las siguientes figuras) debido a que efectivamente está existiendo un traspaso de agua desde el arándano a al aire dentro de la cámara lo que se traduce en un pequeño aumento de la humedad relativa.

Al igual que en el caso de la temperatura en la figura 5.5 se puede apreciar en color rojo la evolución de la humedad relativa del aire a la salida del intercambiador de calor:

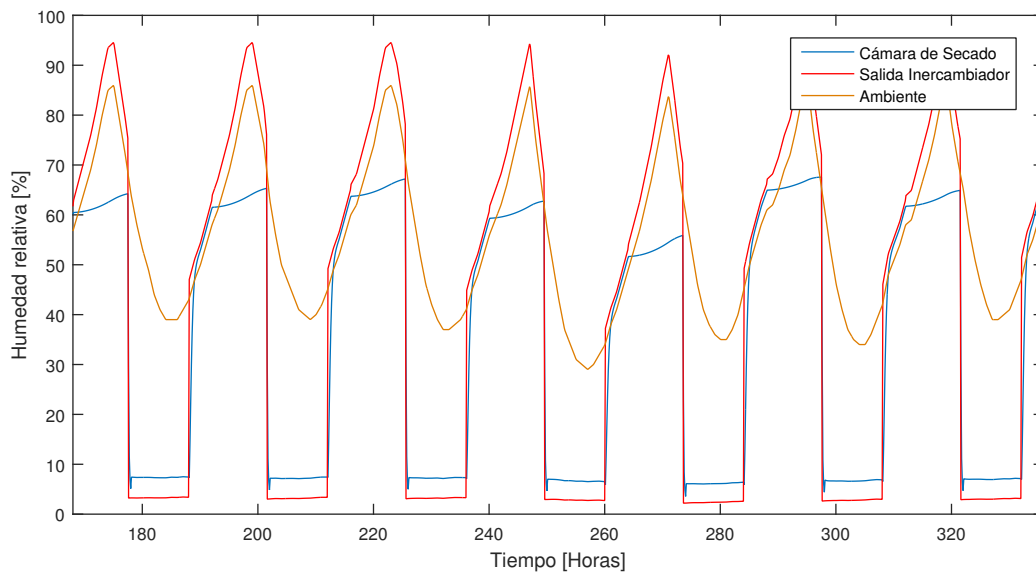


Figura 5.5: Evolución de la humedad relativa ambiental, al interior de la cámara de secado y a la salida del intercambiador de calor durante la segunda semana del año

En ella se observa que al estar en funcionamiento la cámara, la humedad relativa sale del intercambiador con valores que van desde 3,2% a 3,6%, menores a los que se tienen al interior de la cámara. Esto ocurre debido a que como se observó en el gráfico de temperaturas, la temperatura de salida del intercambiador de calor es mayor que la de la cámara, con lo cual su humedad relativa será menor. Finalmente, al estar apagada la cámara, la humedad relativa a la salida del intercambiador se sincroniza con la ambiental de la misma forma que la temperatura pues el intercambiador no posee aislante ni capacitancia térmica.

5.3.3. Evolución de la humedad absoluta en el modelo de simulación

La última variable a representar en la simulación transiente es la evolución de la humedad absoluta. Ésta variable indica la cantidad de agua que es traspasada desde el arándano al aire. En la figura 5.6 se puede apreciar como evoluciona la humedad absoluta nuevamente al interior (azul) y exterior (naranja) de la cámara de secado.

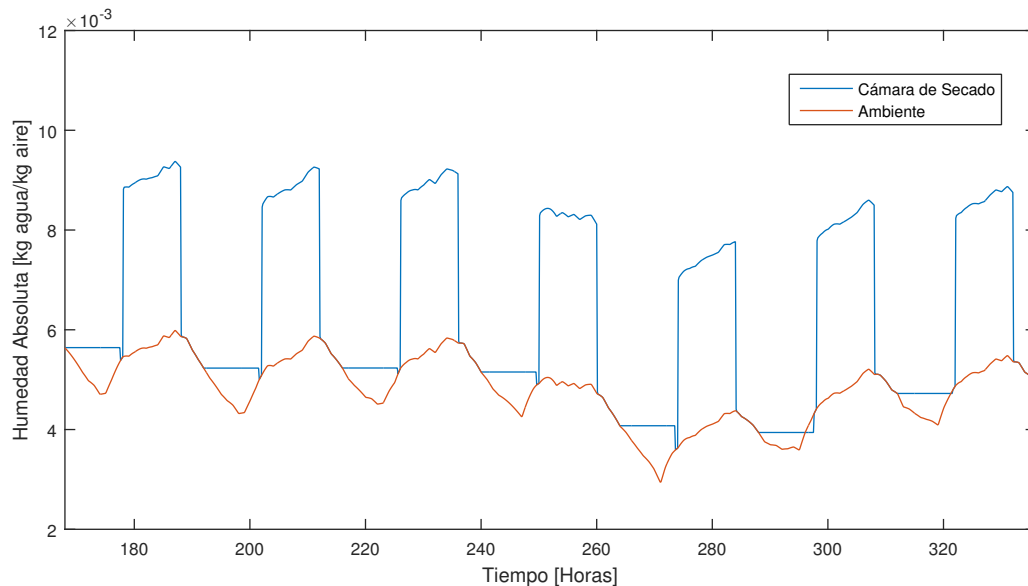


Figura 5.6: Evolución de la humedad absoluta al interior de la cámara de secado durante la primera semana del año

En ella se puede apreciar que en el momento en que la cámara está funcionando, la humedad absoluta del aire llega algunos días a duplicarse llegando a valores de 9 gramos de agua por cada kilogramo de aire al interior de la cámara, lo cual indica que se está extrayendo agua del arándano en el proceso de secado, pues el aire al interior de la cámara es rápidamente evacuado llevándose el agua con él.

Si se compara la humedad absoluta al interior y exterior de la cámara se puede apreciar, como en las variables anteriores que una vez encendida la cámara, la humedad al interior es mayor que la exterior por lo mencionado anteriormente, sin embargo en este caso en que la

humedad absoluta no depende de la temperatura, una vez apagada la cámara, ambos valores se sincronizan y solamente vuelven a variar una vez que la cámara se enciende nuevamente.

5.3.4. Simulación transiente durante una temporada de arándanos

Una vez analizados las variables de temperatura, humedad relativa y humedad absoluta para la primera semana del año, se procede a hacer la evaluación de estas variables a lo largo de una temporada, vale decir, desde el 01 de diciembre hasta el 31 de marzo (lo que significa hacer la evaluación desde la hora 8.016 hasta la 10.920).

En la imagen 5.7 se puede apreciar la evolución de la temperatura al interior de la cámara a lo largo de la temporada, la cual está representada en color rojo, mientras que en color azul se simula la temperatura ambiente. Se puede apreciar que cada uno de los *peaks* generados es un día de secado, y se puede observar que la temperatura se eleva hasta alcanzar los 60°C.

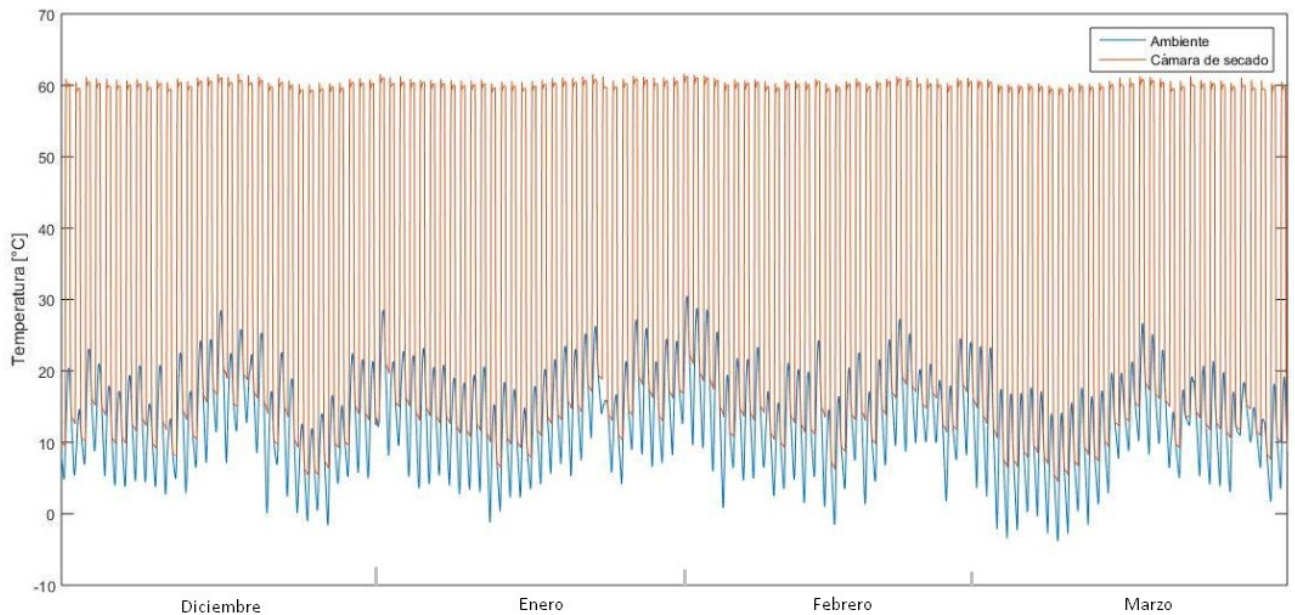


Figura 5.7: Evolución de la temperatura al interior de la cámara de secado (rojo) y la temperatura ambiente (azul) durante una temporada de arándanos

Continuando con la segunda variable a controlar en la figura 5.8 se puede observar la evolución de la humedad relativa al interior de la cámara durante una temporada y a su vez la humedad ambiente. En ella se puede apreciar que al interior de la cámara, nunca se llega al 100% con lo cual no existe precipitación de agua adentro. Además se puede notar que se genera una curva en torno al valor de 7% que corresponde a la humedad relativa al interior al momento de hacer funcionar el secador, los *peaks* que se generan en torno al valor de 80% se generan durante la noche, cuando el secador se encuentra apagado.

