



Universidad de Concepción
Dirección de Postgrado
Facultad de Ingeniería Agrícola- Programa de Doctorado en Ingeniería Agrícola
con mención en Recursos Hídricos en la Agricultura.

“Simulación Dinámica de un Sistema de Refrigeración Termo Solar para la Conservación de Frutas”

Tesis para optar al grado de Doctor en Ingeniería Agrícola con mención
Recursos Hídricos en la Agricultura.

Carolina Andrea Sepúlveda Sepúlveda
CHILLÁN-CHILE
2016

Profesor Guía: Dr. Gabriel Merino Coria
Dpto. de Mecanización y Energía, Facultad de Ingeniería Agrícola
Universidad de Concepción

“Simulación Dinámica de un Sistema de Refrigeración Termo Solar para la Conservación de Frutas”.

Aprobada por la comisión:

Gabriel Merino Coria
Ph. D. en Ingeniería
Licenciado en Ciencias Mención Física

Profesor Guía

Juan Cañumir Veas
Ph. D. Bioprocess Engineering
Ingeniero Agrónomo

Evaluador interno

Jerónimo Paredes Cáceres
Ph. D. en Matemáticas Aplicadas
Licenciado en Matemáticas

Evaluador interno

Rodrigo Bórquez Yáñez
Doctor en Ciencias de la Ingeniería con
mención en Ingeniería Química
Ingeniero Civil Químico

Evaluador externo

Mario Lillo Saavedra
Ph. D. Universidad Politécnica
Ingeniero Civil Eléctrico

Director de Programa



SUMMARY

The doctoral thesis entitled 'Dynamic simulation of a solar-powered refrigeration system for the preservation of fruit', includes the state of the art in solar cooling, the generation and selection of a typical meteorological year (TMY) for the city of Chillán, operation and simulation of a cold room for storing fruits, modeling of an absorption refrigeration equipment for $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ working pair, and the dynamic simulation of an absorption solar refrigeration system to preserve fruits. Approaching these topics allowed demonstrating the feasibility of modeling and simulating an absorption solar refrigeration system with refrigerant-absorbent working pair ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$). The modeling and simulation of the refrigeration system allowed evaluating the cooling capacity, COP, solar fractions and costs associated with the preservation of fruit during the postharvest stage.

This work presents the state of the art of the technologies that are capable of generating cold through solar energy, either through the use of solar collectors or photovoltaic panels, which generate thermal or electrical energy, respectively. For development of the thesis was used a chiller of 12 kW that works with thermal energy (Pink Chiller PCS 12), to produce the temperatures required to preserve fruit. PSC 12 is an absorption chiller of single-effect with refrigerant-absorbent working pair $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$. The absorption chiller requires the following equipment for its operation, which is intended to provide heat in the circuit that goes to the generator: solar flat-plate collectors (FPC), evacuated tube collectors (ETC), a sensible heat storage tank and an auxiliary piece of equipment that delivers heat to the system when solar radiation is not enough. These collectors are connected in series, and series-parallel to the heat storage tank. The cooling circuit is the one that generates cold in the cold room and the cooling circuit that links the absorber and condenser of the chiller is connected to a refrigeration tower or can use water of rivers, wells, pool or other water sources.

The study was conducted in three cities with different latitudes and climatic conditions in Chile: Antofagasta, Santiago and Chillan. All of them present solar radiation levels that are interesting for the installation of solar thermal systems.

Typical meteorological years (TMY) were available for Antofagasta and Santiago and these data allowed performing the solar thermal study. Nevertheless, as TMY data were not available for Chillán, a TMY was generated based on the weather data of 15 years available at

the College of Agricultural Engineering at the University of Concepción. Weight factors were used for the meteorological variables, which were presented by five different authors in the generation of a TMY. A hot water system developed in TRNSY was used to evaluate the models. The collector area, hot temperature and volume of the tank varied to determine the TMY in order to represent the 15 years of data. Finally, the TMY which was generated based on the weight factors given by ASRAHE was selected as the most representative for Chillán. The chilling requirement of the fruit to be refrigerated during the postharvest stage (October to March) was estimated. A simulation was developed in TRNSYS considering all chilling requirements and losses in a cold room of 27.5 m³, intended to refrigerate different types of fruit in the 3 cities included in this study. The simulations allowed determining the chilling requirements of the cold room under different operating conditions in terms of volume of fruit, type of fruit, storage temperature and chill hours, among others. This showed that different ways of operating the cold room resulted in different chilling requirements. Therefore, it was concluded that the operation of a cold room needs to be determined before selecting the refrigeration equipment to be used.

The absorption chiller was included to the dynamic simulation using experimental data from the Multifunction Laboratory of the Research Group of Applied Thermal Engineering (CREVER) of the Universitat Rovira i Virgili. Based on these data, the simple-effect NH₃ - H₂O absorption chiller of 12 kW nominal power was characterized with different mathematical correlations built with Multivariate Linear Regression ($\Delta\Delta t'$), and Multivariable Polynomial Regression (MPR). The curve parameters were modified to find the best fit of the experimental data, which were evaluated using Root Mean Square Error (RMSE). MPR was the best fit, calculated only based on inlet temperatures.

Once the heat curves were obtained in different parts of the absorption chiller (evaporator, generator and absorber-condenser), the actual cooling capacity delivered by the absorption chiller was assessed against the chilling requirements of the fruit. The operating conditions for the cold room and absorption chiller were then determined so that fruit could be kept at 2°C. The operating conditions for the absorption chiller were -2°C at the evaporator outlet and 25°C in the entry of the absorber, while the temperature in the generator was determined by the curve, which defines the temperature required to supply the chilling requirement of the cold room plus a five percent loss.

Finally, four dynamic simulations of the solar-powered absorption refrigeration system were carried out in TRNSYS. The simulations counted with a field of solar collectors (FPC or ETC), a heat storage tank, an auxiliary heat system connected in series or series-parallel to the storage tank, a cooling tower, a cold room with 240 trays of sweet cherry at 2°C and an absorption chiller. The TMY used in the simulations varied depending on the city to be evaluated. Moreover, the solar field area varied from 40 to 240 m² in the four simulations for the three cities. The solar fraction generated and the auxiliary heat used were also evaluated. It was found that the series-parallel connection with FPC collectors is the one that generates the highest solar fractions and the lowest consumption of auxiliary heat in the three cities evaluated. In addition, it was determined that the city that presents the highest consumption of auxiliary heat is Santiago since it presents a higher chilling requirement under the same operating conditions of the chiller. This occurs due to the extreme temperatures occurring in summer. However, if the auxiliary heat were supplied by an LPG boiler and if we consider that fuel in Santiago is, on average, \$ 70 cheaper per liter than in the other two cities, it can be stated that Santiago is the city with the lowest costs associated with auxiliary heat consumption. Solar fraction averaged 0.56 for the three cities in the simulation for the FPC collectors of 80m² connected in series-parallel, with LPG costs associated with the operation from October to March reaching \$3,084,402, \$2.807833 and \$3,041,813, for Antofagasta, Santiago and Chillán, respectively. As the machine is in operation 24 hours, the consumption of gas is high. Therefore, it is necessary to find a way of operation that allows preserving fruit and operate the absorption chiller only during daylight hours. This explains why the use of this type of cooling systems is mainly used for air conditioning and not for food preservation.

SUMARIO

La tesis doctoral titulada “Simulación dinámica de un sistema de refrigeración termo solar para la conservación de frutas”, aborda las siguientes temáticas; estado del arte de la refrigeración solar, confección y selección de un año meteorológico típico (TMY) para la ciudad de Chillán, operación y simulación de una cámara frigorífica para la conservación de frutas, modelación de una máquina de refrigeración por absorción con par de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, y finalmente la simulación dinámica de un sistema de refrigeración solar por absorción para conservación de frutas.

El desarrollo de todas estas temáticas permitió demostrar la factibilidad de modelar y simular un sistema de refrigeración termo solar por absorción, con par de trabajo absorbente - refrigerante ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$). La modelación y simulación del sistema de refrigeración, permitió evaluar la capacidad de refrigeración, COP, fracciones solares y costos asociados a la refrigeración, para la conservación de frutas en su etapa de post cosecha.

En el estado del arte, se presentaron las diferentes tecnologías existentes que son capaces de producir frío por medio de energía solar, ya sea por medio del uso de colectores solares o paneles fotovoltaicos, los cuales generan energía térmica o eléctrica, respectivamente. Para el desarrollo de la tesis se utilizara una máquina de 12 kW que opera con energía térmica existente en el mercado Pink PCS 12, para generar las temperaturas requeridas por la fruta.

Un sistema de refrigeración solar operado con una máquina de absorción de simple efecto con par de trabajo refrigerante - absorbente ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$), requiere de los siguientes equipos para su funcionamiento destinados a proporcionar el calor en el circuito que va al generador; colectores solares de placa plana (FPC) o de tubo de vacío (ETC), un tanque de acumulación de calor sensible y un equipo que entregue calor auxiliar al sistema cuando no exista suficiente radiación solar. Estos colectores se conectan en serie y en serie-paralelo al tanque de acumulación de calor. El circuito de enfriamiento es el que produce el frío en la cámara frigorífica y el circuito de refrigeración que ingresa al absorbedor y condensador de la máquina se conecta una torre de refrigeración, o puede utilizar agua proveniente de pozos, canales, ríos, piscinas, entre otras fuentes de agua.

El estudio se desarrolló para tres ciudades con diferentes latitudes y condiciones climáticas en Chile, estas fueron Antofagasta, Santiago y Chillán, cuyos niveles de radiación solar las hacen interesantes para la instalación de sistemas termo solares.

Antofagasta y Santiago contaban con publicaciones de años meteorológicos tipo (TMY) al comenzar este estudio, que permitían realizar el estudio solar térmico, a diferencia de Chillán, por lo cual se procedió a generar un TMY para Chillán, a partir de la data meteorológica de 15 años con que contaba la Facultad de Ingeniería Agrícola de la Universidad de Concepción. Para esto, se utilizaron factores de peso para las variables meteorológicas, presentados por cinco autores diferentes en el cálculo del TMY. Para evaluar los modelos que se utilizaron en la generación de los TMY, se empleó un sistema de agua caliente sanitaria desarrollado en TRNSYS, en el que se varió el área de colectores, temperatura del agua caliente y volumen del tanque, para determinar el TMY que representará a los 15 años de datos, escogiéndose finalmente el TMY calculado con los factores de peso proporcionados por ASRAHE, como el más representativo para Chillán.

Para conservar fruta en su temporada de post cosecha (octubre a marzo), se debe conocer el requerimiento de frío de la fruta a conservar. Para esto se desarrolló una simulación en TRNSYS que considero todos los requerimientos y pérdidas de frío que posee una cámara frigorífica de 27,5 m³, al preservar en ella diferentes frutas, en las 3 ciudades que abarcó el estudio. Mediante las simulaciones se cuantificaron los requerimientos de frío de la cámara a diferentes condiciones de operación en cuanto al volumen de fruta, tipo de fruta, temperatura de conservación y horas de enfriamiento. Esto demostró que diferentes formas de manejo de la cámara frigorífica entregan distintos requerimientos de frío, concluyéndose que se necesita determinar el manejo de una cámara frigorífica, antes de escoger el tamaño de la máquina de refrigeración a utilizar.

La integración de la máquina de absorción a la simulación dinámica se realizó mediante la regresión de datos experimentales facilitados por el Laboratorio CREVER de la Universitat Rovira i Virgili. A partir de éstos, se caracterizó una máquina de simple efecto de NH₃ - H₂O de 12 kW de potencia nominal, por medio de dos correlaciones matemáticas conocidas como; Regresión Lineal Multivariable ($\Delta\Delta t'$) y Regresión Polinómica Multivariable (MPR). Se utilizaron diferentes datos experimentales, de temperatura de entrada y/o salida de las partes que componen la máquina de absorción, para evaluar las correlaciones, de manera tal de encontrar el mejor ajuste a los datos experimentales. Por medio de la herramienta estadística

Error Cuadrático Medio (*RMSE*), se evaluó las temperaturas a utilizar en la ambas correlaciones de manera de obtener el menor *RMSE*, resultando ser la *MPR* la que mejor se ajusta a los datos experimentales, calculada solo a partir de temperaturas de entrada a la máquina de absorción.

Una vez obtenidas las correlaciones que caracterizan la máquina de absorción, entregando su capacidad frigorífica (evaporador), potencia térmica consumida (generador) y la potencia térmica del absorbedor-condensador, se comparó la potencia frigorífica real entregada por la máquina de absorción, con los requerimientos de frío de la fruta, escogiendo a partir de ello las condiciones de operación de la cámara frigorífica y la máquina de absorción, de manera que esta última fuera capaz de otorgar el frío requerido para mantener la fruta a 2°C. Las condiciones de operación para la máquina de absorción fueron -2°C a la salida del evaporador, 25°C al ingreso del absorbedor y la temperatura en el generador quedó definida por una curva, la cual define que temperatura en el generador es la necesaria, para generar el requerimiento de la cámara frigorífica más un cinco por ciento por pérdidas.