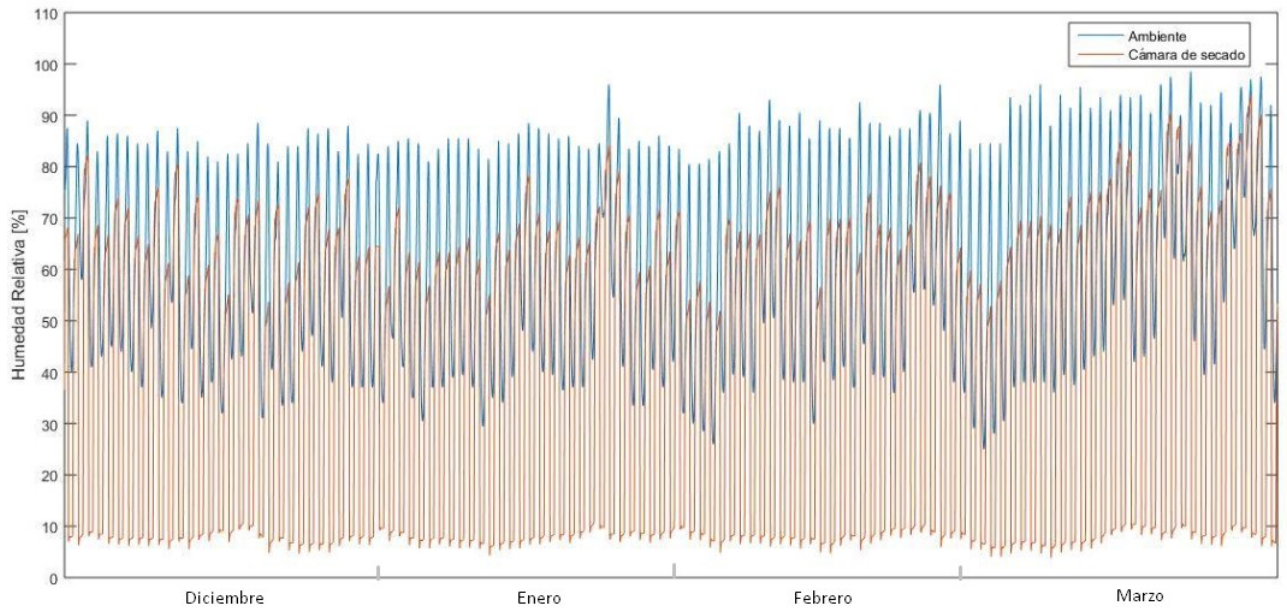


Figura 5.8: Evolución de la humedad relativa al interior de la cámara de secado (rojo) y la humedad relativa ambiente (azul) durante una temporada de arándanos

5.4. Corroboración de las simulaciones mediante la carta psicrométrica

A continuación se corroborará los resultados arrojados por la simulación con los valores existentes en la carta psicrométrica con el fin de validar los resultados obtenidos.

En primer lugar es necesario mencionar que la carta psicrométrica estándar contiene un rango de temperaturas desde los -10°C hasta los 55°C , mientras que la carta para temperaturas elevadas va desde los 20°C hasta los 120°C . Considerando que el aire ambiente se encuentra en la temporada de arándanos a 15°C y se eleva hasta los 66°C es necesario hacer uso tanto de la carta estándar como la de altas temperaturas.

Comenzando con el aire ambiental, este se encuentra a una temperatura de 15°C y a una humedad absoluta de $0,005 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$, condiciones las cuales se ubican en la carta psicrométrica estándar en el 'Punto A' de la figura 5.9. En ella se puede apreciar que el aire ambiente tiene una entalpía inicial de $h_{\text{aire amb}} = 27,7 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{aire}}]$ si se sigue la línea verde que va desde el 'Punto A' hasta los valores de entalpía del aire. Además, si se observa la curva de humedad relativa, se observa que este aire tiene una humedad de 40% , lo cual se observa en el gráfico 5.4 al mirar la línea de humedad relativa ambiente durante el día (notar que en la noche la temperatura decrece, por lo tanto la humedad relativa aumenta llegando a valores de 80%).

Una vez el aire ingresa al intercambiador de calor, este comienza a aumentar su temperatura sin variar su humedad absoluta, por lo tanto las propiedades del aire se desplazan de forma horizontal hacia la derecha desde el 'Punto A' en la figura 5.9 hasta el 'Punto B' de la figura 5.10 condiciones bajo las cuales el aire sale del intercambiador (60°C y $\omega = 0,005 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$). En este punto, se puede observar que la humedad relativa del aire es de 3,5% según la carta psicrométrica mientras que el simulador entrega valores desde 3,2% a 3,6%. Además, si se sigue la línea verde que va desde el 'Punto B' hasta los valores de entalpía se obtiene que la entalpía del aire a la salida del intercambiador es de $h_{\text{aire out}} = 79,5 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{aire}}]$.

En base a los valores obtenidos anteriormente, se puede hacer en primer lugar un balance energético en el intercambiador de calor, comparando las entalpías de entrada y de salida del aire sabiendo que el flujo másico es de $\dot{m}_{\text{aire}} = 2,72 \text{ kg}/\text{s}$.

$$\begin{aligned}\Delta h_{\text{int}} &= h_{\text{aire out}} - h_{\text{aire amb}} \\ \Delta h_{\text{int}} &= 79,5 - 27,7 = 51,8 \\ \Delta h_{\text{int}} &= 51,8 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{aire}}]\end{aligned}\tag{5.6}$$

Por lo tanto la energía entregada por el intercambiador al aire en base a la carta psicrométrica es de:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{entregado}} &= \dot{m}_{\text{aire}} \times \Delta h_{\text{int}} \\ \dot{Q}_{\text{entregado}} &= 2,72 \times 51,8 \\ \dot{Q}_{\text{entregado}} &= 142,5 [\text{kW}]\end{aligned}\tag{5.7}$$

Mientras que bajo el cálculo realizado en la sección de Metodología basado en la ecuación $\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T$, y con el cual se dimensionaron y seleccionaron los intercambiadores de calor dice que el la energía entregada al aire es de 140,3 [kW]. Dicho de otra forma el valor con el que se calculó el proyecto difiere en 1,3% con el valor arrojado por la simulación en el intercambiador de calor.

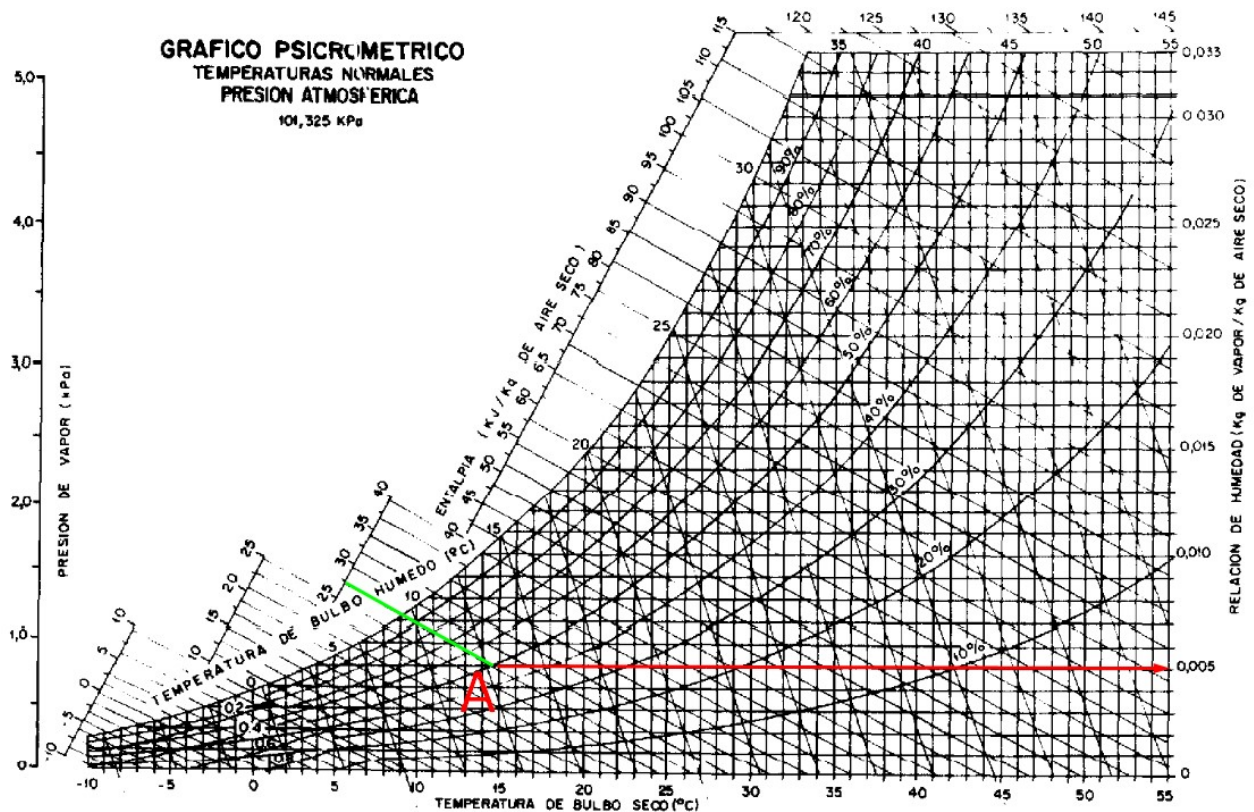


Figura 5.9: Evolución de las propiedades del aire en la carta psicrométrica estándar al ingresar al proceso de secado de arándanos

Continuando con lo que sucede en la cámara de secado, el aire ingresa a una temperatura de 66°C y a una humedad absoluta de $\omega = 0,005 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$, lo cual corresponde al 'Punto B' de la figura 5.10, es decir las condiciones de ingreso a la cámara son las condiciones de salida del intercambiador con lo cual $h_{\text{in cámara}} = 79,5 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{aire}}]$. A diferencia de lo que sucede en el intercambiador, en la cámara la humedad absoluta del aire aumenta al estar recibiendo agua del arándano. También debido al calor sensible y latente que debe entregar el aire al arándano y al agua para llevar a cabo el proceso de secado, la temperatura desciende. Según las simulaciones al salir de la cámara de secado el aire se encuentra a una temperatura de 60°C y a una humedad absoluta de $\omega = 0,0088 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}}$, lo cual hace que el aire dentro de la cámara pase desde el 'Punto B' al 'Punto C' de la figura 5.10. En dicho punto se observa que la humedad relativa tiene un valor de $7,3\%$ mientras que la simulación arroja valores desde $7,2\%$ hasta $7,7\%$. Si se observa la línea verde que va desde el 'Punto C' hasta los valores de entalpía, se obtiene que la entalpía del aire a la salida de la cámara de secado es de $h_{\text{out cámara}} = 85,2 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{aire}}]$. La entalpía del aire aumenta pues a pesar de que pierde un poco de energía debido a la conductividad de las paredes de la cámara, existe una gran cantidad de energía en forma de vapor de agua que está absorbiendo de los arándanos y llevándose consigo.

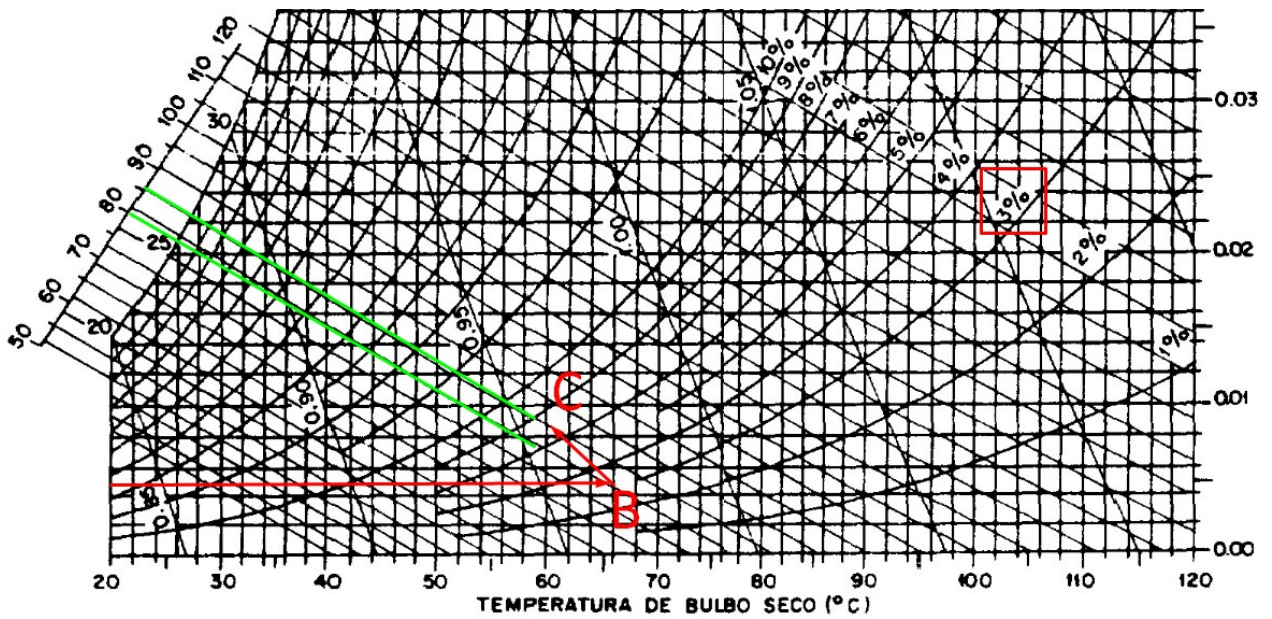


Figura 5.10: Evolución de las propiedades del aire en la carta psicrométrica de altas temperaturas durante el proceso de secado de arándanos

Si se realiza el mismo cálculo de diferencias de entalpía del aire en base a la carta psicrométrica que se realizó en el intercambiador se obtiene que el aire gana energía de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}\Delta h_{\text{aire}} &= h_{\text{out cámara}} - h_{\text{in cámara}} \\ \Delta h_{\text{aire}} &= 83 - 79,5 = 3,5 \\ \Delta h_{\text{aire}} &= 3,5 \text{ [kJ/kg}_{\text{aire}}]\end{aligned}\tag{5.8}$$

Luego, la energía que recibe el aire desde la cámara según la carta psicrométrica se calcula a continuación:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{recibido}} &= \dot{m}_{\text{aire}} \times \Delta h_{\text{aire}} \\ \dot{Q}_{\text{entregado}} &= 2,72 \times 3,5 \\ \dot{Q}_{\text{entregado}} &= 9,5 \text{ [kW]}\end{aligned}\tag{5.9}$$

Para comparar este valor con el simulador se toma la ecuación de balance energético que realiza utiliza el software presentada en la sección de metodología:

$$Cap \frac{dT}{dt} = UA(T_{\text{amb}} - T) + \dot{m}_{\text{aire}} C_{p\text{aire}}(T_{\text{aire}} - T) - \dot{Q}_{\text{cedido al arándano}} - \dot{m}_{\text{agua}} h_{\text{agua}}\tag{5.10}$$

El primer término de esta ecuación corresponde a las pérdidas de la cámara por transmisión térmica, el cual conociendo sus variables tiene un valor de:

$$UA(T_{amb} - T) = 0,35 \times 52,7 \times (15 - 60) = -830 \text{ W} \quad (5.11)$$

$$UA(T_{amb} - T) = -0,8 \text{ kW} \quad (5.12)$$

El segundo término de esta ecuación corresponde a la energía que ingresa a la cámara en forma de aire caliente, el cual tiene el valor de:

$$\dot{m}_{aire} C_{p_{aire}} (T_{aire} - T) = 2,72 \times 1,012 \times (66 - 60) \quad (5.13)$$

$$\dot{m}_{aire} C_{p_{aire}} (T_{aire} - T) = 16,5 \text{ kW} \quad (5.14)$$

El tercer término de la ecuación corresponde al calor sensible que se le debe entregar al arándano, y tal como se describió en la sección 3.2.7 se calcula como:

$$\dot{Q}_{cedido \text{ al arándano}} = - \frac{m_{arándano} C_{p_{arándano}} (T_{secado} - T_{in \text{ arándano}})}{t_{secado}} \quad (5.15)$$

$$\dot{Q}_{cedido \text{ al arándano}} = - \frac{641 \times 3,64 \times (60 - 20)}{10 \times 3600} \quad (5.16)$$

$$\dot{Q}_{cedido \text{ al arándano}} = -2,6 \text{ kW} \quad (5.17)$$

Finalmente el cuarto término de la ecuación corresponde al calor latente que pierde la cámara al evaporar el agua desde el arándano y traspasársela al aire que circula al interior. Nuevamente este término se calcula como se detalla en la sección 3.2.7 y tiene el siguiente valor:

$$\dot{m}_{agua} h_{agua} = -\dot{m}_{aire} (\omega_{out} - \omega_{in}) h_{agua} \quad (5.18)$$

$$\dot{m}_{agua} h_{agua} = -2,72 \times (0,0090 - 0,0056) \times 2,357 \quad (5.19)$$

$$\dot{m}_{agua} h_{agua} = -21,8 \text{ kW} \quad (5.20)$$

Por lo tanto el calor que pierde la cámara tiene un valor final de:

$$Cap \frac{dT}{dt} = -0,8 + 16,5 - 2,6 - 21,8 \text{ kW} \quad (5.21)$$

$$Cap \frac{dT}{dt} = -8,7 \text{ kW} \quad (5.22)$$

Como es la cámara la que pierde esta energía, es entonces el aire el que la gana. Si se toma la ganancia energética del aire obtenido según la carta psicrométrica, esta era de 9,5 kW lo que comprueba que el balance térmico realizado por el software coincide con los valores arrojados por la carta psicrométrica. Vale la pena mencionar que para seleccionar los puntos A, B y C en la carta se tomó un tiempo en particular que entrega la simulación, pero como se puede apreciar en los gráficos del software, las simulaciones están hechas en estado transiente, es decir existen variaciones de los estados iniciales (Puntos A) según el momento en que se seleccionaron los datos, por lo tanto es aceptable que los valores de la carta psicrométrica difieran dentro de un margen (en este caso 0,8 kW) con el calculado que se hizo en base a un promedio de los datos.

5.5. Análisis de sensibilidad técnico

En esta sección se variará la carga de arándanos que procesa diariamente el secador para de tener las condiciones de operación en caso de que en algún momento no se llegue a la carga máxima del secador (641 kg). Para realizar esto, se supondrán tres casos posibles: cuando el secador opera con un 75 % de su capacidad, cuando lo hace a un 50 % y cuando opera a 25 %.

Como condición de trabajo, independientemente de la carga que utilice el secador, se debe cumplir que la temperatura del aire debe fluir a 60°C al interior de la cámara con una velocidad de 3 m/s.

Comenzando con el secador operando con un 75 % de su capacidad, lo que sucede es que el tanto el calor sensible del arándano como el calor latente de vaporización del agua, disminuyen al tener menos kilogramos que procesar. Esto se traduce en que al operar con las mismas condiciones establecidas cuando el secador está a plena capacidad, el calor que se pierde en este caso es menor con lo cual la temperatura dentro del secador supera los 60°C. Para volver a tener estos 60°C dentro de la cámara lo que se hace es disminuir el flujo másico de aire que ingresa, lo que conlleva utilizar menos energía proveniente de la fuente geotermal. En otras palabras, el número de intercambiadores operando disminuye. Si en el caso base (641 kilogramos), la cantidad de energía utilizada traspasada desde el agua al aire era de 140,3 kW, operando a una carga de 70 % se traspasan 106,3 kW lo que significa que la nueva área de intercambio a utilizar es de 136 m^2 , lo cual significa que con las mismas dimensiones de los intercambiadores utilizadas anteriormente se necesitan 8,2 de éstos, llegando a un número final de 9 intercambiadores en funcionamiento para un 75 % de carga. Con respecto al flujo másico de aire, es necesario que el ventilador suministre, a la misma presión previamente determinada un caudal de 6.112 $\frac{m^3}{h}$.

El punto en contra que surge al secar con menor capacidad es que al ser menor la energía que entra, la cámara tarda mas tiempo en llegar a su condición de temperatura de secado, algo que a plena carga, debido a la cantidad de energía que ingresa a través del elevado caudal de aire, no sucede. En vista de lo anterior, la cámara tarda 1,5 horas en llegar a 60°C, lo cual es necesario tener en cuenta a la hora de programar los tiempos de secado.

Pasando al segundo caso de estudio, cuando el secador opera con la mitad de su capacidad,

es necesario utilizar menos intercambiadores y menos caudal de aire ingresando a la cámara para no sobrepasar la condición de temperatura de secado de 60°C. En este caso el calor que debe traspasar el agua al aire en los intercambiadores tiene un valor de 72,3 kW con lo cual el área necesaria de intercambio es de 72 m². Con éstos valores, el número de intercambiadores en funcionamiento necesarios es de 5. El caudal de aire necesario para operar a mitad de carga es de 4.084 $\frac{m^3}{h}$. Finalmente, debido a que la cantidad de energía que ingresa a la cámara es menor, el tiempo que se tarda en llegar al interior de ésta a 60°C es de 4 horas.

El último caso en este análisis es considerar que el secador opera con 160 kilogramos de arándanos frescos. En este caso, y bajo la misma lógica utilizada en los dos casos anteriores, el calor traspasado es de 38,3 kW, lo que se traduce en un área de intercambio de 28,3 m². Con estos valores, es necesario utilizar 2 intercambiadores de los 13 disponibles, y el caudal de aire a mover por parte del ventilador desciende a 2.233 $\frac{m^3}{h}$. El precio a pagar por utilizar una menor carga en una cámara diseñada para una mayor capacidad es que el tiempo en que se tarda en llegar a la temperatura deseada es de 8 horas, con lo cual habría que estudiar si utilizar la cámara con una carga de este tamaño es viable o no en temas de tiempo y costos.

A continuación, en la tabla 5.5 se muestra un resumen del análisis de sensibilidad técnico realizado anteriormente

Tabla 5.5: Resumen análisis sensibilidad técnico

Capacidad	Kg frescos	Potencia[kW]	N° Int.	Q aire[m ³ /h]	t calentamiento [h]
100 %	641	140,3	13	7.992	0
75 %	480	106,3	9	6.112	1,5
50 %	320	72,3	5	4.084	4
25 %	160	38,3	2	2.233	8

5.6. Layout del secador

Para finalizar esta sección de resultados, una vez teniendo en cuenta todos los equipos a utilizar en el proceso de secado de arándanos junto con sus respectivas dimensiones, se puede hacer un *Layout* de la planta, tal como se muestra en la figura 5.11. En ella se puede apreciar que los intercambiadores de calor, representados como I1 hasta I10 se disponen en dos filas, una encima de la otra con el fin de ahorrar espacio a lo ancho de la planta, es por esto que visto desde arriba solamente se aprecian 5 de éstos, sin embargo si se observa la figura 5.12 se puede ver una vista frontal de los intercambiadores I1 e I2 en los cuales el agua caliente entra siempre por el costado derecho superior y el agua fría sale desde el costado inferior derecho. Además si se observa la vista lateral de los intercambiadores I1 e I2 en la figura 5.13 se puede apreciar que el agua caliente ingresa por el costado trasero del intercambiador mientras que el agua fría egresa por el costado delantero.