Finalmente, se realizaron cuatro simulaciones dinámicas del sistema termo solar de refrigeración por absorción en TRNSYS. Las simulaciones contaron con un campo de colectores solares (FPC o ETC), un estanque de acumulación de calor, un equipo de calor auxiliar, conectado en serie o serie-paralelo al tanque de acumulación, una torre de refrigeración, una cámara frigorífica, en donde se conservaban 240 bandejas de cereza dulce a 2°C y una máquina de absorción. En las simulaciones el TMY utilizado dependió de la ciudad a evaluar. Por otra parte, se varió el área del campo solar de 40 a 240 m², en las cuatro simulaciones para las tres ciudades, evaluándose la fracción solar generada y el calor auxiliar utilizado. Como resultado, se obtuvo que la conexión serie-paralelo, con colectores FPC es la que genera fracciones solares más altas y menores consumos de calor auxiliar, en las tres ciudades evaluadas. Además, se determinó que Santiago posee el mayor consumo de calor auxiliar por tener un mayor requerimiento de frío, bajo las mismas condiciones de operación de la máquina frigorífica. Esto se debe a las temperaturas extremas que se dan en verano. Sin embargo, si el calor auxiliar fuera suministrado por una caldera de LPG y dado que el coste de este combustible en Santiago es en promedio \$70 más bajo por litro, que en las otras dos ciudades, en esta ciudad se tiene el más bajo costo asociado al consumo de calor auxiliar. Así, con un campo de colectores FPC de 80 m² en la simulación, conectados en serie –paralelo, se tiene en promedio en las tres ciudades una fracción solar de 0,56, con gastos de LPG,

asociados a la operación desde octubre a marzo de; \$3.084.402, \$2.807833, y \$3.041.813, para Antofagasta, Santiago y Chillán respectivamente. El sistema de refrigeración solar por absorción aumenta el costo de la cadena de valor de la cereza dulce en aproximado de \$40 / kg en la temporada, considerando la inversión a 7 años.

El hecho de que la máquina esté funcionando durante las 24 horas, provoca un alto consumo de gas, por lo cual se debe buscar una forma de operación que permita conservar la fruta y a su vez limitar la operación de la máquina de absorción a las horas de sol. Esto explica el hecho de el uso de este tipo de refrigeración sea utilizado en su mayor parte para aire acondicionado y no para la conservación de alimentos.



INDICE

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN	1
1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.2 REFERENCIAS	6
CAPÍTULO II. HIPÓTESIS, OBJETIVOS Y RESUMEN DE LA METODOLOGÍA.	11
2.1. HIPÓTESIS	11
2.2. OBJETIVOS	11
2.3 METODOLOGÍA.....	12
CAPÍTULO III. ESTADO DEL ARTE EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR	15
3.1. INTRODUCCIÓN.....	15
3.2. METODOLOGÍAS DE GENERACIÓN DE FRÍO SOLAR	19
3.2.1. Diferencias entre los sistema de refrigeración solar	19
3.2.2. Configuraciones de sistemas de refrigeración solar por absorción.....	21
3.2.3. Diferentes equipos de absorción comerciales de pequeña capacidad	24
3.3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	25
3.4. CONCLUSIONES	27
3.5. REFERENCIAS	28
CAPÍTULO IV. DESARROLLO Y SELECCIÓN DE UN AÑO METEOROLÓGICO TÍPICO (TMY)	31
4.1.- INTRODUCCIÓN.....	31
4.2. METODOLOGÍA.....	33
4.2.1. ELABORACIÓN DE LOS TMYs.....	33
4.2.2. PROCESAMIENTO DE DATOS METEOROLÓGICOS.	35

4.2.3. SELECCIÓN DEL TMY.	37
4.3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	39
4.4. CONCLUSIONES	46
4.5. REFERENCIAS	47
CAPÍTULO V. OPERACIÓN Y SIMULACIÓN DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA PARA CONSERVACIÓN DE FRUTAS	49
5.1 INTRODUCCIÓN.....	49
5.2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE LAS NECESIDADES DE FRÍO DE LA CÁMARA. ...	51
5.3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.	58
5.4. CONCLUSIONES	66
5.5. REFERENCIAS.	67
CAPÍTULO VI. MODELACIÓN DE UNA MÁQUINA DE ABSORCIÓN.	70
6.1 INTRODUCCIÓN.....	71
6.2. METODOLOGÍA UTILIZADA PARA CARACTERIZAR UN EQUIPO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN COMERCIAL.	74
6.3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.	81
6.4. CONCLUSIONES.	89
6.5. REFERENCIAS.	90
CAPÍTULO VII. SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR ABSORCIÓN PARA CONSERVACIÓN DE FRUTAS.	93
7.1. INTRODUCCIÓN	94
7.2. METODOLOGÍA UTILIZADA PARA LAS SIMULACIONES.....	96
7.3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.	102
7.4. CONCLUSIONES.	109
7.5. REFERENCIAS.....	110

CAPÍTULO VIII. DISCUSIÓN DE RESULTADOS E INVESTIGACIONES FUTURAS
114

8.1. CONCLUSIONES MÁS RELEVANTES 118

8.2. FUTURAS INVESTIGACIONES. 120



INDICE DE FIGURAS

Figura 3.1.	Sistemas de refrigeración solar más utilizados. 20
Figura 3.2.	Sistema de refrigeración solar térmico por absorción, con el calor auxiliar incorporada al tanque de acumulación de agua caliente. 22
Figura 3.3.	Sistema de refrigeración solar térmico por absorción con el calor auxiliar en paralelo al tanque de acumulación de agua caliente. 23
Figura 3.4.	Sistema de refrigeración solar térmico por absorción con el calor auxiliar en serie al tanque de acumulación de agua caliente. 24
Figura 3.5.	Sistema de refrigeración solar térmico por absorción con el calor auxiliar en serie – paralelo al tanque de acumulación de agua caliente. 24
Figura 4.1.	Diagrama del sistema térmico para agua caliente sanitaria simulado en TRNSYS. 39
Figura 4.2.	Perfil del consumo diario (Pd) de agua caliente sanitaria utilizado en las simulaciones realizadas en TRNSYS. 39
Figura 4.3.	Comparación de las fracciones solares anuales obtenidas para los diferentes TMYs calculados, mediante la variación de la temperatura del agua caliente requerida. 41
Figura 4.4.	Comparación de las fracciones solares anuales obtenida para los diferentes TMYs calculados, mediante la variación del área del campo solar. 42
Figura 4.5.	Comparación de las fracciones solares anuales obtenida para los diferentes TMYs calculados, mediante la variación del volumen del estanque de almacenamiento de agua caliente. 42
Figura 4.6.	Comparación de las fracciones solares obtenidas con los 44

	diferentes años y el TMY seleccionado, a diferentes temperaturas de requerimiento del agua caliente sanitaria.		
Figura 4.7.	Comparación de las fracciones solares con los diferentes años y el TMY seleccionado a diferentes áreas.	44
Figura 4.8.	Comparación de las fracciones solares con los diferentes años y el TMY seleccionado a diferentes volúmenes.	45
Figura 4.9.	Comparación de las fracciones solares mensuales obtenidas con los diferentes años y la fracción solar obtenida con el TMY seleccionado en la configuración B.	45
Figura 4.10.	Comparación de las fracciones solares mensuales obtenidas con los diferentes años y la fracción solar obtenida con el TMY seleccionado en la configuración D.	46
Figura 5.1.	Modelo de simulación en TRNSYS de la cámara frigorífica.	56
Figura 5.2.	Diferentes perfiles de ingreso, y salida de la fruta de la cámara frigorífica a 2, 3, y 4 días (2D, 3D, y 4D), utilizado en el cálculo de Q_3	57
Figura 5.3.	Perfil de carga y descarga de la fruta en la cámara, utilizado para calcular Q_4 , Q_6 , y Q_7	57
Figura 5.4.	Perfiles lineales de enfriamiento de la fruta en las diferentes ciudades, utilizados para el cálculo de Q_2 , y Q_3	58
Figura 5.5.	Perfil de la velocidad de enfriamiento constante de la fruta, utilizado en el cálculo de Q_2	58
Figura 5.6.	Requerimientos frigoríficos diarios en [kWh/día], para 240 bandejas de diferentes frutas en los meses de octubre a marzo, en las ciudades de Antofagasta (Anto), Chillán (Chil), y Santiago (Stgo).	60

Figura 5.7.	Requerimientos frigoríficos punta de diferentes frutas, requeridos para preservarlas a 2°C, a un periodo de carga de 2 días, en el mes de enero, en las ciudades de Antofagasta, Santiago, y Chillán.	61
Figura 5.8.	Requerimiento frigorífico de 240 bandejas de fruta a 2°C, para diferentes días de carga en la ciudad de Chillán.	62
Figura 5.9.	Requerimientos frigoríficos de 210 bandejas de las diferentes frutas a 0,01, 1 y 2 °C, para 2 días de carga de la cámara frigorífica en la ciudad de Chillán.	62
Figura 5.10.	Requerimiento frigorífico, en función del tiempo de enfriamiento de la fruta, registrado a mediados de enero en la ciudad de Chillán, para 240 bandejas de cereza dulce a 2°C.	64
Figura 5.11.	Requerimiento frigorífico punta alcanzados en las ciudades de Antofagasta, Santiago y Chillán, en función del tiempo de enfriamiento, para tres números de bandejas de cereza dulce a 2°C.	64
Figura 5.12.	Requerimientos diarios de frío para cada mes, en función del número de bandejas y horas de enfriamiento, a 2°C, 2 días de carga, en la ciudad de Chillán.	65
Figura 5.13.	Curvas de requerimientos de frío, utilizando diferentes perfiles de enfriamiento lineales o no lineales, considerando 6 horas para llevar la fruta a 2°C, para la ciudad de Chillán.	66
Figura 6.1.	Comparación entre el ciclo de refrigeración por compresión simple (a), y por absorción de simple efecto (b).	76
Figura 6.2.	Esquema detallado de un equipo de refrigeración por absorción de simple efecto, sin o con rectificador (rec).	76
Figura 6.3.	Comparación de los valores de <i>RMSE</i> obtenidos con las	82

diferentes curvas utilizadas.

Figura 6.4.	Comparación entre los valores experimentales, y los calculados con la correlación propuesta, a T_{ac}^{in} a 25°C en ambos casos representados, con T_{gen}^{in} a 95°C (a), y a T_{gen}^{in} 85°C (b).	84
Figura 6.5.	Variación del \dot{Q}_{eva} , obtenido con MPR2, generado a diferentes T_{gen}^{in} , con T_{eva}^{out} , igual a -2 °C y T_{ac}^{in} variando de 20 a 27°C.	86
Figura 6.6.	Variación del \dot{Q}_{gen} , obtenido con MPR2, generado a diferentes T_{gen}^{in} , con T_{eva}^{out} , igual a -2 °C y T_{ac}^{in} variando de 20 a 27°C.	87
Figura 6.7.	Temperatura de trabajo requerida por el generador para producir la potencia frigorífica requerida por la fruta en las condiciones establecidas en la Figura 5.10, con T_{ac}^{in} igual a 25°C y T_{eva}^{out} igual a -2°C.	88
Figura 6.8.	Comparación de los resultados obtenidos por Labus, J. (2011), con los obtenidos con las seis correlaciones matemáticas aplicadas en este capítulo a los datos experimentales de este, calculando sus parámetros por medio de Solver.	89
Figura 7.1.	Esquema del sistema de refrigeración solar por absorción en serie simulado.	97
Figura 7.2.	Esquema del sistema de refrigeración solar por absorción en serie-paralelo simulado.	98
Figura 7.3.	Simulación en TRNSYS del sistema de refrigeración solar por absorción con calor auxiliar en serie.	100
Figura 7.4.	Simulación en TRNSYS del sistema de refrigeración solar por absorción con calor auxiliar en serie-paralelo.	100
Figura 7.5.	Temperatura ambiente media mensual (T), e irradiación solar global mensual (R) de las diferentes ciudades.	101

Figura 7.6.	Fracciones solares promedio de octubre a marzo obtenidas de los sistemas simulados, a diferentes áreas de colectores solares FPC y ETC, para Chillán.	103
Figura 7.7.	Calor auxiliar promedio diario que genero la caldera entre octubre a marzo en los sistemas simulados, a diferentes áreas de colectores solares FPC y ETC, para Chillán.	104
Figura 7.8.	Diferencias entre la fracción solar (SF) promedio obtenidas para las ciudades de Antofagasta (a) y Santiago (b) con respecto a la SF de Chillán, en función del área del campo solar de FPC y ETC.	105
Figura 7.9.	Diferencias entre el calor auxiliar (Q_{AUX}) utilizado entre los meses de octubre a marzo, obtenido para las ciudades de Antofagasta (a) y Santiago (b) con respecto al Q_{AUX} de Chillán, en función del área del campo solar de FPC y ETC.	106
Figura 7.10.	Comparación del costo del consumo de LPG entre las tres ciudades evaluadas, a diferentes áreas de campo solar del sistema simulado FPC_se_pa_dDT.	109

INDICE DE TABLAS

Tabla 3.1.	Máquinas de absorción presentes en el mercado. 25
Tabla 4.1.	Variables meteorológicas y factores de ponderación (w_i) para las estadísticas FS. 35
Tabla 4.2.	Modificación de variables en las diferentes simulaciones generadas en TRNSYS 38
Tabla 4.3.	Resultados de los TMYs obtenidos con las cinco diferentes metodologías evaluadas, utilizando la temperatura del punto de rocío (DT) y la humedad relativa (RH). 40
Tabla 4.4.	Fracciones solares anuales obtenidas para diferentes TMYs, desarrollados con la temperatura de rocío o la humedad relativa. 41
Tabla 4.5.	TMY seleccionado y la suma de las diferencias (SD) de todos los meses de la media y la mediana. 43
Tabla 4.6.	Año con la menor diferencia encontrada entre la media y la mediana de la fracción solar anual, calculado con los quince años de datos. 44
Tabla 5.1.	Coeficientes para estimar las propiedades de alimentos según Choi y Okos (1986). 52
Tabla 5.2.	Fracciones másicas de la composición nutricional de las diferentes frutas. 53
Tabla 5.3.	Calor de respiración en [kJ/kg] durante 24 horas registrado por las diferentes frutas. 54
Tabla 5.4.	Número de renovaciones de aire durante 24 horas, debido a infiltraciones y apertura de puertas, según el nivel de temperatura de la cámara frigorífica y su tamaño. 55
Tabla 5.5.	Potencia calorífica liberada por persona en [kJ/h], en función de la temperatura de la cámara frigorífica. 55