El componente mas grande dentro de la planta, es la cámara de secado, pues a pesar de ser relativamente baja (1 metro de alto), es larga. También se puede observar que las puertas de la cámara de secado están dispuestas por ambos costados de ella, de manera que el proceso de carga y descarga de arándanos sea mas rápido y exista espacio suficiente para realizarlo,

además ésta configuración facilita el proceso de secado pues las bandejas se disponen por los costados de la cámara mientras que el aire fluye a lo largo de ésta, de manera que cada uno de estos procesos interfiera lo menos posible con el otro.

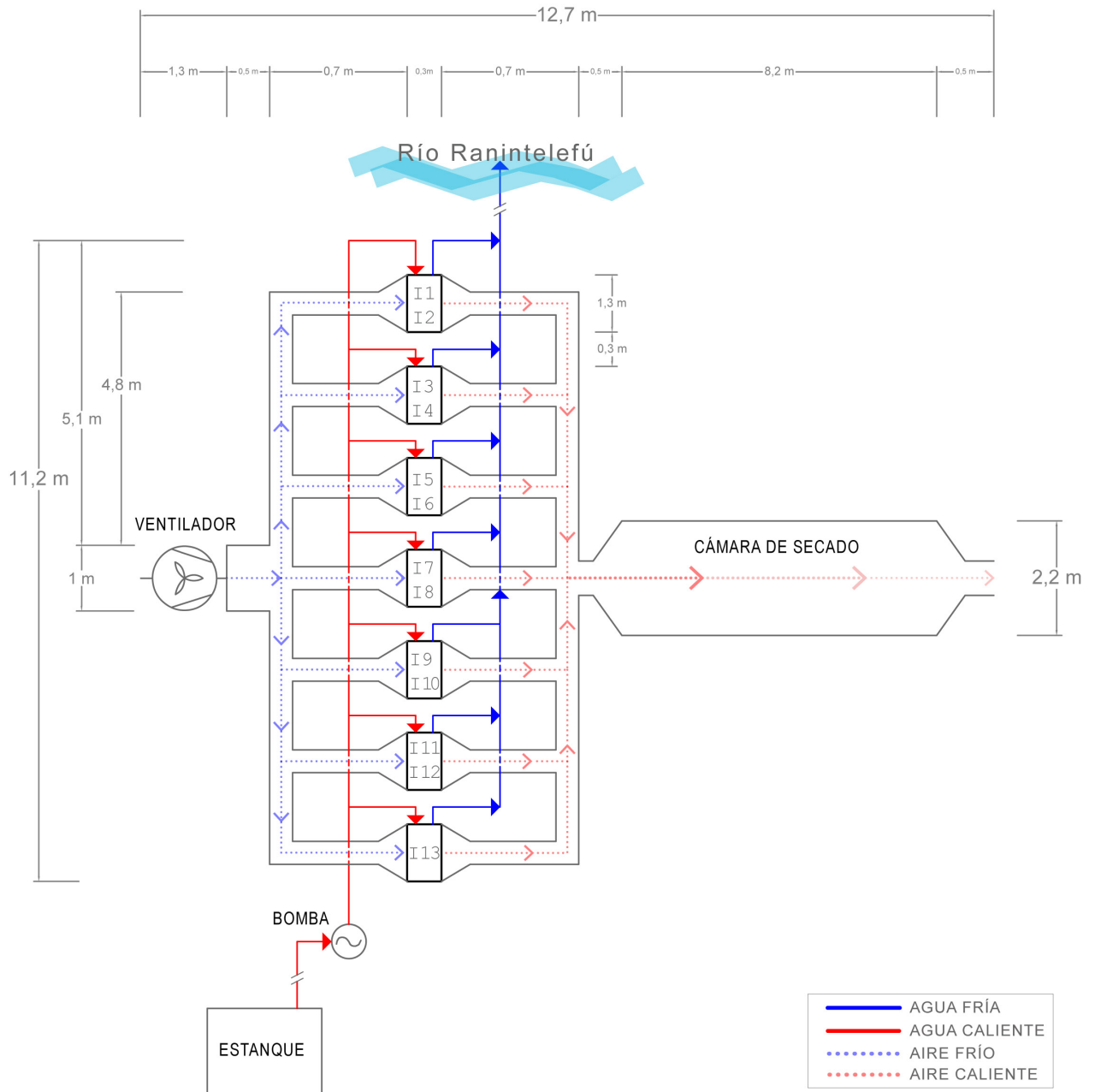


Figura 5.11: Layout de la planta de secado

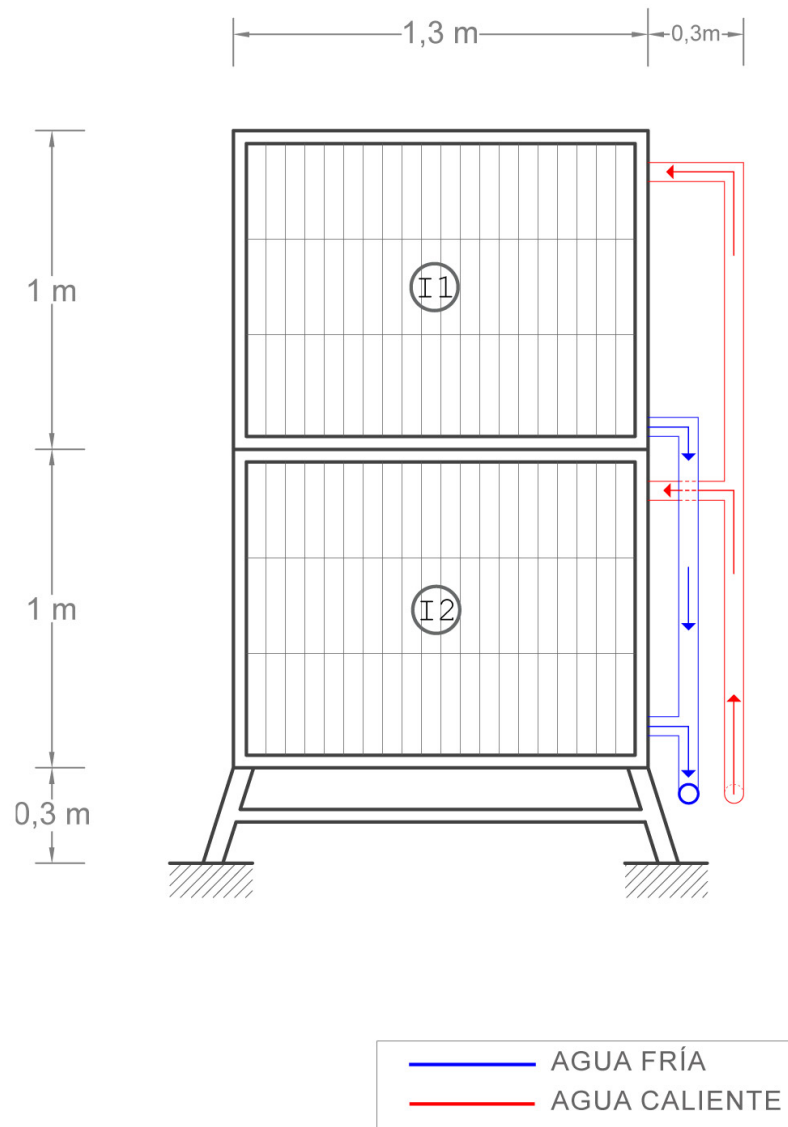


Figura 5.12: Vista frontal de los intercambiadores de calor I1 e I2

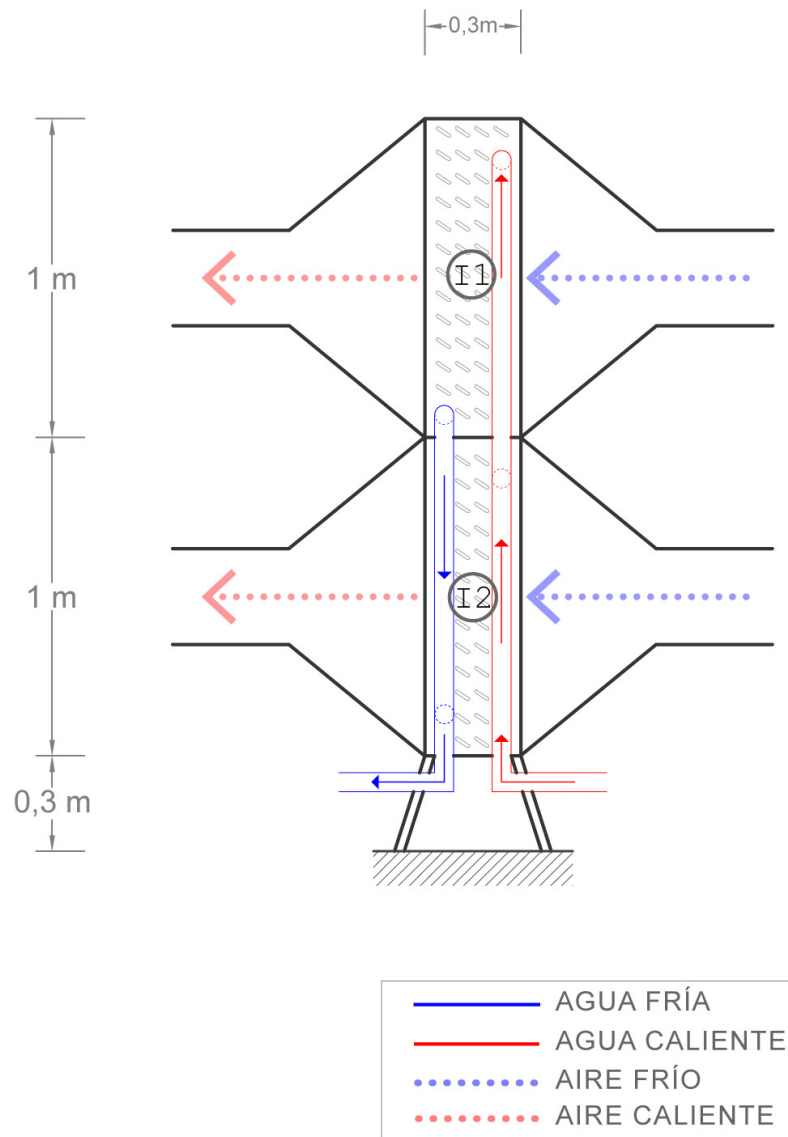


Figura 5.13: Vista lateral de los intercambiadores de calor I1 e I2

Finalmente, con respecto al piping y la línea de ductos, es necesario mencionar que el agua circula a nivel del suelo y solamente sube a los intercambiadores al momento de ingresar a éstos, mientras que la línea de ductos se desarrolla a 30 centímetros con respecto al nivel del suelo. De esta forma, el piping con la línea de ductos no interfieren entre sí.