Tabla 5.6.	Coordenadas terrestres de tres ciudades de Chile para las que se realizaron las simulaciones de la cámara frigorífica.	56
Tabla 5.7.	Masa de fruta [kg] que ingresan en 240 bandejas, calculadas a una temperatura de 20°C.	59
Tabla 5.8.	Número de bandejas que igualan el requerimiento de frío diario, y punta de 240 bandejas de cerezas dulce.	60
Tabla 5.9.	Requerimiento frigorífico (punta) en kWh más alto de la temporada, para 210 bandejas de fruta a 2°C, para temperaturas de conservación de 1 y 0,01 °C.	61
Tabla 6.1.	Datos técnicos del Chillii PSC 12, requeridos para generar 12 kW en el ciclo frío.	75
Tabla 6.2.	Valores de UA reportados por enfriadores Yakazi de par de trabajo H ₂ O - BrLi.	80
Tabla 6.3.	Parámetros obtenidos con la correlación <i>MPR2</i> , que permiten caracterizar el equipo de absorción.	83
Tabla 6.4.	Diferencia máxima y mínima entre el valor experimental y el calculado con <i>MPR2</i> , a una T_{eva}^{out} de -3 a 7 °C.	85
Tabla 7.1.	Características técnicas de los colectores solares seleccionados y factor de volumen del tanque utilizado.	98
Tabla 7.2.	Coordenadas terrestres de las ciudades del estudio, e inclinación del colector respecto a la horizontal.	101
Tabla 7.3.	Costo en (\$/L) de LPG para las distintas ciudades evaluadas en el estudio (Fuente: LIPIGAS)	101

AGRADECIMIENTOS

A mi amada familia que siempre me ha apoyado, a mis amigos que me han acompañado a lo largo de estos años, a los profesores, compañeros, y personal administrativo de la Facultad de Ingeniería Agrícola de la Universidad de Concepción, a los grupos de investigación CREVER de la Universitat Rovira i Virgili y Termotecnia de la Universidad de Sevilla, por abrirme las puertas y enseñarme mucho. Finalmente a quien guía cada uno de mis pasos, Dios quien me brindo la fuerza necesaria, para alcanzar esta nueva meta.

Esté trabajo fue financiado por el Proyecto Diuc “Conservación de fruta por medio de refrigeración solar”, postgrado de la Universidad de Concepción, e INNOVA –Biobío. Y conto con el apoyo de becas CONICYT y del Ministerio de Energía.

“No abandones, cuando las cosas como siempre se tuerzan, cuando el camino que tomaste cuesta arriba aparezca, cuando los ingresos son bajos y las deudas altas crezcan, cuando reír quieras y suspirar tengas, cuando la presión insoportable sea, descansa un instante pero no abandones tu meta, la vida tan extraña giros y vaivenes nos ha otorgado, como a todos aprendemos tarde o temprano, a muchos un fracaso los ha derrumbado, cuando podrían haber ganado, si hubieran aguantado, no renuncies aunque tu paso parezca aletargado, otro golpe y ya lo has logrado, el éxito es fracaso vuelto boca abajo, el color plateado en las nubes de la duda, nunca puedes lo cerca que estas saber, lo cercano lejano a menudo puede parecer, así que en la lucha nunca vallas a ceder, y de los reveses cotidianos, has el triunfo florecer.”

Edgard A Gibbs

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN

1.1. INTRODUCCIÓN

Desde el 2006 Chile se proyecta como una potencia agroalimentaria y forestal a nivel mundial [1]. Para lograrlo hay que resolver una serie de problemas que se presentan en la producción y conservación de alimentos, por ello el Consejo Asesor del Ministerio de Agricultura estableció seis ejes de acción, entre los cuales están “*Innovación, Desarrollo, Investigación y Transferencia Tecnológica*” [2]. En este momento Chile es un partícipe importante en los mercados mundiales de agro-alimentos, estando entre los veinte mayores productores mundiales de vegetales y frutas, lo que se espera mejore gracias a la implementación de una serie de políticas para el fomento del sector agropecuario que ha establecido el gobierno de Chile de aquí al 2030 [3].

El sector agropecuario representa el 15% de las exportaciones del país, el segundo de importancia después de la minería. El 2014 el mayor aporte económico al sector agropecuario se produjo por la exportación de fruta fresca que representó el 71,3% de lo generado por exportación de fruta (6.348,5 millones de US\$ FOB), en sus diferentes presentaciones (fresca, conserva, seca, congelada y otras). Las cinco frutas frescas más exportadas son; uva, manzana, arándano, cereza y kiwi. La cereza representó un 14,5% del total de los millones de US\$ por concepto de exportación de fruta fresca, además de ser exportada en forma congelada y en conserva [4-5]. En Chile la mayor producción frutícola se concentra entre la Región de Coquimbo a la Región de la Araucanía [6].

El agua y la refrigeración son dos de las necesidades más relevantes de los países en desarrollo, ya que de ellos depende la disponibilidad de alimentos [7]. La refrigeración demanda el 15% de la electricidad consumida en el mundo [8]. Por otra parte la pérdida de alimentos perecibles por falta de refrigeración es de un 20% a nivel mundial, 23% en países en desarrollo y un 9% en países desarrollados. La capacidad de almacenamiento refrigerado, en m³ cada 1000 habitantes, es de 52 a nivel mundial, de 200 en países desarrollados y de 9 en países en desarrollo [9], lo cual indica que la necesidad de generación de frío aumentará en el futuro.

La refrigeración además de inhibir el crecimiento de microorganismos, disminuye el calor de respiración (C_R) en las frutas, por ello, para frutas con alto C_R como la frutilla, se recomienda llevar la fruta a una cámara frigorífica antes de cumplir tres horas desde su cosecha para evitar pérdidas que pueden fluctuar entre un 10% a un 15% [10]. Dado lo anterior, resulta importante desarrollar investigación y tecnología en la refrigeración de frutas desde su etapa de post cosecha, lo que ayudaría a disminuir pérdidas y mantener la calidad organoléptica del producto que se exporta, para lo que se requiere conocer la cantidad de frío que deben suministrarse a la fruta dentro de las cámaras frigoríficas.

En la Región Metropolitana al 2014, se registran 307 cámaras frigoríficas instaladas, con una capacidad total de 3.621.681 m³, y 202 cámaras de pre frío cuya capacidad total es 274.844 m³ [6]. Pese a la alta producción agropecuaria que presenta la Región del Biobío, al 2012 solo se registran 125 instalaciones de cámaras frigoríficas, con una capacidad total de 144.628 m³, y 42 cámaras de prefrío cuya capacidad es 3.792 m³, lo que estaría implicando una escases de cámaras de prefrío para las 55.835 Ton de producción informada al 2012 [11].

Los primeros sistemas de refrigeración capaces de producir frío desarrollados por el hombre fueron los sistemas de absorción, los cuales se componen de 4 partes principales; el generador, el condensador, el evaporador y el absorbedor. Ya en 1850 en algunos restaurantes de Francia, se utilizaban los equipos desarrollados por Edmund Carré, estos sistemas prosperaron hasta que aparecieron los sistemas de compresión en 1920, los que operan por medio de electricidad y poseen un mayor coeficiente de rendimiento o de operación (COP), que los sistemas de absorción accionados térmicamente [12]. Actualmente los sistemas de refrigeración más utilizados en todo el mundo son los de compresión a vapor, estimándose por la Agencia Internacional del Medio ambiente que el 98% del Total Environmental Impact (TEI) de estos sistemas, se debe a la emisión de gases de efecto invernadero que se generan en la producción de la electricidad requerida por estos equipos. El cálculo del TEI para un equipo de refrigeración considera; el Potencial de Destrucción de Ozono (ODP), Potencial de Calentamiento Global – Efecto Invernadero (GWP), COP, vida atmosférica, el refrigerante y emisiones [13]. El ODP se debe a refrigerantes como los clorofluorocarbonos (CFC) e hidroc fluorocarbonos (HCFC) que utilizan los sistemas de compresión, y que de acuerdo al Protocolo de Montreal (1987) se acordó no producir y utilizar hacia el año 2030 y 2040, siendo reemplazarlos por los hidrof luorocarbonos (HFC), que no poseen ODP y que tienen un menor COP y GWP [14]. El mayor contribuyente al GWP es el uso de combustibles fósiles,

los cuales son utilizados en un alto porcentaje en las matrices energéticas de los países, entre los que Chile no es la excepción. En efecto en el año 2012 el SING (sistema interconectado del norte grande) y el SIC (sistema interconectado central) basaron su matriz energética en un 99% y 50% en combustibles fósiles, respectivamente [15]. Por otra parte, Chile ratificó el protocolo de Kioto el año 2002, comprometiéndose a disminuir sus emisiones de CO₂, por lo cual las políticas energéticas deben estar orientadas al cumplimiento de este acuerdo internacional.

En los últimos años en los países desarrollados y en desarrollo, se ha notado un aumento significativo en el gasto energético de sistemas de aire acondicionado, calefacción y/o frío. Dado que estos sistemas basan su fuente de energía en combustibles fósiles, cuyos precios se estima que irán en aumento, surge la necesidad de buscar otras fuentes de energía alternativas, como la solar, que no contribuyan al aumento del ODP o GWP [16]. En Chile se sabe que no es posible lograr un país desarrollado si no se cuenta con una energía segura y con costos adecuados [17].

La refrigeración tiene un alto costo energético, por lo que han surgido una serie de alternativas tecnológicas para refrigerar a partir de la captación de la radiación solar, cuyas operaciones constan de tres sub-sistemas; el sistema solar de conversión energética (colector solar térmico o panel fotovoltaico (PV)), el sistema de refrigeración, el que puede ser térmico por absorción o eléctrico por compresión, y la zona a climatizar a la temperatura de confort o conservación. Entre las tecnologías más conocidas para climatización solar se encuentran; ciclo desecante, ciclo de eyección, ciclo de absorción, ciclo de adsorción y refrigeración termoeléctrica (efecto Peltier) [18-20]. En la actualidad las sistemas de absorción con par de trabajo H₂O - BrLi constituyen la tecnología de climatización solar más utilizada en los últimos años. Esto se debe a que estos sistemas operaran con colectores termo solares a temperaturas que fluctúan entre 90 a 150 °C, cuyas eficiencias de conversión de energía son mayores a la de los paneles PV, el COP de las máquinas de absorción de doble efecto son mayores a las de simple efecto, y los costos totales de inversión se estimaban menores a las otras tecnologías. Sin embargo el descenso en los precios y aumento de la eficiencia de los paneles PV puede hacer que esta tendencia cambie en un futuro [21-25].

Los equipos de absorción utilizan pares de trabajo, refrigerante-absorbente, los cuales son ambientalmente amigables, dado que no poseen ODP y GWP [13], los pares más usados son H₂O - BrLi y NH₃- H₂O, el primero es utilizado en aire acondicionado y el segundo en

sistemas de refrigeración industrial por alcanzar temperaturas cercanas y/o menores a 0°C [26]. En Chile las investigaciones en sistemas de frío que operen con energía solar son recientes. Estas han sido enfocadas al uso en aire acondicionado y en conservación de alimentos, teniéndose conocimiento solo de una máquina de absorción de doble efecto con par de trabajo H₂O-BrLi instalada en Chile, en la Viña Miguel Torres gracias a un proyecto de la Fundación para la Innovación Agraria (FIA) [27-31].

La forma de controlar y operar las máquinas de refrigeración por absorción, de manera tal de generar la capacidad frigorífica requerida para la climatización, así como el cálculo del COP, son completamente diferente a los sistemas de compresión, ya que en los primeros dependen de las presiones de operación (alta y baja), el equilibrio energético de todos los intercambiadores de calor presentes en máquina de absorción, la temperatura de entrada al generador, la temperatura de entrada al circuito de enfriamiento (absorbedor- condensador), dará la capacidad frigorífica que será capaz de generar la máquina [13].

La simulación dinámica de estos sistemas es una herramienta efectiva de evaluar los sistemas de refrigeración de absorción solar, cuantificando además los aportes de la energía solar en el generador, la capacidad requerida en la torre de refrigeración, la capacidad frigorífica punta y los respaldos energéticos requeridos. Debido a ello, se encuentran numerosas publicaciones de simulaciones dinámicas de sistemas de climatización solar por absorción para la generación de aire acondicionado, utilizando como par de trabajo BrLi-H₂O [32-39]. Solo en los últimos años se han escrito publicaciones en las que se reportan máquinas de absorción en la industria de alimentos, ya sea para la conservación de carne, vino, u otros productos [40-42]. Inclusive hay publicaciones para máquinas de capacidad frigorífica menores a 50 kW con par de trabajo NH₃-H₂O, en donde se observan temperaturas cercanas a los cero grados Celsius en el evaporador [43-45].