Capítulo 6

Análisis Económico

En este capítulo se presenta la evaluación económica del proyecto, la cual aborda la rentabilidad de llevar a cabo el proyecto de deshidratado de arándanos. Para esto se analizaron distintos tópicos referidos a proyectos de esta envergadura, como lo son los costos asociados a la inversión, ingresos por ventas, traslado de insumos, entre otros, llegando al final a obtener un flujo de caja.

Este capítulo dividirá el flujo de caja en secciones de inversión en donde se detallarán todos los gastos asociados con la puesta en marcha del proyecto, para luego pasar a una sección donde se evalúan los costos operacionales del proyecto, es decir, los costos una vez que la cámara de secado se encuentra en funcionamiento, para finalmente presentar el flujo de caja y con él, el valor actual neto que presenta el proyecto.

6.1. Inversión

De manera de tener una visión mas ordenada con respecto a la inversión inicial que es necesario llevar a cabo en este proyecto, esta sección se subdividirá en la inversión con respecto a equipos principales de la planta, luego se pasará a evaluar los costos asociados a la cámara de secado, que es el componente mas importante en este proyecto, para después presentar los costos de insumos de menor relevancia en el proyecto (piping, ductos de aire). Finalmente, y dado a que el proyecto se ubica en Liquiñe, se presentarán los costos de traslado de equipos desde Santiago y el montaje de la planta en el sector.

6.1.1. Equipos

Para determinar el precio de los equipos a utilizar, como se mencionó anteriormente, se realizaron cotizaciones con los fabricantes o importadores de éstos. Se trató de que la disponibilidad de los equipos estuviera en nuestro país ya que, en el caso de que se dé la orden de compra, no existan gastos referidos a la importación desde el exterior. De los

equipos seleccionados, el único que tiene procedencia extranjera son los intercambiadores de calor, a los cuales se le añadió un valor del 6% de su precio por concepto del derecho *ad valorem* y luego el impuesto a valor agregado del 19%, según dicta el Servicio Nacional de Aduanas.

Finalmente vale la pena mencionar que, con el fin de minimizar los riesgos de que el secador presente problemas, se comprará un equipos extra que se tendrán en bodega. De esta forma ante cualquier falla en cualquiera de estos equipos, pueden ser rápidamente reemplazados para que no deje de funcionar la planta en la temporada de secado de arándanos.

En la tabla 6.1 se pueden observar los precios de los 3 equipos principales a utilizar en este proyecto.

Tabla 6.1: Valores de equipos principales a utilizar en el secador

Equipo	Cantidad necesaria	Valor unitario [\$]	Valor total [\$]
Intercambiador de calor	14	170.000	2.380.000
Bomba centrífuga	2	378.000	756.000
Ventilador centrífugo	2	895.000	1.790.000

De la tabla anterior se puede apreciar que el costo total de inversión en equipos principales es de \$4.926.000.

6.1.2. Cámara de Secado

Con respecto a la cámara de secado, en esta sección se mencionarán los valores de los materiales necesarios para la construcción de ésta, pues la construcción en sí se verá más adelante. Nuevamente, como en la sección anterior, los materiales son de procedencia nacional y fácilmente accesibles como se vio en la sección 4.4 al momento de seleccionar los materiales necesarios.

A diferencia del costo de los equipos, para la cámara de secado no se considerarán materiales extra, pues al no ser la cámara un equipo en sí, no existe la posibilidad de que falle.

A continuación en la tabla 6.2 se pueden apreciar los materiales seleccionados en la sección 4.4 junto con sus respectivos precios.

Tabla 6.2: Valor de componentes de la cámara de secado

Material	Cantidad necesaria	Valor unitario [\$]	Valor total [\$]
Planchas estructurales exterior	28	22.500	630.000
Planchas estructurales interior	28	22.500	630.000
Lana mineral	4	42.242	168.968
Perfiles angular	18	2.390	43.020
Perfiles cuadrados	3	3.510	10.530
Bandejas de acero	45	23.000	1.035.000

Observando los precios de los materiales y la cantidad requerida de éstos para la construcción de la cámara se puede observar que se necesita un monto de \$2.517.518 para efectuar la compra de éstos.

6.1.3. Extras

En esta sección se presenta el precio de componentes menores del proyecto. Específicamente se presentan las conexiones entre los equipos, vale decir las líneas de piping en el circuito de agua y la línea de ductos en el circuito del aire. Además del precio de las líneas también se incluye el precio de *fittings* en caso de la línea de piping y la instrumentación en el circuito de aire, considerando templadores manuales.

La línea de piping será de polipropileno random (PPR), un polímero termoplástico utilizado en sistemas de calefacción que tiene la característica de su alta resistencia a la temperatura y corrosión, mientras que los ductos serán chapas de acero inoxidable.

Estos precios, aunque sean pequeños comparados con las otras secciones vale la pena mencionarlos en para tener una mayor exactitud del costo del proyecto.

En la tabla 6.3 se presentan los precios de componentes mencionados anteriormente.

Tabla 6.3: Valor de componentes extras a utilizar en el secador

Componente	Cantidad necesaria	Valor unitario	Valor total [\$]
Piping agua	30 metros	1.500 \$/m	45.000
Fittings agua	1	30.000	30.000
Ductos aire	20 metros	17.500 \$/m	350.000
Instrumentación aire	1	40.000	40.000

Observando la tabla anterior, el costo de componentes extras en el proyecto asciende a la suma de \$ 465.000.

6.1.4. Montaje y Traslado

Finalmente, en esta sección se verá el montaje de la planta y su posterior traslado a la localidad de Liquiñe. La idea es poder montar la cámara de secado en Santiago, pues hay mas facilidades para hacerlo en la capital, para luego transportarla a Liquiñe.

Como se puede apreciar en el *Layout* del proyecto, debido a las dimensiones de éste no es factible transportar todo el proyecto de una vez, es por esto que se planea realizar dos viajes Santiago - Liquiñe. En el primero de éstos se envía todo lo relacionado a equipos y extras, vale decir, intercambiadores, bomba, piping, ventilador, entre otros. En el segundo viaje se envía la cámara de secado previamente montada en Santiago.

Con respecto al montaje de la cámara de secado, se estima su construcción en el periodo de 20 días hábiles, lo que se traduce en un mes utilizando dos operarios. Los costos entonces serán los del lugar físico necesario para montarla, el sueldo de los operarios calificados y la maquinaria adecuada para la construcción. Como se puede ver en la tabla 6.4, el valor de arriendo de bodega en Santiago tiene un precio de $\$3.000/m^2$ ($0,11 UF/m^2$) mientras que el sueldo de un operario calificado (soldador certificado) asciende a $\$500.000$ mensuales. Finalmente, la maquinaria adecuada para la construcción de la cámara (tecles manuales de cadena, herramientas de corte, y desbaste entre otros) tiene un valor de arriendo de $\$1.000.000$ por mes.

Tabla 6.4: Valor de la inversión necesaria para montar la cámara de secado

Ítem	Cantidad necesaria	Valor unitario	Valor total [\\$]
Arriendo bodega Santiago	100 m^2	3.000 $\$/m$	300.000
Arriendo equipos	1	1.000.000 $\$/operario$	1.000.000
Operario calificado	2 operarios	500.000 $\$/operario$	1.000.000

Una vez montada la cámara de secado, es necesario realizar los traslados a la localidad de Liquiñe, para esto, y como se mencionó anteriormente, se realizarán dos viajes, el primero que traslade los equipos necesarios y el segundo la cámara montada. Considerando que cada viaje tiene un valor de $\$500.000$, el costo de transporte asciende a $\$1.000.000$.

En resumen, el montaje y traslado del secador de arándanos tiene un valor de $\$3.300.000$.

6.1.5. Resumen inversión

Habiendo separando los costos de inversión en distintos campos, en la tabla 6.5 se muestra un resumen con el costo total de inversión del secador de arándanos en Liquiñe.

Tabla 6.5: Resumen de la inversión en el secador de arándanos

Ítem	Precio [\$]
Equipos principales	4.926.000
Cámara de secado	2.517.518
Extras	465.000
Montaje y traslado	3.300.000
Total inversión	11.208.518

Con los resultados anteriores se obtiene que el monto necesario para la inversión en este proyecto asciende a la suma de \$11.208.518.

6.2. Costos Operacionales

Una vez analizada la inversión inicial necesaria para este proyecto, se procederá a evaluar los costos de ésta en estado transiente, es decir los costos operacionales.

En primer lugar, es necesario mencionar que el secador de arándanos funciona durante la temporada de verano, esto es desde el 1 de diciembre hasta el 31 de marzo del siguiente año. Pero más aun, es necesario notar que el secador funciona solamente de lunes a viernes, lo que se traduce en 85 días de trabajo por temporada.

Al existir 85 días de trabajo, y sabiendo que el secador funciona una vez por día, se realizará un análisis de costos por día, para luego extrapolarlo a la temporada completamente. Dentro de los costos diarios en la producción de arándanos deshidratados se encuentran cuatro áreas (compra y traslado de arándanos frescos, personal de carga/descarga del secador, consumo eléctrico de equipos y despacho de arándanos deshidratados) que se detallarán a continuación.

Lo primero que es necesario realizar en la cadena de producción es comprar y trasladar los arándanos frescos, los cuales se encuentran en la misma comuna de Panguipulli, pues como se vio en la sección 2.4.2 de antecedentes, solamente esta comuna produce una cantidad de 1.722 toneladas de arándanos por temporada, con lo cual existe oferta suficiente de arándano fresco. Así, considerando la compra de arándano al por mayor, éste se puede encontrar a un precio de \$2.000/kg. Luego ya que el traslado de éstos al secador es dentro de la misma comuna de Panguipulli, sabiendo que se necesita un camión de mediana carga que transporte 641 kilogramos, y realizando un acuerdo de traslado por temporada, se estima el valor diario de \$40.000 por transporte de arándanos frescos al secador. Por lo tanto se tiene que diariamente se tiene un costo de \$1.322.000 por concepto de compra y traslado de arándanos

Una vez teniendo los arándanos frescos en el lugar donde se encuentra el secador es necesario realizar el proceso de carga (y posterior descarga una vez finalizado el proceso) de arándanos en el secador. Considerando que el secador posee 4 puertas (2 por cada costado), entonces se puede tener como máximo 4 temporeros, cada uno en una puerta, trabajando en esta labor. Observando el cronograma del día en la tabla 3.3 se aprecia que el empleado trabaja solamente 2 horas al día, con lo cual se le asigna una renta diaria de \$12.000 según

la dirección de trabajo.

Al hacer operar la planta, es necesario contabilizar los costos de electricidad generados por el ventilador y la bomba centrífuga. Para calcular los kWh utilizados diariamente, es necesario saber, como se vio en la selección de equipos que el ventilador consume una potencia de 2,2 kW mientras que la bomba 1,1 kW. Sabiendo también que es necesario que el sistema esté encendido por media hora antes y después de utilizarse es que el tiempo diario de uso de estos equipos es de 11 horas. Con lo anterior se obtiene la cantidad de kWh utilizados diariamente como se puede apreciar en la tabla 6.6, desde los cuales se puede saber el valor del consumo eléctrico diario sabiendo que en la Región de Los Ríos el valor del kWh es de \$112/kWh en verano. Debido a esto, se tiene un costo de \$4.066 diarios por uso de electricidad en equipos del secador.