Dado que el propósito general de este estudio es caracterizar la capacidad de un sistema de refrigeración termo solar por absorción para la conservación de frutas, se hace indispensable simular el equipo de absorción. Los equipos de absorción pueden ser caracterizados por medio de diferentes métodos, que son capaces de describir su comportamiento en función de las temperaturas de operación, entregando su capacidad de refrigeración y coeficiente de operación (COP). En la literatura se pueden encontrar modelos termodinámicos, curvas características, correlaciones matemáticas empíricas mediante regresión multivariable, y otros modelos matemáticos [46-49]. Para la aplicación de modelos termodinámicos, se requiere

información del equipo de absorción, que los fabricantes en general no entregan, por lo cual se realizan una serie de supuestos en su desarrollo, y además se obtienen ecuaciones matemáticas no lineales, que pueden tener problemas de convergencia, por lo cual, no se recomienda aplicar estos modelos a equipos comerciales [50]. En cambio las curvas características, y las correlaciones matemáticas como regresiones multivariantes, se construyen a partir de datos experimentales de una máquina de absorción comercial que se pueden implementar en programas de simulación. TRNSYS es uno de los programas de simulación dinámica más utilizado para ello, dado que fue concebido como una herramienta para simular sistemas que operan por medio de energías renovables, por lo cual posee una serie de ventajas, como son su librería, la que permite incorporar diferentes equipos en la simulación, sistemas de control, bases de datos meteorológicas y herramientas de cálculo que facilitan la obtención de la fracción solar o hacer el análisis de costos del sistema [51-52].

Para lograr una buena simulación y/o modelación de un sistema de refrigeración solar, se requiere una base de datos meteorológicos que sea representativa del lugar donde se realiza cuantifica la capacidad de prestación del sistema de refrigeración. Los años meteorológicos típicos (TMY), se concibieron como una forma estadística de crear un año que represente una base extensa de años de datos meteorológicos para ser aplicado en el diseño de sistemas térmicos (refrigeración solar térmica, agua caliente sanitaria, centrales termo eléctricas entre otros) [53-54].

Por lo cual, realizar una simulación de un sistema de refrigeración solar por absorción, para la conservación de frutas de interés económico en Chile, tales como arándanos, cerezas, frutillas, y frambuesas [11] es de importancia, para evaluar su factibilidad técnica y económica. Bajo este punto de vista, evaluar sistemas de refrigeración termo solar por absorción en ciudades como Chillán, Santiago y Antofagasta, resulta de interés si Chile desea ser un referente en la innovación en la agroindustria, aplicando energías amigables con el medio ambiente y energéticamente sustentables, con menor huella de carbono con el objeto de acceder a mercados más exigentes.

1.2 REFERENCIAS

- [1] C. Abner, J. Polit, (2011). Nuevos enfoques para Chile Potencia Alimentaria y Forestal. ODEPA, Ministerio de Agricultura, Gobierno de Chile.
- [2] V. Cubillos Godoy, (2007). Columna: Los Desafíos Para Hacer de Chile una “Potencia Alimentaria”. Revista Actualidad.
- [3] W. Janssen, M. McMahon, F. Rodríguez, (2011). Sistema de Innovación de la Agricultura Chilena: Un Plan de Acción hacia el 2030. MINAGRI, FIA y Banco Mundial.
- [4] Banco central de Chile, (2013). Indicadores de comercio exterior, Cuarto trimestre 2013. Exportación del sector agropecuario.
- [5] Banco central de Chile, (2014). Indicadores de comercio exterior, Cuarto trimestre 2014. Exportación del sector agropecuario.
- [6] P. Larrañaga, M. A. Osóres, (2014). Catastro frutícola. Principales resultados. Región Metropolitana. ODEPA, CIREN.
- [7] Cabrera, G., Muñoz, D., (2008). Basic aspects of refrigeration for the agroindustry. Facultad de Ciencias Agropecuarias. Vol 6 No. 2, 86-93.
- [8] D. Hong, G. Chen, L. Tang, Y. He, (2011). A novel ejector-absorption combined refrigeration cycle. Int. J. Refrigeration. 34, (7), 1596–1603.
- [9] S. J. James, C. James, (2010). The food cold-chain and climate change. Food Research Int. 43, 1944–1956.
- [10] A. France, B. Zschau, M. C. Céspedes, J. Riquelme, K. Bahamondes, M. Reyes, M. Gerding, M. Rodríguez, M. Legarraga, V. Carrasco, V. Villagran, (2012). Frutilla, consideraciones productivas y manejo. Boletín INIA-Nº 252. Capítulo 4: variedades, pag. 65-69. Capítulo 9: Cosecha y Post-cosecha, pag. 113-116.
- [11] P. Larrañaga, M. A. Osóres, (2012). Catastro frutícola. Principales resultados. Región del Biobío. ODEPA, CIREN.
- [12] Routledge, (2005). Refrigeration, Absorption. Refrigeration, Mechanical. Encyclopedia of 20th-Century Technology. Edited by Colin Hempstead, William Worthington. Pages 670-671.
- [13] J. M. Cano Marcos, (2001). “Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental”. Jornadas técnicas “Climatización 2001”.

- [14] International Institute of Refrigeration/ Institut International du Froid (IIR/IIF), (2002). Industry as a partner for sustainable development “Refrigeration”. First published in the United Kingdom.
- [15] Central Energía. Central de información y discusión de energía en Chile. editores@centralenergia.cl. (<http://www.centralenergia.cl/>, visto 05/05/2015).
- [16] Stéphane Salaet Fernández & Jordi Roca Jusmet, (2010). Agotamiento de los combustibles fósiles y emisiones de CO₂: algunos posibles escenarios futuros de emisiones. Revista Galega de Economía, pagina 19 (1).
- [17] C. Huepe M, (2008). Política Energética: Nuevos Lineamientos Transformando la crisis energética en una oportunidad. Comisión Nacional de Energía. Elaborado por los profesionales de la Comisión Nacional de Energía. Coordinador C. Huepe M, Jefe del Área de Estudios.
- [18] J.M. Abdulateef, K. Sopian, M.A. Alghoul, M.Y. Sulaiman, (2009). Review on solar-driven ejector refrigeration technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews 13, pp. 1338–1349.
- [19] S.A. Tassou, J.S. Lewis, Y.T. Ge, A. Hadawey, I. Chaer, (2010). A review of emerging technologies for food refrigeration applications. Applied Thermal Engineering 30, pp. 263–276.
- [20] D.S. Kim, C.A. Infante Ferreirab, (2008). Review. Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. International journal of refrigeration 31, pp. 3–15.
- [21] H. M. Henning, (2010). Solar air-conditioning and refrigeration – achievements and challenges, EuroSun 2010. International Conference on Solar Heating. Cooling and Buildings, Graz, Austria.
- [22] O. Marc, G. Anies, F. Lucas, J. Castaing-Lasvignottes, (2012). Assessing performance and controlling operating conditions of a solar driven absorption chiller using simplified numerical models. Sol, Energy 86, 2231–2239,
- [23] P. Bermejo, F. J. Pino, F. Rosa, (2010). Solar absorption cooling plant in Seville. Solar Energy 84, pp. 1503–1512.
- [24] U.S. Department of Enerfy. Energy Efficiency & Renewable Energy. Tribal Energy Program. Guide to tribal clean energy development. Cost of solar Power from photovoltaics.

(http://www1.eere.energy.gov/tribalenergy/guide/costs_solar_photovoltaics.html (02-02-2015)).

- [25] R. M. Lazzarin, (2014). Solar cooling: PV or thermal? A thermodynamic and economical analysis. *Int. J. of Refrigeration* 39, 38 - 47.
- [26] Danxing Zheng, Li Dong, Weijia Huang, Xianghong Wu, Nan Nie, (2014). A review of imidazolium ionic liquids research and development towards working pair of absorption cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volume 37, pp. 47–68.
- [27] Roderick Palomino, Humberto Vidal, (2008). Simulación de un sistema de refrigeración solar en dos etapas con ciclo de compresión mecánica y ciclo eyector para producción autónoma de hielo. Universidad de Magallanes.
- [28] A. I. Barrera Marín, N. Moreno Sepúlveda, (2011). Evaluación ambiental y económica de la tecnología de refrigeración solar por absorción en Chile. Universidad Andrés Bello, Facultad de Ingeniería, Escuela de Obras Civiles, Tesis.
- [29] F. Osorio, V. Rodríguez, (2010). Reportaje: Egresados de la USM Sede Viña del Mar desarrollan refrigerador basado en energía solar. *Universia*.
- [30] C. Sepúlveda, G. Merino, F. Pino, J. Canumir, (2014). Evaluation of a system of refrigeration solar for cherry, based on photovoltaic energy for Chillán city in Chile. *Actas del VII Congreso Ibérico y V Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío-CYTEF 2014*, Tarragona, páginas 789- 798.
- [31] J. C. Gómez, C. Marquez, (2014). Innovador proyecto para la producción sustentable del vino. Facultad de Ingeniería, Pontificia Universidad Católica de Chile. <http://www.ing.uc.cl/innovador-proyecto-para-la-produccion-sustentable-del-vino/> (Visto 30/03/2016).
- [32] P. Axaopoulos, D. van Hattem, (1983). Simulation of a combined solar heating and cooling system for a middle size building in Greece. *Passive and Low Energy Architecture. Proceedings of the Second International PLEA Conference*, Crete, Greece, 649–657.
- [33] G. A. Florides, S. A. Kalogirou, S. A. Tassou, L. C. Wrobel, (2002). Modelling, simulation and warming impact assessment of a domestic-size absorption solar cooling system. *Appl. Thermal Engineering* 22, 1313–1325.

- [34] T. Mateus, A. C. Oliveira, (2009). Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates. *Appl. Energy* 86, 949–957.
- [35] J. R. García C., F. Vera G., J. M. Cano I., J. P. Delgado M., R. Martínez S., (2011). Modelling an absorption system assisted by solar energy. *Appl. Thermal Engineering* 31, 112-118.
- [36] M. Balghouthi, M. Hachemi C., A. Guizani, (2005). Solar Powered air conditioning as a solution to reduce environmental pollution in Tunisia. *Desalination* 185, 105–110.
- [37] G. E. Pando M., D. Saucedo C., N. Velázquez L., A. Luna L., C. Moreno H., (2014). Simulation and Comparative Study of a Hybrid Cooling Solar – Gas with Heat Storage. *Energy Procedia* 57, 2646 – 2655
- [38] J. F. Belmontea, M. A. Izquierdo-Barrientos, P. Eguía, A. E. Molina, J. A. Almendros-Ibáñez, (2014). PCM in the heat rejection loops of absorption chillers. A feasibility study for the residential sector in Spain. *Energy and Buildings* 80, 331–351
- [39] K.F. Fong, T.T. Chow, C.K. Lee, Z. Lin, L.S. Chan, (2011). Solar hybrid cooling system for high-tech offices in subtropical climate – Radiant cooling by absorption refrigeration and desiccant dehumidification. *Energy Conversion and Management* 52 2883–2894.
- [40] MEDISCO, (2008). Report on food and agro industries characterization in Tunisia, Morocco and Egypt. (<http://www.medisco.org/> (2/02/2015)).
- [41] R. Best B., J. M. Aceves H., J. M. Islas S., F. L. Manzini P., I. Pilatowsky F., R. Scoccia, M. Motta, (2013). Solar cooling in the food industry in Mexico: A case study. *Applied Thermal Engineering* 50, 1447 - 1452.
- [42] S. Vasta, A. Frazzica, A. Frent, L. Venezia, A. Buscemi, F. Paredes, F. M. Montagnino, (2013). A concentrating- Based Solar cooling system for agri-food Industry. 5th International Conference Solar Air-Conditioning. 116-121.
- [43] U. Jakob, (2008). Development and experimental investigation of a Novel 10 kW ammonia/water absorption chiller - Chillii® PSC - for air-conditioning and refrigeration systems”.
- [44] A. Al-Alili, M.D. Islam, I. Kubo, Y. Hwang, R. Radermacher, (2012). Modeling of a solar powered absorption cycle for Abu Dhabi. *Applied Energy*, Volume 93, Pages 160-167.

- [45] Brice Le Lostec, Nicolas Galanis, Jocelyn Millette, (2012). Experimental study of an ammonia-water absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, Volume 35, Issue 8, December 2012, Pages 2275-2286.
- [46] L. Garousi Farshi, A. H. Mosaffa, C. A. Infante Ferreira, M. A. Rosen, (2014). Thermodynamic analysis and comparison of combined ejector – absorption and single effect absorption refrigeration system. *Applied Energy*, 133, pp. 335-346.
- [47] G. Gutiérrez - Ureta, P. Rodríguez, F. Ziegler, A. Lecuona, M. C. Rodríguez – Hidalgo, (2012). Extension of the characteristic equation to absorption chillers with adiabatic absorbers. *International Journal of Refrigeration*, 35, pp. 709-718.
- [48] J. Labus, J. C. Bruno, A. Coronas, (2013). Performance analysis of small capacity absorption chillers by using different modeling methods. *Applied Thermal Engineering*, 58, pp. 305-313.
- [49] Krzysztof Banasiak, Joachim Koziol, (2009). Mathematical modelling of a LiBr – H₂O absorption chiller including two-dimensional distributions of temperature and concentration fields for heat and mass exchangers. *International Journal of Thermal Sciences*, 48, pp. 1755-1764.
- [50] M. Puig- Arnavat, J. López-Villada, J. C. Bruno, A. Coronas, (2010). Analysis and parameter identification for characteristic equations of single – and double- effect absorption chillers by means of multivariable regression. *International Journal of Refrigeration*, 33, pp. 70-78.
- [51] S. Pintaldi, C. Perfumo, S. Sethuvenkatraman, S. White, G. Rosengarten, (2015). A review of thermal energy storage technologies and control approaches for solar cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 41, pp. 975-995.
- [52] A. Al-Alili, Y. Hwang, R. Radermacher, (2014). Review of solar thermal air conditioning technologies. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 39, pp. 4-22.
- [53] M. M. Ardehali, M. Shahrestani, C.C. Adams, (2007). Energy simulation of solar assisted absorption system and examination of clearness index effects on auxiliary heating. *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 864-870.
- [54] C. Sepúlveda, G. Merino, F. J. Pino, J. A. Cañumir, (2014). Comparison of methodologies for TMY generation using 15 years data for Chillán, Chile. *IOSR Journal of Engineering (IOSRJEN)*. Vol. 04, Issue 09, ||V5|| PP 24-34. International organization of Scientific Research.