Tabla 6.6: Potencia eléctrica diaria demandada por el secador

Equipo	Potencia requerida [kW]	Horas funcionamiento	kWh utilizados
Ventilador	2,2	11	24,2
Bomba	1,1	11	12,1
Total	3,3	11	36,3

Finalmente, una vez teniendo el arándano deshidratado, es necesario considerar su despacho a Santiago dónde se venderá. Debido al comportamiento de la curva de secado de arándanos expuesta en antecedentes, se sabe que diariamente, de los 641 kilogramos de arándanos frescos se producen 177 kilogramos de arándanos deshidratados, los cuales pueden ser acumulados antes de ser trasladados pues a diferencia de los arándanos frescos, contienen aproximadamente 18% de agua en su interior lo que facilita su conservación en condiciones ambientales. Debido a esto, es que una cada 6 semanas se realiza el despacho desde Liquiñe a Santiago, en una camión que transporta 5.310 kilogramos de arándano deshidratado. Si se trabaja 85 días por temporada, entonces se deben realizar 3 viajes de costo \$500.000 cada uno (lo que se traduce en un costo de \$17.647 diario).

Al haber analizado cada uno de los cuatro puntos importantes en los costos operacionales, y agregándole una mantención de planta anual previo al inicio de temporada de \$500.000, se obtienen los siguientes costos operacionales:

Tabla 6.7: Costos operacionales del secador de arándanos

Ítem	Costo diario [\$]	Costo por temporada [\$]
Compra arándanos frescos	1.282.000	108.970.000
Traslado arándanos frescos	40.000	3.400.000
Personal de trabajo	48.000	4.080.000
Electricidad equipos	4.066	345.610
Traslado arándanos deshidratados	17.647	2.000.000
Mantenimiento inicio temporada		500.000
Total	1.391.713	119.295.610

Resumiendo los costos operacionales se tiene que el gasto diario en un día de producción

es de \$1.391.713, mientras que por temporada alcanza la cifra de \$119.295.610.

6.3. Flujo de Caja

Una vez teniendo los costos de inversión y operacionales, es posible realizar un flujo de caja, el cual nos dará indicadores de si el proyecto es factible económicamente. Para el flujo de caja realizado en este proyecto se tomaron en cuenta las siguientes condiciones:

- El horizonte de evaluación es de 7 años.
- El impuesto a las utilidades, tal como sugiere el SII para la empresa privada es del 27 %.
- La tasa de descuento aplicada es del 12 % por ser un proyecto privado.
- Para la inversión inicial no se considerará un préstamo.
- Los equipos que sufren depreciación son los intercambiadores, ventilador y bomba. La cámara de secado, piping y ductos de ventilación no tienen un valor residual al ser diseñados exclusivamente para este proyecto.
- Dado a que el secador procesa el 3,2 % de la cantidad de arándanos cosechados solo en la comuna de Panguipulli, se asume que la demanda de arándanos deshidratados da a basto para vender la producción de estos.

En base a los puntos expuestos anteriormente, se obtiene el flujo de caja expuesto en la tabla 6.8. En ella se puede observar que la primera columna corresponde al periodo de inversión, la segunda columna corresponde a 6 de las 7 temporadas propuestas en el horizonte de evaluación (al tener una producción constante se asume que el flujo de caja será igual en cada temporada), y finalmente la tercera columna corresponde a la séptima temporada del proyecto, en dónde se puede dar por culminado éste. También se puede notar que los costos operacionales fueron divididos en dos áreas, la compra de arándanos frescos (\$108.970.000 diarios) corresponde a la sección de costos por ventas, mientras que el resto de los costos operacionales (\$9.825.576) están incluidos en gastos operacionales. Finalmente, en base a los precios de mercado que se encuentran en la venta de arándano deshidratado en Chile (Furcosa, Elabal, Natural Chile, Frutos de Chile y Kadosh entre otras), se obtiene el valor de \$8.500 por cada kilogramos de éste haciendo una estimación conservadora.

Tabla 6.8: Flujo de caja del proyecto

	Temporada 0	Temporada 1-6	Temporada 7
+ Ingresos por ventas	\$0	\$127.581.956	\$127.581.956
- Costos por ventas	\$0	\$108.970.000	\$108.970.000
- Gastos operacionales	\$0	\$9.825.576	\$9.825.576
- Depreciación	\$0	\$512.000	\$512.000
- Intereses	\$0	\$0	\$0
- Pérdida ejercicio anterior	\$0	\$0	\$0
+/- Ganancias / Pérdidas de capital	\$0	\$0	\$0
Utilidad antes de impuestos	\$0	\$9.298.380	\$9.298.380
- Impuestos (27%)	\$0	\$2.510.563	\$2.510.563
Utilidad después de impuestos	\$0	\$6.787.817	\$6.787.817
+ Depreciación	\$0	\$512.000	\$512.000
+/- Ganancias / Pérdidas de capital	\$0	\$0	\$0
+ Pérdida del ejercicio anterior	\$0	\$0	\$0
FLUJO DE CAJA OPERACIONAL	\$0	\$6.275.817	\$6.275.817
- Inversión fija	\$11.208.518	\$0	\$0
+ Valor residual	\$0	\$0	\$1.342.000
- Capital de trabajo	\$5.000.000	\$0	
+ Recuperación capital de trabajo	\$0	\$0	\$5.000.000
FLUJO DE CAJA DE CAPITALES	-\$16.138.518	\$0	\$6.342.000
FLUJO DE CAJA	-\$16.138.518	\$6.275.817	\$12.617.817

Finalmente al hacer el cálculo del flujo de caja en las 7 temporadas estipuladas, y tomando en consideración todas las condiciones planteadas anteriormente el Valor Actual Neto (VAN) del proyecto tiene como resultado **VAN=\$16.056.502**, con lo cual se puede asegurar que bajo las condiciones previamente estipuladas, el proyecto resulta ser factible económicamente.

6.4. Análisis de sensibilidad económico

Al hacer un análisis de sensibilidad económico con respecto al precio de venta del arándano deshidratado, se puede apreciar que una pequeña variación de éste, genera una gran variación en el VAN del proyecto, por lo tanto es fundamental obtener una buena estimación del precio del arándano. Al hacer el flujo de caja se estimó el precio de venta en \$8.500 por cada kilogramo. El precio de venta puede bajar hasta \$8.183 por kilogramo pues una vez que el precio desciende de este valor el VAN del proyecto pasa a ser menor a 0, con lo cual el proyecto, bajo estas condiciones sería infactible económicamente.

De forma contraria, si se consigue un mayor precio de venta del arándano deshidratado, el VAN del proyecto aumenta considerablemente. Si el precio se eleva desde los \$8.500 por kilo hasta los \$8.750, el VAN del proyecto llega a VAN=\$28.706.509, mientras que si se llega a un precio de venta de \$9.000 por kilogramo el VAN del proyecto se eleva a VAN=\$41.356.000.

Por otro lado, existe la posibilidad de obtener un precio de compra del arándano fresco distinto al especificado en el flujo de caja de \$2.000 por kilogramo. Realizando las mismas variaciones que para el arándano deshidratado, resultó que el precio de compra de arándano fresco es mucho más sensible para el VAN del proyecto que el precio del deshidratado, debido a que se necesita comprar una mayor cantidad de éstos. El precio de compra puede llegar a un máximo de \$2.100 por kilogramo, un precio mayor a este hace infactible económicamente el proyecto. Análogamente si se consigue un precio de menor de compra el VAN crece, llegando a un valor de $\text{VAN}=\$34.424.000$ si el precio de compra baja a \$1.900 por kilo y a un valor de $\text{VAN}=\$52.792.000$ si el precio de compra se consigue a \$1.800 por cada kilogramo de arándano fresco.

6.5. Modelo de negocio alternativo

En vista de que en flujo de caja, el costo más alto para el ejecutante del proyecto es la compra de arándanos frescos debido a la cantidad que se debe procesar diariamente, el cual llega a la cifra de \$1.282.000 diarios y \$108.970.000 por temporada, un modelo alternativo de negocio, sería externalizar tanto la compra de arándanos frescos como la venta de arándanos deshidratados y ofrecer el servicio de secado de arándano, el cual cobra un monto por kilogramo de arándano fresco procesado. En este modelo, los costos que se excluyen son: la compra de arándanos frescos, el traslado de éstos y el despacho de arándanos deshidratados desde Liquiñe a Santiago. Sin embargo, las ganancias que se dejan de percibir es la correspondiente a la venta de arándanos deshidratados.

Tomando en consideración lo anterior, y si el precio por kilogramo fresco procesado es de \$250 se obtiene un VAN del proyecto de $\text{VAN}=\$15.751.000$. Si se realiza un análisis de sensibilidad en este modelo, el mínimo precio por kilogramo fresco que se puede cobrar para que el proyecto sea rentable es de \$165. Por otro lado si el precio por kilogramo fresco procesado asciende a \$300, el VAN del proyecto se eleva a $\text{VAN}=\$25.010.000$.

Con el modelo planteado anteriormente, se liberan los costos más altos del proyecto, con lo cual no se necesita un capital de inversión elevado para comenzar a operar con el secador. Un modelo híbrido entre el planteado en esta sección y el implementado en este trabajo de título sería utilizar este modelo las primeras temporadas, hasta generar el capital necesario para operar incluyendo los gastos de compra de arándano fresco.

Capítulo 7

Conclusiones y Comentarios

En la presente investigación se analizó la configuración de un secador de arándanos que extrae la energía para calentar el aire de una fuente geotérmica de baja entalpía a través de un intercambiador de calor. El modelo se desarrolló en régimen transiente para la localidad de Liqueñe, Región de Los Ríos, durante una temporada de producción de arándano (diciembre - marzo). La configuración del sistema consta de un ventilador que hace circular aire a través de un intercambiador de calor que utiliza como fuente caliente el agua geotermal que surge en Liqueñe, con el fin de calentarlo y posteriormente hacerlo circular por una cámara donde se encuentran arándanos frescos para realizar su proceso de deshidratación.

El estudio en este trabajo de título se centró en cuantificar el desempeño técnico y la factibilidad económica de la configuración previamente mencionada. Se detallan a continuación las principales conclusiones de cada una de las áreas estudiadas.

Técnicas:

- En primer lugar, se comprueba que el potencial geotérmico ubicado en la localidad de Liqueñe da a basto para instalar un secador de frutas con la capacidad de procesar 641 kilogramos de arándanos frescos al día, generando 177 kilogramos de arándanos deshidratados diariamente.
- La oferta de arándanos frescos en la comuna de Panguipulli es suficiente para que el secador funcione a plena carga, pues en una temporada de arándanos, solamente en la comuna se generan 1.722 toneladas de este fruto con lo cual en el secador procesa el 3,2 % de la producción por temporada en la comuna de Panguipulli.
- Al hacer una comparación entre la potencia disponible de la surgencia y la cantidad de kilogramos que se pueden procesar diariamente, se puede notar que con la surgencia secundaria de las Termas de Hipólito Muñoz se podrían procesar 219 kilogramos diarios de arándanos frescos, mientras que con la surgencia principal de las Termas de la Armada no es posible realizar el proyecto ya que la temperatura de la surgencia es menor a los 60°C que requiere el proceso, con lo cual el aire nunca puede alcanzar dicho valor y no se cumplen las condiciones de secado.
- Una vez obtenidos los resultados de la simulación en el software TRNSYS, se tomaron

y se utilizaron en el diagrama psicrométrico, en donde se pudo comprobar que estos resultados coinciden con los valores que entrega dicho diagrama con lo cual se puede decir que la simulación tiene sustento físico.

- Al hacer un análisis de sensibilidad técnico, el secador puede funcionar a una carga menor a la máxima, lo que se traduce en un menor uso de los intercambiadores de calor y una menor potencia requerida por parte del ventilador. Si el secador funciona con un 50% de su capacidad máxima, es necesario utilizar 5 de los 13 intercambiadores y el caudal de aire que debe mover el ventilador baja desde los $7.992 \text{ m}^3/\text{h}$ a $4.084 \text{ m}^3/\text{h}$. Sin embargo al precio que se debe pagar por esto es el tiempo que tarda la cámara en llegar a las condiciones de operación (60°C) el cual es de 4 horas. De la misma manera el funcionamiento del secador varía con cargas de 25 y 75%.

Económicas:

- Con las condiciones estipuladas en la sección 6.3 a la hora de hacer el flujo de caja, el proyecto es factible económicamente debiendo existir una inversión de \$11.138.000 para instalar el secador en la zona y luego cada temporada existe un costo operacional de \$118.800.000 dentro de los cuales \$109.000.000 (91,7%) corresponden a la compra de arándanos frescos y con lo cual se obtiene un VAN de \$16.056.502 al término de los 7 años de duración del proyecto.
- Si el costo operacional fuese muy alto al comienzo, el secador puede operar a menor capacidad de carga lo que se traduce en comprar menos arándanos frescos reduciendo así los costos operacionales hasta tener un capital mayor y así operar a plena carga. Otra solución posible es externalizar tanto la compra como venta de arándanos y operar ofreciendo el servicio de deshidratado de arándanos. Bajo ese escenario un cobro de \$250 por kilogramo de arándano fresco procesado genera un VAN de \$15.751.000.
- Al hacer un análisis de sensibilidad, los factores que mayor incidencia tienen en el VAN del proyecto son el precio de venta del arándano deshidratado el cual se tomó como \$8.500 por kilogramo y el precio de compra de arándano fresco. Debido a la gran cantidad de kilogramos que se producen en el secador diariamente, una variación de \$100 por kilogramo en el precio de venta hace variar el VAN en aproximadamente \$5.000.000 mientras que una variación de la misma cantidad en el precio de compra de arándano fresco hace variar el VAN en \$18.000.000 por lo tanto se concluye que es mas conveniente obtener una rebaja en el precio de compra que un alza en el precio de venta. Finalmente es necesario decir que es de suma importancia hacer una buena estimación de estos precios al ser el proyecto muy sensible a ellos.

Una externalidad positiva considerable que tiene la implementación de un secador de frutas en base a energía geotermal en Liquiñe es que ayuda a la comunidad a diversificar sus opciones de generar ingresos, pues como se mencionó en antecedentes, Liquiñe es un pequeño pueblo precordillerano que sobrevive en base a la artesanía y la temporada de verano donde llegan turistas. El hecho de tener un pequeño secador de arándanos genera un ingreso fijo que proviene de de una fuente distinta a lo que se maneja principalmente en el pueblo.

Por otro lado, una externalidad negativa que posee este proyecto es que la temporada de arándanos coincide con la temporada de turistas que visitan principalmente la zona debido

a sus fuentes termales, con lo cual se está utilizando un recurso que ya tiene un propósito. Una posible solución a este problema sería utilizar una surgencia secundaria de las termas, ya que el estudiante pudo notar que éstas simplemente se devolvían al río debido al exceso de energía que proveían a las piscinas. Una segunda solución posible a este problema es utilizar la energía del agua hasta cierto punto (por ejemplo desde los 73°C hasta 50°C) en el intercambiador de calor y luego hacerla llegar a las piscinas pues en el complejo termal deben primero enfriar el agua de la surgencia mezclándola con agua fría para que llegue a la temperatura adecuada a las piscinas.

Para finalizar, es necesario destacar la importancia de utilizar energía geotermal en este proyecto, no solo por el impacto medioambiental que genera comenzar a utilizar energías renovables en el país, sino también por el ahorro económico que genera no invertir recursos en calentar el aire que entra al secador. Se pudo apreciar en el flujo de caja que al incluir los costos de energía que debería utilizar un secador que calienta el aire en base a electricidad (es decir los 140,3 kW que provee el agua obtenerlos directamente desde la línea eléctrica) cambian el VAN del proyecto desde los \$16.056.502 actuales a -\$22.500.000 considerando las mismas condiciones para ambos casos, es decir, al utilizar una fuente renovable y sin costo para este proyecto, el proyecto es factible, de lo contrario, habría que empezar a variar los costos tanto de compra como venta de arándanos para ver la factibilidad económica de éste.

En el aspecto técnico, el secador de arándanos en base a energía geotermal queda completamente calculado y definido en este trabajo de título, sin embargo, para obtener una mayor precisión en el área económica de este proyecto queda propuesto, hacer un profundo estudio de mercado en el cual se pueda estudiar el comportamiento futuro del precio de compra de arándano fresco y el precio de venta del arándano deshidratado mediante métodos financieros, que son variables que escapan al alcance de este trabajo que se focalizó mas en el aspecto técnico del secado de arándanos.

Bibliografía

- [1] J. L. SAWIN, K. SEYBOTH, F. SVERRISSON *Renewables 2017 Global Status Report* REN21, , 2017
- [2] REVISTA EI *Inauguración central geotérmica Cerro Pabellón en comuna de Ollagüe* Revista EI, , 2017
- [3] N. VALENZUELA *Estimación del potencial de energía geotérmica de baja entalpía y sus posibles aplicaciones en la comuna de comuna de Colina, Región Metropolitana* Universidad de Chile, 2013
- [4] A. MERKEL *Climograma Liquiñe* AM Online Projects, Recuperado de <https://es.climate-data.org/location/148237>
- [5] P. PÉREZ, J. CEMBRANO, P. SÁNCHEZ, E. VELOSO, G. ARANCIBIA, T. ROQUER *Tectonics, magmatism and paleo-fluid distribution in a strike-slip setting: Insights from the northern termination of the Liquiñe–Ofqui fault System, Chile* Elsevier, , 2016
- [6] S. J. ZARROUK *Postgraduate geothermal energy education worldwide and the New Zealand experience* Elsevier, , 2017
- [7] M. LARRAGAÑA, P. OSORES *Catastro frutícula de la Región de Los Ríos* Ministerio de Agricultura, Gobierno de Chile, 2016
- [8] F. JUILLERAT, J. VARELA, F. SUST, S. CARMONA *Exportaciones de arándanos 2017* Comité de Arándanos, Chile, 2017
- [9] A. HARO *Estudio de la conservación de arándanos mediante deshidratación osmótica y secado por aire. Determinación de condiciones experimentales óptimas de procesamiento* Universidad Austral de Chile, 2004
- [10] Y. CENGEL, M. BOLES *Termodinámica* McGraw-Hill, México D.F., Séptima edición, 2012
- [11] KLEIN SA. *TRNSYS: A transient system simulation program* V.17, tess edition, 2010
- [12] RED AGROCLIMÁTICA NACIONAL *Datos Históricos estación Puala, Curarrehue* Ministerio de Agricultura, Gobierno de Chile, 2018

- [13] J. GONZÁLEZ *Evaluación de un intercambiador de calor. Estudio de su empleo como recuperador de calor* Elsevier, , 2010
- [14] Y. CENGEL, A. GHAJAR *Transferencia de calor y masa* McGraw-Hill, México D.F., Cuarta edición, 2011
- [15] R. NEUMANN, A. TAMM, M. BRAVO *Pérdidas de presión del flujo de aire por pilas de madera* Universidad de Concepción, 2002
- [16] M. JIMÉNEZ *Diseño de secadores convectivos zonales para procesamiento de paletas y productos de álamo* Universidad de Chile, 2015

Capítulo 8

Anexos

8.1. Anexo A: Metodología y cálculo de la capacitancia térmica de la cámara de secado

Para calcular la capacitancia de la cámara de secado en primer lugar es necesario subdividir este valor en sus 3 componentes principales: acero estructural, lana de vidrio y arándanos, con lo cual la capacitancia del edificio puede ser descrita como:

$$CAP = CAP_{\text{acero estructural}} + CAP_{\text{lana de vidrio}} + CAP_{\text{arándanos}} [kJ/K] \quad (8.1)$$

La capacitancia del acero estructural y lana mineral se calculan de la misma forma: primero se obtiene el valor de la capacitancia por unidad de área y luego se multiplica por el área superficial de la cámara.

$$CAP_{\text{acero estructural}} [kJ/K] = cap_{\text{acero estructural}} [kJ/m^2 K] \times A_{\text{superficial}} [m^2] \quad (8.2)$$

$$CAP_{\text{lana de vidrio}} [kJ/K] = cap_{\text{lana de vidrio}} [kJ/m^2 K] \times A_{\text{superficial}} [m^2] \quad (8.3)$$

Siendo el área superficial de la cámara 52,7 m², la capacitancia por unidad de área se calculan como:

$$cap_{\text{acero estructural}} [kJ/m^2 K] = Cp_a [kJ/kgK] \times \rho_a [kg/m^3] \times e_a [m] \quad (8.4)$$

$$cap_{\text{lana de vidrio}} [kJ/m^2 K] = Cp_l [kJ/kgK] \times \rho_l [kg/m^3] \times e_l [m] \quad (8.5)$$

Conociendo los valores:

- $Cp_a = 0,46[kJ/kgK]$
- $Cp_l = 0,84[kJ/kgK]$
- $\rho_a = 7850[kg/m^3]$
- $\rho_l = 80[kg/m^3]$
- $e_l = 0,1[m]$
- $e_a = 0,002[m]$

Se obtiene $CAP_{aceroestructura} = 761[kJ/K]$ y $CAP_{lanadevidrio} = 354[kJ/kg]$.

Para la capacitancia de los arándanos, ésta se realiza por unidad de masa de la siguiente forma:

$$CAP_{arándanos} = masa_{arándanos}[kg] \times Cp_{arándanos}[kJ/kgK] \quad (8.6)$$

Sabiendo que el secador procesa 641 kilogramos por ciclo y que el calor específico del arándano es 3,64 [kJ/kgK], se obtiene que la capacitancia del arándano al interior de la cámara es de $CAP_{arándano} = 2332[kJ/K]$.