CAPÍTULO II. HIPÓTESIS, OBJETIVOS Y RESUMEN DE LA METODOLOGÍA.

2.1. HIPÓTESIS

1. Es factible, mediante la simulación de un sistema de refrigeración termo solar por absorción, con par de trabajo refrigerante - absorbente ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$), evaluar su capacidad frigorífica y fracciones solares que entrega el sistema, para la conservación de frutas en su etapa de post cosecha en Chile.

2.2. OBJETIVOS

Objetivo general.

Desarrollar un modelo computacional que permita simular, y evaluar un sistema de refrigeración termo solar por absorción, con par de trabajo $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, para conservar frutas en un pre frío, en su etapa de post cosecha, bajo diferentes condiciones climáticas de Chile.

Objetivos específicos.

- i. Desarrollar una herramienta de simulación dinámica del requerimiento de frío de una cámara de refrigeración a diferentes condiciones de operación, para diferentes frutas de interés producidas en la Región del Biobío.
- ii. Desarrollar un año meteorológico típico (TMY) para la ciudad de Chillán, a ser utilizado en simulaciones de los sistemas de refrigeración solar por absorción.

- iii. Obtener correlaciones matemáticas que permitan determinar las variables de operación de una máquina de absorción con par de trabajo $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ a temperaturas del evaporador cercanas a 0°C .
- iv. Desarrollar un programa de simulación dinámica para un equipo de refrigeración termo solar por absorción, con diferentes tipos de colectores solares, y configuraciones de sistemas de respaldo.

2.3 METODOLOGÍA

La tesis se divide en capítulos cuyo propósito es demostrar la hipótesis planteada y cumplir con los diferentes objetivos descritos. Un resumen de la metodología implementada en cada uno de ellos se presenta a continuación.

Capítulo III. Estado del arte de sistemas de refrigeración solar.

En este capítulo, se presentan las diferentes tecnologías asociadas a refrigeración por medio de la energía proveniente del sol, y las posibles configuraciones aplicables al diseño de sistemas de refrigeración solar térmica por absorción. Primero, se identifican las diferentes tecnologías capaces de producir frío por medio de transformar la energía solar, en energía térmica o eléctrica. Segundo, se presentan diferentes configuraciones de sistemas de refrigeración solar térmica por absorción presentes en literatura, con los equipos requeridos por el sistema como son los distintos tipos de colectores solares, tanque de acumulación de calor, equipo auxiliar de calor, sistema de refrigeración, y los demás respaldos necesarios en la generación de frío y calor.

Capítulo IV. Desarrollo y selección del año meteorológico típico (TMY).

Para la simulación y diseño de sistemas solares térmicos, incluidos los de refrigeración por absorción, se requiere contar con un año meteorológico típico (TMY). En este capítulo se desarrolla un TMY para la ciudad de Chillán, para ser utilizado posteriormente en las

simulaciones. Primero, se presenta la metodología de elaboración de TMYs, la que se basa en el método desarrollado en los Laboratorios de Sandia (1978). En este trabajo se utilizaron 5 diferentes factores de peso para las variables meteorológicas utilizadas, dados por distintos autores, obteniéndose un total de 10 diferentes TMYs. Segundo, se detalla la metodología utilizada en el procesamiento de los datos meteorológicos de la ciudad de Chillán. Por último, se selecciona el TMY por medio de comparar los resultados obtenidos de fracción solar utilizando los diferentes TMY, en la simulación de un sistema de agua caliente sanitaria.

Capítulo V. Operación y simulación de una cámara frigorífica para conservación de frutas.

Considerando que una cámara frigorífica es el lugar idóneo para conservar fruta a bajas temperaturas, en este capítulo se simula la operación de una cámara frigorífica de 27,5 m³, para calcular la necesidad frigorífica requerida para conservar 6 variedades diferentes de frutas de interés económico en Chile, en su etapa de post cosecha. Primero, se presenta la metodología de cálculo de los requerimientos de frío de la cámara, las propiedades físicas de las frutas escogidas, las condiciones de uso de la cámara y los supuestos realizados para el cálculo. Segundo, todas estas ecuaciones, curvas, y supuestos fueron implementadas en una plataforma de simulación dinámica en TRNSYS. Esto con el objeto de obtener los requerimientos de frío de las frutas escogidas, en distintas ciudades. Tercero, se comparó las necesidades y requerimientos de frío para 240 bandejas de las fruta, en diferentes condiciones de uso de la cámara; temperatura de conservación, modo de ingreso de la fruta a la cámara, y tiempo que tarda en llegar la fruta a temperatura de régimen. Finalmente, se concluyó que se debe definir el manejo operativo de la cámara frigorífica, antes de escoger el sistema de generación de frío, ya que variaciones en la operación determinan un sub o sobre dimensionado del equipo de refrigeración.

Capítulo VI. Modelación de una máquina de absorción.

Para realizar la simulación de un sistema de refrigeración solar por absorción, se debe contar con un modelo validado de una máquina de absorción que será incorporado en las simulaciones. En este capítulo se realiza la modelación de una máquina de absorción comercial de 12 kW de potencia nominal, con par de trabajo refrigerante - absorbente NH₃ - H₂O. Primero, se debió contar con datos experimentales del equipo en cuestión. Segundo, se evaluaron, y compararon dos correlaciones matemáticas encontradas en literatura, que

describen el comportamiento de la máquina de absorción mediante la regresión de los datos experimentales; Regresión Lineal Multivariable ($\Delta\Delta t'$), y Regresión Polinómica Multivariable (MPR), las que se desarrollaron a partir de datos experimentales. Tercero, se modificaron ambas correlaciones matemáticas, para encontrar el mejor ajuste a los datos experimentales. Finalmente, por medio de la herramienta estadística error cuadrático medio (RMSE), se evaluó cuál regresión se ajustaba mejor a los datos experimentales, para luego incorporarla a la simulación dinámica del sistema de refrigeración solar por absorción.

Capítulo VII. Simulación de un sistema de refrigeración solar por absorción para conservación de frutas.

Para evaluar la factibilidad del uso de un sistema de refrigeración solar para la conservación de frutas en zonas aisladas, se realizaron simulaciones que permiten evaluar diferentes configuraciones, dimensionar el tamaño de sus componentes y con ello determinar los costos de refrigeración. En este capítulo, se realizó una simulación de un sistema de refrigeración solar por absorción para la conservación de frutas de interés comercial en Chile. Primero, se incorporó el modelo de una máquina de absorción en TRNSYS. Para este efecto se utilizó el sistema de refrigeración solar por absorción a la simulación dinámica. Tercero, se incorporó la simulación de una cámara frigorífica realizada en el capítulo V. Finalmente, ya teniendo la simulación completa del sistema de refrigeración termo solar por absorción para la conservación de frutas, se modificaron las áreas de los colectores para evaluar las diferentes fracciones solares, y los costos asociados al uso de esta tecnología alternativa, amigable al medio ambiente, en tres ciudades de Chile; Antofagasta, Santiago y Chillán.

Capítulo VIII. Discusión de resultados e investigaciones futuras.

En este capítulo se entregarán los principales resultados encontrados en la tesis doctoral, las principales conclusiones de la temática abordada, y posibles investigaciones que se pueden realizar a futuro.

CAPÍTULO III. ESTADO DEL ARTE EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR

En la actualidad existen diversas tecnologías de generación de frío por medio de energía solar, ya sea a través de energía térmica o eléctrica. En este capítulo se hará una revisión de estas tecnologías, y se profundizará en el funcionamiento de los sistemas térmicos de refrigeración por absorción, que es el sistema de generación de frío que será abordado en la presente tesis. Esto último, hace necesario conocer todos los equipos que componen un sistema de refrigeración termo solar por absorción, cómo van conectados entre sí, cuales son los distintos tipos de colectores solares, tanques de acumulación de calor, sistemas de enfriamiento del sistema como torres de refrigeración o fuentes de agua como ríos, piscinas, entre otros y los respaldos necesarios en la generación de calor y frío. Dado que, el calor auxiliar puede ir conectado en serie, paralelo o serie - paralelo al tanque de acumulación de calor o dentro de este, también se presentan en este capítulo estas diferentes conexiones de equipos que forman parte del sistema de refrigeración por absorción. La información entregada en este Capítulo permitirá desarrollar la simulación de la producción de frío para la conservación de frutas de un equipo comercial de absorción con par de trabajo $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, que opera con energía solar producida con colectores solares de placa plana y tubos de vacío, lo cual se desarrollara en el Capítulo VII.

3.1. INTRODUCCIÓN

Los sistemas de refrigeración solar en general se componen de tres subsistemas; el sistema de conversión de la energía solar a térmica o eléctrica, el sistema de refrigeración (que se refiere a la tecnología utilizada para la generación de frío), y la carga de frío (generación de aire acondicionado, frío para conservación de alimentos, fármacos u otros) [1].

La conversión de la energía del sol a calor se produce por medio de colectores solares térmicos, los cuales, se pueden dividir en estacionarios, de seguimiento en un eje y de seguimiento en dos ejes. Entre los colectores estacionarios se encuentran los colectores de placa plana (FPC), colectores de tubo de vacío (ETC), y colectores parabólicos (CPC). Los de

seguimiento en un eje se desglosan en: reflector lineal Fresnel (LFR), colector concentrador parabólico (PTC), y colector concentrador cilíndrico (CTC). Los de seguimiento en dos ejes se desglosan en: reflector plato parabólico (PDR), y colector campo de helióstatos (HFC). El tipo de colector a utilizar dependerá de la temperatura requerida por el sistema de refrigeración para su funcionamiento. Los rangos de temperaturas de operación de los colectores solares son de 30-200 °C para FPC, de 50-200°C para ETC, de 60-300°C para CPC, de 60-250 °C para LFR, de 50-400 °C para PTC, de 60-300 °C para CTC, de 100-1500 °C para PDR y de 150-2000 °C para HFC [2].

La generación de electricidad por medio del sol se realiza con paneles solares fotovoltaicos (PV). En el mercado se pueden encontrar celdas de silicio, celdas III-V, celdas de películas delgadas de calcogenuro, celdas fotoquímicas, y celdas de multiunión, con eficiencias de conversión de la energía solar a electricidad que varían de un 10% a 34 %, dependiendo del tipo de celda [2].

Las tecnologías utilizadas en la producción de refrigeración solar se puede dividir en cuatro: solar PV, termo eléctrico, termo mecánico y térmico [3]. La primera corresponde a los sistemas convencionales de refrigeración como compresión de vapor, ciclo Stirling, la segunda al ciclo Peltier, la tercera un ciclo de eyección, ciclo Rankine y Stirling, y la cuarta a los ciclos de sorción, los cuales a su vez se pueden separar en los de ciclo abierto, que incluye a la desorción sólida y desorción líquida, los ciclos cerrados que comprenden a la absorción y la adsorción, los cuales a su vez se dividen en medio, simple, doble o triple efecto y GAX, para absorción, y mecánica o química para adsorción [4-5]. La forma de medir la eficiencia en generación de frío de los diferentes ciclos de refrigeración, y poder comparar entre si los sistemas de frío que operan con una misma energía primaria, es por medio del coeficiente de operación (COP).

El ciclo de compresión de vapor consta de 4 partes; un condensador, una válvula de expansión, un evaporador y un compresor. El refrigerante que está a una alta presión en el condensador, pasa por la válvula de expansión al evaporador que está a una baja presión, lo que hace que el refrigerante se evapore extrayendo así la energía desde el aire de la cámara de frío, luego el vapor es comprimido en el compresor hasta la presión de condensación, en este proceso se calienta y se disipa el calor al ambiente, y el ciclo se vuelve a repetir. El COP de estos sistemas varia de 1 a 3 [4].

Los enfriadores Stirling eléctricos se basan en un ciclo de gas ideal compuesto por dos procesos isovolumétricos y dos isotérmicos. El sistema está compuesto por pistones y desplazadores que están unidos mecánicamente a un cigüeñal, con los cuales se mueve el fluido de trabajo (refrigerante), por medio del apoyo de gas o resortes planos. El refrigerante más comúnmente utilizado es aire, H_2 , o He, y la capacidad de enfriamiento es determinada por la amplitud del pistón, que es proporcional a la tensión aplicada al motor lineal. Las pérdidas internas se reducen al mínimo mediante el uso de alta presión en el refrigerante como un cojinete de gas entre el pistón y la pared del cilindro, el COP de estos sistemas varía de 1 a 3.

El ciclo Peltier, descubierto en 1983, genera frío y calor mediante un módulo termoeléctrico fabricado con dos láminas delgadas de cerámica y un conjunto de bloques de material semiconductor dopado como bismuto y telurio tipo p con déficit de electrones y tipo n con exceso de electrones, intercalado entre ellos. Los bloques tipo p y n se conectan eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo formando un par termoeléctrico. Como los electrones se mueven a partir de los bloques tipo p a n a través de un conector eléctrico, subiendo a estados de energía más altos, absorben energía del entorno generando un lado frío. Lo contrario sucede al pasar de un bloque tipo n a p, donde la caída a un estado de menor energía provoca una liberación de energía a los alrededores generando un lado caliente. Si se invierte la polaridad de la corriente, el lado frío se transforma en el lado caliente y viceversa. Este ciclo posee COP menores a 0,6 [3-5].

El ciclo de eyección, consta de uno o más eyectores, éstos se componen principalmente de una boquilla, una cámara de mezcla y un difusor, similar a un Venturi, su geometría y los flujos de masa de las corrientes principal y secundaria definen su capacidad frigorífica y rendimiento. Un ciclo básico de refrigeración por eyección consta de dos circuitos, el circuito de potencia y el circuito de refrigeración. El circuito de potencia posee un generador en el cual se evapora el refrigerante líquido a alta presión, el vapor generado (fluido primario), pasa a través del eyector donde se acelera a través de la boquilla, produciendo una disminución de presión por el ingreso de vapor (fluido secundario) al eyector desde el evaporador, ambos fluidos se mezclan en la cámara de mezcla del eyector antes de entrar en la sección del difusor donde el flujo se desacelera y se produce la recuperación de presión. La mezcla fluye hacia el condensador donde se condensa y el calor es rechazado al ambiente. Parte del líquido que sale del condensador es bombeado al generador para la finalización del ciclo de potencia. El resto

del líquido se expande a través de una válvula expansión y entra al evaporador del circuito de refrigeración, donde el refrigerante (fluido secundario) se evapora produciendo el efecto de refrigeración, posteriormente el refrigerante se mezcla con el fluido primario en el eyector repitiéndose el ciclo de refrigeración [1]. Su COP varía de 0,05 a 0,65 [3].

Los ciclos Rankine y Stirling termo mecánico, constan de un motor térmico que convierte la energía solar térmica en trabajo mecánico, que a su vez mueve un compresor mecánico, activando así a una máquina de refrigeración por compresión de vapor, cuyo funcionamiento ya fue descrito. La conversión de energía solar a mecánica de estos sistemas es de un 20% [4].

En los ciclos de sorción se puede tener un sorbente sólido (adsorción), sorbente líquido (absorción), y si este proceso sucede en un circuito abierto se habla de desorción líquida o sólida. En la adsorción se cuenta con un lecho sólido saturado con el refrigerante (generador), el cual es separado por aplicación de calor (desorbe), el refrigerante es llevado al condensador donde se baja su temperatura para que condense, luego este pasa por una válvula de expansión al evaporador que se encuentra a una presión menor que el condensador. Dado que para evaporar requiere calor, éste lo extrae de una corriente que será utilizada para generar el frío requerido, luego el vapor entra a un lecho sólido insaturado de refrigerante (adsorbedor), donde es adsorbido hasta que el lecho se sature, una vez saturado el adsorbedor se convierte en el generador y viceversa, para que sea un ciclo continuo, el COP de estos sistemas varía de 0,5 a 0,7 [6-7].

En la absorción se tienen dos fluidos de trabajo que hacen de refrigerante y de absorbente, los más utilizados son $\text{H}_2\text{O} - \text{BrLi}$, y $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, y su funcionamiento es similar al anterior dado que sus componentes principales son generador, condensador, válvula de expansión, adsorbedor, y un intercambiador de calor entre la mezcla que va al generador a baja temperatura y el absorbente que va al adsorbedor a alta temperatura, siendo un ciclo cerrado continuo sin cambio de roles como en el caso de la adsorción. El COP varía de 0,3 a 1,7 dependiendo del efecto [8-9]. Por último en la desorción se retira el agua contenida en el aire húmedo, por medio de un desecante sólido o líquido, luego este aire se vuelve a humectar y a enfriar, para entrar a la habitación que se desea acondicionar. Posteriormente se extrae aire de la habitación, el cual se calienta para extraerle la humedad al desecante, finalmente el aire es expulsado al ambiente. Estos sistemas se usan en zonas húmedas para generar aire acondicionado, siendo su COP del orden de 0,5 a 1 [2 y 4].

3.2. METODOLOGÍAS DE GENERACIÓN DE FRÍO SOLAR

3.2.1. Diferencias entre los sistemas de refrigeración solar

Los tres subsistemas de que se componen los sistemas de refrigeración solar se observan en la Figura 3.1. En esta tesis se realizó el modelamiento de la necesidad de frío requerido para la conservación de fruta en una cámara frigorífica. Los sistemas de refrigeración por ciclo desecante, ciclo de eyección y ciclo Rankine no alcanzan las temperaturas que se requiere para la conservación de alimentos, por lo cual, solo se utilizan para generar aire acondicionado. Por otra parte, los ciclos de absorción, adsorción y los sistemas de refrigeración eléctricos (Ciclo Peltier, compresión de vapor y Ciclo Stirling), pueden ser usados en refrigeración industrial para la conservación de alimentos.

Los equipos de absorción fueron los primeros que se utilizaron para la generación de frío en forma industrial, en la actualidad los más utilizados son los con par de trabajo $\text{H}_2\text{O} - \text{BrLi}$, los cuales son utilizados para generar aire acondicionado, dado que no pueden generar temperaturas inferiores a 5°C , ya que es agua el refrigerante utilizado. El par de trabajo que se utiliza para sistemas industriales de refrigeración es $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, con el que se pueden generar temperaturas inferiores a los 0°C [10]. Los equipos con par de trabajo $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ se dividen en GAX o de simple efecto (SE), cuyos COP son de 0,7 y de 0,5 a 0,6, respectivamente, valores bajos comparados a los sistemas de $\text{H}_2\text{O} - \text{BrLi}$, pero que no requieren de altas temperaturas en el generador para funcionar, por lo que no es necesario utilizar colectores con seguimiento de eje o concentradores para alcanzar los 60 a 130°C requeridos, pudiendo utilizarse FPC o ETC [10]. En el mercado existen equipos a la venta de SE por SolarNext. Estos corresponden a los Pink de 10 a 50 kW, además Robur desarrollo un equipo GAX de 15 kW (853 €/kW [14]), pero éste es de llama directa por lo que no se puede usar con energía solar. El costo aproximado de estos equipos de SE va desde 500 a 600 €/kW de potencia frigorífica [6].

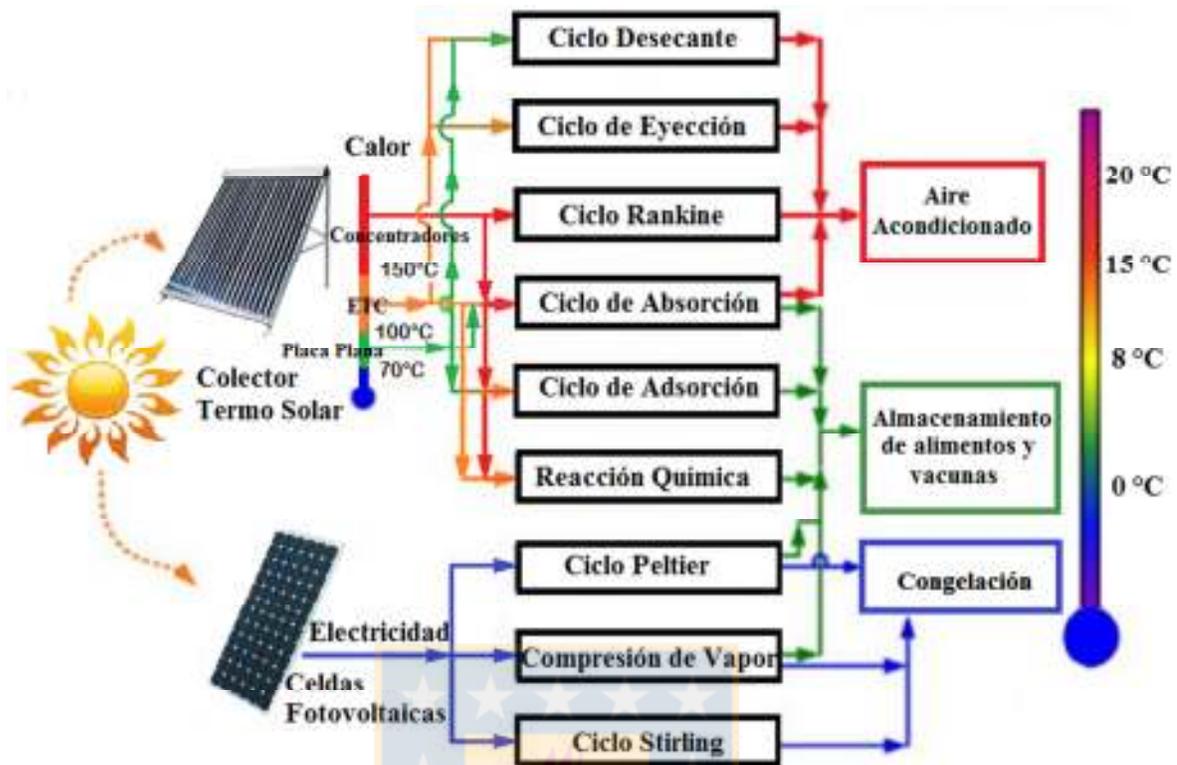


Figura 3.1. Sistemas de refrigeración solares más utilizados [1].

Los sistemas de adsorción pueden ser utilizados en conservación de alimentos ya que pueden generar temperaturas inferiores a 0 °C, con mezclas de adsorbente refrigerante como carbón activado – metanol (adsorción mecánica), o BaCl₂ - NH₃ (adsorción química), pero en el mercado encontramos sistemas con par de trabajo Zeolita - H₂O, donde el agua es el refrigerante, por lo que su uso es apropiado para aire acondicionado. La potencia de estos sistemas van de 7,5 a 15 kW de potencia frigorífica y sus costos fluctúan entre 400 y 600 €/kW [6 y 9]. Además, estos sistemas poseen un mayor tamaño que los de absorción y más controles de operación, por tener que intercambiar roles con el generador y el absorbedor.

Al comparar el uso de ambas tecnologías de sorción aplicadas en refrigeración, se encuentra que los equipos de absorción han sido más utilizados para ello, aplicando equipos comerciales o prototipos con par de trabajo NH₃ - H₂O, monometilamina - H₂O, que los sistemas de adsorción [11]. Por otra parte, estudios de sistemas comerciales de absorción de NH₃ - H₂O, demuestran que son capaces de ser utilizados para generar bajas temperaturas cercanas e inferiores a cero grados Celsius idóneas para la conservación de alimentos que es a lo que se enfoca esta tesis [12-13].

El sistema de compresión de vapor (VC) es conocido, a diferencia de los ciclos de Peltier y Stirling, que además poseen más bajos COP que el de compresión de vapor, por lo que el sistema de compresión es el más utilizado entre los sistemas eléctricos. El costo de los VC es de aproximadamente 300 €/kW [9].

Los sistemas de absorción tienen un COP menor al de los de compresión, pero operan con diferente energía primaria, térmica y eléctrica, respectivamente. La eficiencia de conversión de energía solar a energía térmica es de un 50 %, mientras la eficiencia de conversión de energía solar eléctrica puede variar de 10 % a 35 %, dependiendo el tipo de panel fotovoltaico, lo cual hace variar el costo del sistema. Considerando 1.000 W de energía solar, ésta se transformaría en 300 W de potencia frigorífica, en un sistema de absorción de simple efecto y en 300 a 1.050 W de potencia de refrigeración en sistemas VC. Los estudios de comparación de estas tecnologías hace dos años atrás señalaban como mejor alternativa a la absorción, al ser utilizada en sistemas de climatización, pero hoy esa tendencia está cambiando gracias a la disminución que han experimentado los costos de los paneles PV (aproximadamente 650 €/m²) y el aumento en su eficiencia. Por otra parte los costos de los colectores solares no han disminuido sus valores, los cuales son aproximadamente de 350, 650 y 450 €/m², para FPC, ETC y PTC respectivamente [9]. Además, los sistemas de absorción siguen fabricándose a pedido lo cual ha hecho que sus precios no varíen.

Una vez conocida la temperatura requerida en el generador por el equipo de absorción que se escoja para la generación de frío, se puede seleccionar el tipo de colector solar que se utilizará. Para ello, se requiere conocer la eficiencia para convertir la energía solar en calor y el rango de temperaturas que es capaz de generar cada tipo de colector solar, además de los precios de los diferentes colectores solares. En este aspecto, para una temperatura de trabajo de 70 °C, el ETC posee una mayor eficiencia, seguido por el FPC, y luego el PTC, lo mismo ocurre a temperaturas de trabajo de 90 y 160 °C [8].

3.2.2. Configuraciones de sistemas de refrigeración solar por absorción

Para el desarrollo de la presente tesis, se hace necesario analizar la configuración que tendrá el sistema de refrigeración termo solares por absorción, la cual dependerá de la capacidad de frigorífica de la máquina de absorción, la temperatura de operación en el generador, la temperatura requerida en el evaporador, de cómo se disipa el calor en el condensador y

físico-química reversible (calor latente). El uso de uno u otro dependerá de la temperatura requerida en el generador. Para sistemas de SE se utiliza calor sensible y para los de más efecto, por la alta temperatura requerida, se utiliza calor latente o tanques de agua a altas presiones [15]. El uso de un equipo que entregue calor auxiliar (AH), para la generación de calor cuando no hay energía solar presente, es habitual en los sistemas solares térmicos, estos sistemas pueden ser por medio de calderas accionadas por la combustión de combustibles fósiles o renovables, o por medio de una resistencia eléctrica. Éstos se pueden conectar al tanque de acumulación de diferentes maneras, ya sea incorporando el calor al interior del HST (Figura 3.2 [18-20]), generando calor en forma paralela al HST (Figura 3.3 [18 y 20]), generando calor en una conexión en serie con el HST (figura 3.4 [21]), o en serie paralelo con el HST (Figura 3.5).