Al obtener las capacitancia de cada componente dentro de la cámara, se obtiene que la capacitancia de la cámara tiene un valor de $CAP=3448 [Kj/K]$

8.2. Anexo B: Metodología y cálculo del coeficiente global de transferencia U en el intercambiador de calor

Sabiendo que el intercambiador es de flujo cruzado, éste se puede modelar como un tubo de espesor $e = R_{ext} - R_{int}$, el cual separa el aire que circula por el exterior, con el agua que lo hace al interior, tal como se puede apreciar en el esquema de la figura 8.1.

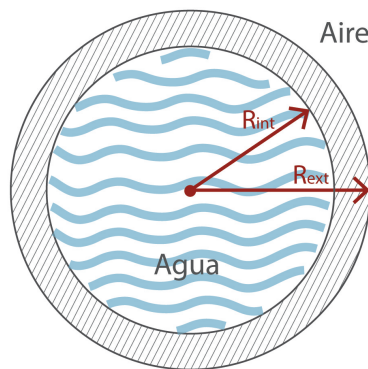


Figura 8.1: Esquema de un tubo en el intercambiador de calor

Conociendo el método de las resistencias, se tiene que la resistencia total que genera este esquema viene dado por:

$$R_{tot} = R_{conv \text{ agua}} + R_{cond \text{ material}} + R_{conv \text{ aire}} \quad (8.7)$$

Sabiendo que el coeficiente U se define como $U = \frac{1}{R}$, aplicando las fórmulas de convección y conducción en tubo, y sin considerar el área de intercambio en la ecuación anterior, la ecuación anterior queda como:

$$\frac{1}{U_{tot}} = \frac{1}{h_{agua}} + \frac{\ln\left(\frac{R_{ext}}{R_{int}}\right)}{k_{tubo}} + \frac{1}{h_{aire}} \quad (8.8)$$

Dentro de la cual es necesario obtener los coeficientes convectivos tanto del aire como del agua además de la conductividad del tubo.

Para calcular el coeficiente convectivo del aire, lo primero que es necesario calcular es el número de Reynolds en el cual el largo característico es la distancia H entre placa y placa por los cuales circula el aire como se puede apreciar en la figura 8.2

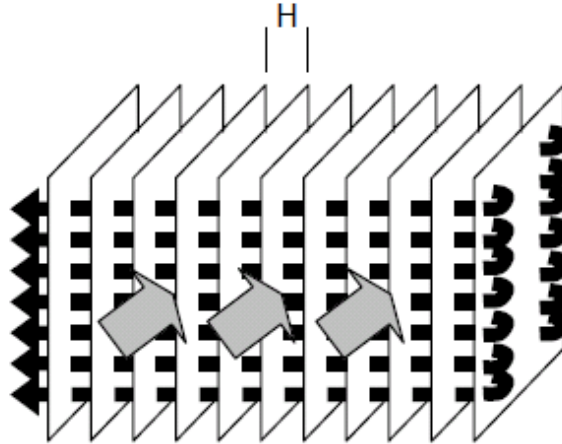


Figura 8.2: Diagrama del intercambiador de calor dónde se puede apreciar el largo característico H

Luego, el número de Reynolds del aire se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Re_{aire} = \frac{\rho_{aire} v_{aire} 2H}{\mu_{aire}} \quad (8.9)$$

En la cual los valores de las variables son los siguientes:

- $\rho_{\text{aire}} = 1,225 \text{ kg/m}^3$
- $v_{\text{aire}} = 3,08 \text{ m/s}$, obtenido en la sección 3.3.2
- $H = 0,002 \text{ m}$
- $\mu_{\text{aire}} = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$

El segundo valor característico necesario para calcular el coeficiente convectivo del aire es el número de Prandtl, el cual se define de la siguiente forma:

$$Pr_{\text{aire}} = \frac{Cp_{\text{aire}}\mu_{\text{aire}}}{k_{\text{aire}}} \quad (8.10)$$

Considerando valores para las variables de la siguiente forma:

- $Cp_{\text{aire}} = 1012 \text{ J/kgK}$
- $k_{\text{aire}} = 0,024 \text{ W/mK}$

Luego, en el caso de un intercambiador de flujo cruzado, se tiene la siguiente fórmula para el coeficiente convectivo del aire:

$$h_{\text{aire}} = \rho_{\text{aire}} Cp_{\text{aire}} v_{\text{aire}} \delta_t \quad (8.11)$$

En la cual, en este caso el valor de δ_t tiene la siguiente correlación empírica:

$$\delta_t = 0,322 Re^{-0,4499} Pr^{-2/3} \quad (8.12)$$

Una vez reemplazadas todas las variables anteriormente indicadas en las fórmulas se tiene, que con un Reynolds para el aire de $Re_{\text{aire}} = 1760$ y un Prandtl de $Pr_{\text{aire}} = 0,84$, el coeficiente convectivo del aire tiene un valor de $h_{\text{aire}} = 70,5 \text{ [W/m}^2\text{K]}$.

Para calcular el coeficiente convectivo del agua, del mismo modo anterior, es necesario calcular en primer lugar el Número de Reynolds, sabiendo que el largo característico en una tubería es el diámetro de ésta:

$$Re_{\text{agua}} = \frac{\rho_{\text{agua}} v_{\text{agua}} D_{\text{tub}}}{\mu_{\text{agua}}} \quad (8.13)$$

Los valores para calcular el Número de Reynolds son los siguientes:

- $\rho_{\text{agua}} = 1000 \text{ kg/m}^3$
- $v_{\text{agua}} = 2 \text{ m/s}$
- $D_{\text{tub}} = 0,01 \text{ m}$

- $\mu_{agua} = 0,001 \text{ Pa/s}$

Luego de tener el Número de Reynolds, se debe obtener el Número de Prandtl de la siguiente forma:

$$Pr_{agua} = \frac{Cp_{agua}\mu_{agua}}{k_{agua}} \quad (8.14)$$

En dónde

- $Cp_{agua} = 4181 \text{ J/kgK}$
- $k_{agua} = 0,58 \text{ W/mK}$

Finalmente se puede obtener el Número de Nusselt mediante la siguiente correlación

$$Nu_{agua} = 0,193Re^{0,618}Pr^{1/3} \quad (8.15)$$

Para finalmente obtener el coeficiente convectivo del agua:

$$h_{agua} = \frac{Nu_{agua}k_{agua}}{D_{tub}} \quad (8.16)$$

Habiendo obtenido un valor del Número de Reynolds de $Re_{agua} = 20000$ y un Prandtl de $Pr_{agua} = 7,2$ se tiene que el coeficiente convectivo del agua es de $h_{agua} = 9774 \text{ [W/m}^2\text{K]}$.

Al obtener tanto los coeficientes convectivos del aire y del agua, y sabiendo que el diámetro exterior del tubo es de $D_{ext} = 0,01 \text{ m}$ (Originalmente el diámetro exterior es de $3/8''$ lo que se traduce en $9,53 \text{ mm}$ pero para efectos de simplificar cálculos se asumen 10 mm) mientras que el interior es de $D_{int} = 0,009 \text{ m}$ ($8,72 \text{ mm}$ originales que se redondean en 9 mm para efectos de cálculo), y mediante la ecuación planteada al inicio de este apéndice 8.8 se tiene que el coeficiente de transferencia global U en el intercambiador de calor tiene un valor de $U_{tot} = 69,7 \text{ [W/mK]}$.

8.3. Anexo C: Metodología y cálculo de los coeficientes convectivos al interior y exterior de la cámara de secado

En esta sección se determinará como calcular y el valor de los coeficientes convectivos interior h_{int} y exterior h_{ext} de la cámara de secado con el fin de poder calcular el coeficiente de transmitancia térmica U.

Comenzando con el coeficiente convectivo interior h_{int} , el primer valor necesario para esto es el Número de Reynolds Re_{int} que se calcula como:

$$Re_{int} = \frac{\rho_{aire} v_{aire} L_e}{\mu_{aire}} \quad (8.17)$$

En la cual los valores de las variables son los siguientes:

- $\rho_{aire} = 1,225 \text{ kg/m}^3$.
- $v_{aire} = 3 \text{ m/s}$.
- $L_e = 9 \text{ metros}$.
- $\mu_{aire} = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa/s}$.

Luego es necesario tener el valor del Número de Prandtl, que se define según:

$$Pr_{aire} = \frac{Cp_{aire} \mu_{aire}}{k_{aire}} \quad (8.18)$$

Considerando valores para las variables de la siguiente forma:

- $Cp_{aire} = 1012 \text{ J/kgK}$
- $k_{aire} = 0,024 \text{ W/mK}$

Una vez teniendo este valor, y sabiendo que el flujo del aire es turbulento, se tiene la siguiente correlación para el Número de Nusselt:

$$Nu_{int} = 0,037 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (8.19)$$

Para finalmente obtener el coeficiente convectivo del aire al interior de la cámara:

$$h_{int} = \frac{Nu_{int} k_{aire}}{L_e} \quad (8.20)$$

Habiendo obtenido un valor del Número de Reynolds de $Re_{int} = 1,6 \times 10^6$ y un Prandtl de $Pr_{int} = 0,84$ se tiene que el coeficiente convectivo al interior de la cámara de secado tiene un valor de $h_{int} = 8,8 \text{ [W/m}^2\text{K]}$.

Luego es necesario calcular el coeficiente de transferencia de calor al exterior de la cámara h_{ext} . Para esto, es necesario que en el exterior de la cámara lo que existe es convección natural, por lo tanto el primer indicador a calcular es el Número de Grashof en el cual el largo característico L_e queda definido como la altura de la cámara de secado, pues se modelará la convección mediante una placa plana horizontal. El Número de Grashof se define de la siguiente forma:

$$Gr_{aire} = \frac{g \beta_{aire} (T_{pared} - T_{ambiente}) L_e^3}{\nu_{aire}^2} \quad (8.21)$$

En el cual:

- $g: 9,8 \text{ m/s}^2$.
- $\beta_{\text{aire}} = 0,0035 \text{ 1/K}$.
- $T_{\text{pared}} = 313 \text{ K}$.
- $T_{\text{ambiente}} = 283 \text{ K}$.
- $L_e = 0,9 \text{ m}$.
- $\nu_{\text{aire}} = 1,5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

Una vez Obtenido el Número de Grashof, y conociendo el Número de Prandtl calculado anteriormente se puede determinar que el flujo exterior es turbulento pues el producto entre estos dos número es mayor a 10^{-9} :

$$Gr_{\text{aire}} Pr_{\text{aire}} = 2,8 \times 10^{-9} > 10^{-9} \quad (8.22)$$

Por lo tanto la correlación para calcular el Número de Nusselt es la siguiente:

$$Nu_{\text{ext}} = 0,1 (Gr_{\text{aire}} Pr_{\text{aire}})^{1/3} \quad (8.23)$$

Finalmente se puede calcular el coeficiente convectivo exterior h_{ext} una vez obtenido el Número de Nusselt:

$$h_{\text{ext}} = \frac{Nu_{\text{ext}} k_{\text{aire}}}{L_e} \quad (8.24)$$

Habiendo obtenido un Número de Nusselt de $Nu_{\text{ext}}=1416$, se tiene que el coeficiente convectivo exterior tiene un valor de $h_{\text{ext}}=37,8 \text{ [W/m}^2\text{K]}$.