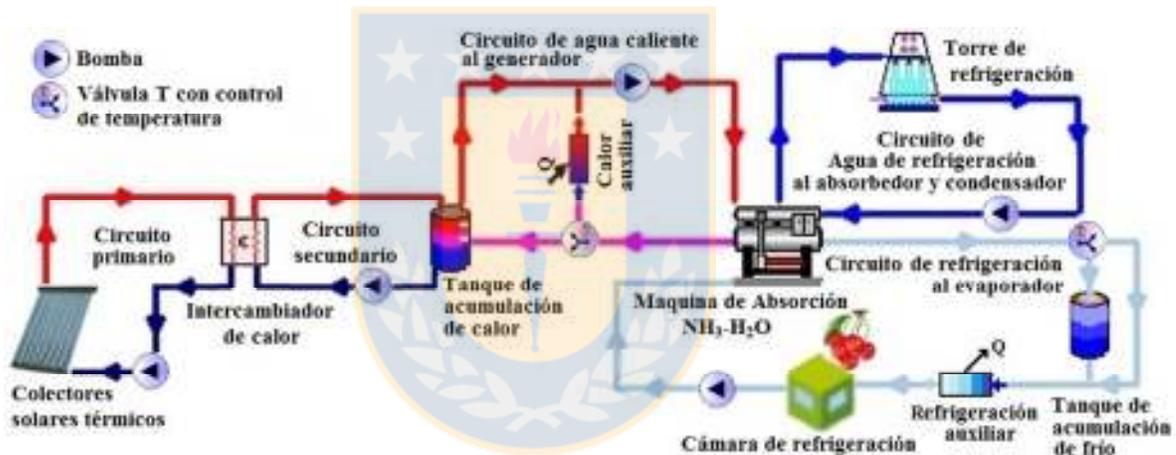


Figura 3.3. Sistema de refrigeración solar térmico por absorción con el calor auxiliar en paralelo al tanque de acumulación de agua caliente.

El circuito de enfriamiento de la máquina de absorción puede ser por disipación al ambiente o por medio de una corriente de agua fría. Si el agua a utilizar no proviene de una fuente continua de agua, como un río, o una piscina, se necesita de una torre de refrigeración [21]. En el circuito de frío de la máquina de absorción se puede tener un tanque de acumulación de frío en paralelo a la máquina y un equipo de refrigeración auxiliar para los peak de frío que el sistema de absorción no sea capaz de cubrir. En el diseño también se debe considerar que entre más equipos se requieran el sistema se encarece.



Figura 3.4. Sistema de refrigeración solar térmico por absorción con el calor auxiliar en serie al tanque de acumulación de agua caliente.



Figura 3.5. Sistema de refrigeración solar térmico por absorción con el calor auxiliar en serie-paralelo al tanque de acumulación de agua caliente.

3.2.3. Diferentes equipos de absorción comerciales de pequeña capacidad

En la actualidad existen diversos equipos comerciales de absorción para aire acondicionado (AC) y refrigeración (R), los que funcionan con diferentes pares de trabajo refrigerante - absorbente dependiendo de su propósito y tipo de tecnología; simple efecto (SE), doble efecto (DE), triple efecto (TE), medio efecto (HE). Con intercambiador de calor en el generador del absorbedor (GAX), las máquinas de absorción tienen diferentes sistemas de enfriamiento (SdE), pudiendo ser por medio de aire (A) o agua (W), y funcionan con diversas fuentes de calor en el generador. Éstas pueden ser agua caliente (HW), agua caliente a alta presión

(PHW) o llama directa (GF). En la tabla 3.1 se presentan algunos de los equipos disponibles en el mercado [22].

Tabla 3.1. Máquinas de absorción presentes en el mercado.

Fabricante	País	Tipo	Par de Trabajo	Capacidad nominal [kW]	COP	Fuente de calor [°C]	Aplic.	SdE
AGO	Alemania	SE	NH ₃ -H ₂ O	50	0,61	HW, 95	R	W
Broad	China	DE	H ₂ O-BrLi	16/23	1,2	GF, PHW, 160	AC	W
Cooled5	USA	GAX	NH ₃ -H ₂ O	17,6/35	0,68	GF	AC	A
Climatewell	Suecia	SE	H ₂ O-LiCl	10	0,68	HW, 110	AC	W
EAW Wegcall	Alemania	SE	H ₂ O-BrLi	15/30	0,75	HW, 90	AC	W
Solar next	Austria	SE	NH ₃ -H ₂ O	12	0,63	HW, 85	AC/R	W
Rinnai Osaka gas	Japón	DE	H ₂ O-BrLi	6,7	1,2	GF	AC	W
Robur	Italia	SE	NH ₃ -H ₂ O	12,8/17,7	0,53/0,7	GF, PHW	AC/R	W/A
Rotartica	España	SE	H ₂ O-BrLi	4,5	0,67	HW, 90	AC	W
Solarice	Alemania	SE	NH ₃ -H ₂ O	25/40	0,6	HW, 80	R	W
Sonnenklima	Alemania	SE	H ₂ O-BrLi	10	0,78	HW, 75	AC	W
Termax	India	SE	H ₂ O-BrLi	17,5/35	0,7	HW, 90	AC	W
Yazaki	Japón	SE	H ₂ O-BrLi	17,6/35	0,7	HW, 88	AC	W
Yazaki	Japón	DE	LiCl-LiI	28	0,85	GF	AC	A

3.3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Las tecnologías de refrigeración térmica por ciclo desecante, eyección y ciclo Rankine no son apropiadas para generar las temperaturas requeridas para la conservación de fruta. Un sistema desecante por otra parte, es un sistema interesante en climas tropicales húmedos, que no corresponden al clima existente en Chile en las zonas de producción agrícola.

Las tecnologías de refrigeración eléctrica por eyección y Stirling, poseen un COP menor al de un equipo convencional de refrigeración por compresión de vapor (VC) y además son tecnologías poco desarrolladas industrialmente para la conservación de alimentos, a diferencia de la VC.

Entre las tecnologías de sorción, la de absorción es la más utilizada para climatización, existiendo equipos comerciales que se pueden utilizar para la conservación de fruta, a

diferencia de los sistemas de adsorción, cuyos equipos comerciales están diseñados para climatización, por utilizar como par de trabajo H_2O - Silica gel [23].

En la actualidad, existen equipos de absorción de pequeña capacidad, con par de trabajo NH_3 - H_2O , que podrían ser utilizados para generar frío en zonas aisladas para conservar frutas en localidades de Chile. Otra tecnología que podría aplicarse para este propósito son los sistemas VC, operados con paneles PV, sin embargo aplicar un sistema cuya fuente energía sea térmica en un país como Chile, que cuanta con una gran producción de biomasa resulta de mayor interés, pero no se descarta, según los resultados encontrados en la presente tesis, realizar una investigación futura en sistemas de refrigeración solar por VC para la conservación de fruta en zonas aisladas. Un aspecto importante a ser analizado sería que tan aislado debe estar el emplazamiento para que sea rentable el sistema, considerando los costes de la instalación de un tendido de red eléctrica.

Los colectores solares más económicos requeridos para operar un sistema de absorción de simple efecto, son los FPC, PTC, y ETC respectivamente. Pero al evaluar la eficiencia de conversión de energía solar a calor, el más eficiente de los tres colectores es el ETC, por ello en este estudio se analizará el uso de FPC y ETC, para accionar un equipo de absorción de SE. Un sistema de absorción de simple efecto, tiene temperaturas de operación que van de 65 a 95°C [15], por lo que requiere acumular calor latente y un tanque de acumulación de calor de agua a presión ambiental, lo que es suficiente para el sistema y es a la vez más económico. El calor auxiliar (AH) necesario puede ser generado por una caldera de combustión. Éste puede ser cuantificado mediante un programa de simulación dinámica del sistema. Por otra parte, conocidos los valores de calor de combustión y precio del combustible, se puede obtener por medio de la simulación, cuanto se requiere y el costo asociado al uso de la caldera. En este estudio se utilizarán los costes de gas licuado, dado que es un combustible bajo en emisiones contaminantes y comúnmente utilizado en el país. Este sistema no estará integrado al tanque, dado que en ese caso se requiere calentar una mayor cantidad de agua que al estar conectado a la corriente circulante; ese sería el caso de una de las conexiones de las Figuras 3.3 a 3.5. Por otra parte, si la fuente de energía fuese una resistencia eléctrica alimentada por un generador eólico, se justificaría un sistema como el de la Figura 3.2, ya que el viento no tiene un horario controlable de generación, pero en este caso particular, el sistema de generación de frío tendrá su mayor consumo de energía cuando la fruta ingrese a la cámara frigorífica a las 2:00 de la tarde hasta cuando ésta llegue a temperatura de régimen, horas que, en época de cosecha se

cuenta con considerables niveles de radiación solar. Las conexiones a evaluar en el Capítulo VII de la tesis respecto del AH son: serie y serie-paralelo al tanque de acumulación, por ello se simularán estos tres tipos de conexiones, y se analizará la fracción solar obtenida a igual área de colectores solares.

En relación a la necesidad de torres de refrigeración, hay que considerar que el sistema estará instalado en zonas rurales de producción frutícola, donde se cuenta con afluentes de agua (pozos, esteros, ríos, otros), que pueden ser utilizados como sistema de refrigeración del condensador y del absorbedor, por lo que, no se requeriría de una torre de refrigeración. Sin embargo, considerando que el sistema será simulado y la máquina de absorción se simulará por medio de un modelo matemático, desarrollado a partir de datos experimentales, con rangos de temperatura de refrigeración más altos que los encontrados en las fuentes de agua mencionadas; en la simulación se incorporará una torre de refrigeración. Otra alternativa podría ser un intercambiador de calor con las fuentes mencionadas. Por el costo que implica en el sistema no se incorporará un tanque de acumulación de frío, pero dado que a priori no se conoce cuanto descenderá la potencia frigorífica de la máquina de refrigeración por absorción al hacerla operar por debajo de sus condiciones nominales de diseño requeridas para obtener temperaturas en el evaporador, idóneas para la conservación de fruta, se incluirá un equipo de refrigeración auxiliar.

3.4. CONCLUSIONES

Debido a que existen en forma comercial, los equipos de generación de frío y los equipos asociados requeridos en el sistema, los sistemas de refrigeración solares, que en la actualidad podrían ser usados para la conservación frutas en zonas aisladas, son el de absorción y el de compresión de vapor (VC).

La máquina de absorción debe ser de simple efecto, con par de trabajo $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, las comerciales con par de trabajo $\text{H}_2\text{O} - \text{BrLi}$ no se pueden utilizar puesto que no pueden operar a temperaturas cercanas y menores a cero grados por ser H_2O el fluido refrigerante, utilizándose este par de trabajo en aire acondicionado.

Como las máquinas de absorción de simple efecto requieren bajas temperaturas de funcionamiento, esta pueden ser accionadas con colectores FPC y ETC, ya que éstos alcanzan

sin problema las temperaturas que requieren estos sistemas, tienen un bajo costo comparado a los sistemas con seguimiento, y poseen una buena eficiencia en la conversión de energía solar a calor.

En los últimos años se ha desarrollado tecnología en los paneles fotovoltaicos (PV) lo que ha aumentado su eficiencia de conversión de energía solar a energía eléctrica, de tal forma que un compresor de vapor (VC) operando con estos paneles, generaría más potencia frigorífica de la que se podía generar hace 5 años atrás.

Las temperaturas requeridas en el generador del equipo de absorción, permiten la utilización de un tanque de acumulación de calor sensible, los cuales tienen un menor costo que los sistemas de calor latente.

Las diferentes configuraciones a utilizar en un sistema de refrigeración por absorción, dependen directamente de las temperaturas de operación que requiere la máquina de absorción para obtener la baja temperatura requerida en el evaporador.

La utilización de una torre de refrigeración dependerá de la disponibilidad de algún otro medio de refrigeración, como agua proveniente de una piscina, río, pozo u otra fuente.

El análisis de las diferentes configuraciones posibles de un sistema de refrigeración termo solar por absorción, es algo que se debe realizar antes de hacer la simulación del sistema, ya que permite escoger todos los equipos que deben estar presentes, así como la forma en que éstos deben estar conectados entre sí.

3.5. REFERENCIAS

- [1] J.M. Abdulateef, K. Sopian, M.A. Alghoul, M.Y. Sulaiman, (2009). Review on solar-driven ejector refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 13, Issues 6 – 7, Pages 1338 - 1349.
- [2] A. Allouhi, T. Kousksou, A. Jamil, P. Bruel, Y. Mourad, Y. Zeraouli, (2015). Solar driven cooling systems: An updated review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 44, 159–181.
- [3] Ioan Sarbu, Calin Sebarchievici, (2013). Review of solar refrigeration and cooling systems. *Energy and Buildings*. Volume 67, Pages 286–297.

- [4] D.S. Kima, C.A. Infante Ferreira, (2008). Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. *international journal of refrigeration* 31, 3–15.
- [5] S.A. Tassou, J.S. Lewis, Y.T. Ge, A. Hadawey, I. Chaer, (2010). A review of emerging technologies for food refrigeration applications. *Applied Thermal Engineering* 30, 263–276.
- [6] Abdul Ghafoor, Anjum Munir, (2015). Worldwide overview of solar thermal cooling technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volume 43, Pages 763–774.
- [7] Carlos Infante Ferreira, Dong-Seon Kim, (2014). Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data. *International Journal of Refrigeration*, 39, 23 -37.
- [8] Renato M. Lazzarin, (2014). Solar cooling: PV or thermal? A thermodynamic and economical analysis. *International Journal of Refrigeration* 39, 38 -47.
- [9] K.R. Ullah, R. Saidur, H.W. Ping, R.K. Akikur, N.H. Shuvo, (2013). A review of solar thermal refrigeration and cooling methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 24, 499–513.
- [10] Y. Fan, L. Luo, B. Souyri, (2007). Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11, 1758 – 1775.
- [11] Ioan Sarbu, Calin Sebarchievici, (2015). Review. General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management* 105, 403–422.
- [12] Brice Le Lostec, Nicolas Galanis, Jocelyn Millette, (2012). Experimental study of an ammonia-water absorption chiller. *International Journal of Refrigeration* 35, 2275 – 2286.
- [13] Osama Ayadia, Marcello Aprilea, Mario Motta, (2012). Solar cooling systems utilizing concentrating solar collectors - An overview. *Energy Procedia* 30, 875 – 883.
- [14] Peter Zachmeier, (2013). Evaluierung der Chancen und Grenzen von solarer Kühlung im Vergleich zu Referenztechnologien – Analyse von solarthermischer und photovoltaisch gespeister Kälteerzeugung. AP 2 Analyse solarthermische Kühlung. Tabelle 1, 12.

- [15] Sergio Pintaldi, Cristian Perfumo, Subbu Sethuvenkatraman, Stephen White, Gary Rosengarten, (2015). A review of thermal energy storage technologies and control approaches for solar cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 41, 975–995.
- [16] Eunice Herrera, Romain Bourdais, Hervé Guéguen, (2014). Predictive and interactive controllers for solar absorption cooling systems in buildings. *Journal of Process Control* 24, 836–845.
- [17] Eunice Herrera, Romain Bourdais, Hervé Guéguen, (2015). A hybrid predictive control approach for the management of an energy production–consumption system applied to a TRNSYS solar absorption cooling system for thermal comfort in buildings Original Research Article. *Energy and Buildings*, Volume 104, 47 - 56.
- [18] Lik Fang Sim, (2014). Numerical modelling of a solar thermal cooling system under arid weather conditions. *Renewable Energy* 67, 186 – 191.
- [19] M. Noro, R.M. Lazzarin, F. Busato, (2014). Solar cooling and heating plants: An energy and economic analysis of liquid sensible vs phase change material (PCM) heat storage. *international journal of refrigeration* 39, 104 – 116.
- [20] Donghao Xu, Ming Qu, Yin Hang, Fu Zhao, (2015). Multi-objective optimal design of a solar absorption cooling and heating system under life-cycle uncertainties. *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 11, 92 – 105.
- [21] K.F. Fong, C.K. Lee, (2015). Investigation of separate or integrated provision of solar cooling and heating for use in typical low-rise residential building in subtropical Hong Kong. *Renewable Energy* 75, 847 – 855.
- [22] J. Labus, J. C. Bruno, A. Coronas, (2013). Review on absorption technology with emphasis on small capacity absorption machines. *Thermal Science*, vol. 17, no. 3, pp. 739-762.
- [23]

http://solarnext.eu/pdf/ger/publications_presentations/jakob/080522_OTII%20Int_Seminar_SAC_Overview_Systems_DrJakob.pdf. (Visto 10/01/2012)

CAPÍTULO IV. DESARROLLO Y SELECCIÓN DE UN AÑO METEOROLÓGICO TÍPICO (TMY)

El año meteorológico típico (TMY) se utiliza en el dimensionado y simulación de sistemas termo solares; centrales termo eléctricas, agua sanitaria, sistemas de aire acondicionado, entre otros. En la actualidad existen diferentes metodologías para desarrollar un TMY, los cuales generan distintos resultados. Por ello es necesario escoger un TMY a utilizar antes de hacer un dimensionado de un sistema solar térmico. En este capítulo se compararon cinco metodologías de cálculo del TMY, basados en el método realizado por los Laboratorios de Sandía en 1978, pero con diferentes factores de ponderación. Los TMY se construyeron a partir de 15 años de datos meteorológicos (1998 - 2012), medidos en la Universidad de Concepción en la ciudad de Chillán (36°36' S y 72°26' O). Las variables meteorológicas utilizadas fueron: temperatura de bulbo seco, temperatura de rocío o humedad relativa, velocidad de viento y radiación. Para escoger el TMY más representativo se generó en TRNSYS un sistema de agua caliente sanitaria, en el que se evaluó la fracción de energía solar utilizada (SF) bajo diferentes condiciones meteorológicas, usando los diferentes TMY obtenidos. Se comparó, la media y la mediana de la SF obtenida con los datos meteorológicos medidos, con los obtenidos de los diferentes TMY generados. Posteriormente se seleccionó el TMY que dio lugar a una SF lo más cercana a la obtenida con los datos meteorológicos medidos, para los 12 meses del año. Como resultado de este procedimiento el TMY seleccionado fue el calculado a partir de los factores de peso de ASRHAE, utilizando temperatura de rocío.

4.1.- INTRODUCCIÓN

En los últimos años en los países desarrollados, y en desarrollo, se ha notado un aumento significativo en el gasto energético de sistemas de aire acondicionado, calefacción, y/o frío. De aquí nace la necesidad de buscar otras fuentes de energía, como lo es la energía solar. Sin embargo, antes de instalar un sistema solar de aire acondicionado, de agua caliente sanitaria, o centrales termo eléctricas, se hace necesario evaluar la factibilidad técnica de la instalación y para ello se debe conocer la energía solar disponible en la zona [1, 2]. Una metodología de

evaluación validada para ello es por medio de la construcción de un año meteorológico típico (TMY) con al menos 15 años de datos meteorológicos de la zona. En la actualidad existen varios métodos de cálculo de un TMY y el uso de uno u otro método genera diferencias en la base de datos meteorológicos que se utilizará en el diseño de los diferentes sistemas termo solares. Además, dada la gran cantidad de datos que se requiere en el cálculo del TMY, se hace necesario el uso de recursos computacionales adecuados, lo que hace que la formulación del TMY no sea trivial [3, 4]. En este trabajo se procedió desarrollar un TMY, a partir de 15 años de datos meteorológicos (1998 - 2012) medidos en la Facultad de Ingeniería Agrícola de la Universidad de Concepción, Chillán, Chile. Los datos registrados fueron; temperatura ambiente, velocidad de viento, humedad relativa y radiación solar. Éstos fueron registrados cada 15 min y guardados en archivos Excel. La primera metodología del cálculo del TMY fue presentada por los laboratorios de Sandia en 1978, y es la base utilizada por otros autores para el cálculo de un TMY. Otras publicaciones de cálculo de TMYs son las presentadas por NREL-1995 (TMY2), en la cual se utiliza una data de 30 años de registros meteorológicos. Luego en 1998, NREL (TMY3) disminuyó el número mínimo de años a 15 [5-7]. En 1989, ASRHAE propuso nuevos parámetros de cálculo para el TMY, lo mismo realizaron Yingni Jiang, y Lui Yang et al., en el 2010 [8-10]. En este capítulo se comparó los siguientes métodos de obtención de un TMY; Sandia, NREL, ASRAHE, Yingni Jiang y Lui Yang. Entre las variables meteorológicas usadas por Sandia esta la temperatura de rocío, pero otros autores sustituyen esta variable por la humedad relativa, por ello se utilizaron ambas variables para determinar cómo afecta a los resultados obtenidos el utilizar una u la otra variable meteorológica. Los TMY fueron desarrollados en Matlab, y se compararon los TMY por medio de una simulación de un sistema de agua caliente sanitaria desarrollado en TRNSYS. Los resultados de la simulación obtenidos con los TMYs se compararon con los resultados obtenidos con los 15 años de datos meteorológicos, para seleccionar el TMY más representativo de la ciudad de Chillán. Cabe destacar que en la actualidad en Chile solo hay 5 TMYs publicados; para las ciudades de Antofagasta, Isla de Pascua, Santiago, Concepción y Punta Arenas, los que se encuentran incorporados en “EnergyPlus Energy Simulation Software” [11-13]. Esto se debe a que no se dispone de información meteorológica necesaria en la mayoría de las ciudades del país, para un período de tiempo de 15 años. No obstante lo anterior, se encuentran publicaciones de TMYs obtenidos con menos de 15 años de datos

meteorológicos, como las realizadas por Soteris el 2003 y K. Skeiker el 2010, los que presentamos TMY calculados con 6 y 10 años respectivamente [14 -15].

Nomenclatura			
ASHRAE	Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración, y aire acondicionado	SD	Diferencia de la sumatoria
		SF	Fracción solar
CDF	Funciones de distribución acumulativa	TMY	Año meteorológico típico
DT	Temperatura del punto de rocío	WS	Suma ponderada
FS	Finkelstein-Schafer	e	Presión de vapor, en momento presente
FS _i	Índice estadístico de FS	e _s	Presión de saturación de vapor [Pa]
F _w	Flujo de agua sanitaria	m	Número de día del año
NREL	Laboratorio Nacional de Energías Renovables	n	Número de lecturas diarias en un mes
NSRDB	Base de Datos Nacional de las radiaciones Solar	t	Temperatura ambiente o de bulbo seco
G _{SC}	Radiación fuera de la atmósfera terrestre		[° C]
H _b	Radiación directa mensual	w _i	Índice de ponderación
H _d	Radiación difusa mensual	<i>Greek Symbols</i>	
K _T	Índice de claridad diario	δ _i	Diferencia absoluta entre el CDF a largo plazo y CDF meses candidato a xi
Q _{AUX}	Calor auxiliar	δ	Ángulo de declinación solar
Q _{OS}	Calor útil obtenido del Sol	φ	Ángulo Latitud
Q _T	Calor total del sistema entregado por TRNSYS	ω _S	Horas angulares
RH	Humedad relativa		

4.2. METODOLOGÍA

4.2.1. ELABORACIÓN DE LOS TMYs

Los diferentes años meteorológicos típicos (TMY) que se calcularan en este capítulo (Sandia, NREL, ASHRAE, Lui Yang, y Yingni Jiang), se basan en la metodología descrita por los laboratorios de Sandia, pero utilizan diferentes factores de ponderación (w) para las variables meteorológicas, los que se observan en la Tabla 4.1. Para obtener los distintos TMYs se utilizaron 15 años de datos meteorológicos de la ciudad de Chillán (Latitud 36,6° sur), que registró la estación meteorológica de la Facultad de Ingeniería Agrícola, de la Universidad de Concepción. El método selecciona un año meteorológico entre 1998-2012. Para cada mes, el año escogido debe representar mejor el comportamiento mensual de la data meteorológica

evaluada. El cálculo se realizó con los datos diarios de las variables meteorológicas presentes en la Tabla 4.1.

La metodología de Sandia consta de 4 pasos:

Paso 1: Se escogen 5 años (candidatos) entre los 15 años. Esto se hace por medio de la función de distribución acumulada (*CDFs*). Se calcula la distribución acumulada para cada mes de los diferentes años y luego la distribución acumulada del mes con los datos de los 15 años. Se compara el mes de cada año, con la distribución acumulada del mes evaluado con los datos de todos los años por medio del método estadístico de Finkelstein-Schafer (*FS*). Este paso se debe realizar con cada una de las variables meteorológicas.

$$FS = (1/n) \cdot \sum_{i=1}^n (\delta_i) \quad (4.1)$$

Dado que cada variable meteorológica tiene índice de ponderación dependiendo del método de cálculo del TMY, se calcula la suma de las ponderaciones por mes para cada año por medio de la siguiente ecuación,

$$WS = \sum w_i \cdot FS_i \quad (4.2)$$

Paso 2: Se escogen los 5 años candidatos de cada mes por medio del cálculo de media y la mediana que existe entre la distribución acumulada del año y la acumulada de todos los años para todas las variables.

Paso 3: Se escoge un solo año, por medio de eliminar los años que presenten muchos días consecutivos con temperaturas de bulbo seco por encima del percentil 67 o por debajo del percentil 33, o que la radiación global esté por debajo del percentil 34. Estos criterios excluyen a los años que presentan más número de días consecutivos por sobre o debajo de estos percentiles (carreras), así como los años que no presenten carreras. El año de entre los 5 años que cumpla mejor estos criterios es escogido como el año para construir el TMY.

Paso 4: Una vez seleccionados los 12 meses, estos deben conectarse entre ellos, para esto y con el fin de suavizar la curva de un mes a otro, se promedian los datos de las últimas 6 horas del mes, con las primeras 6 horas del mes siguiente [5-7].

Tabla 4.1.

VARIABLES METEOROLÓGICAS Y FACTORES DE PONDERACIÓN (w_i) PARA LAS ESTADÍSTICAS FS.

Variable	Índice	Sandia	NREL	ASHRAE	Lui Yang	Yingni Jiang
Temperatura de bulbo seco	Máximo	1/24	1/20	5/100	1/24	1/20
	Mínimo	1/24	1/20	5/100	1/24	1/20
	Promedio	2/24	2/20	30/100	2/24	3/20
Temperatura de rocío (DT) o Humedad relativa (RH)	Máximo	1/24	1/20	2.5/100	-	1/32
	Mínimo	1/24	1/20	2.5/100	-	1/20
	Promedio	2/24	2/20	5/100	4/24	2/20
Velocidad de viento (VV)	Máximo	2/24	1/20	5/100	2/24	1/20
	Promedio	2/24	1/20	5/100	2/24	-
Radiación solar	Global	12/24	5/20	40/100	12/24	5/20
	Directa	-	5/20	-	-	5/20

4.2.2. PROCESAMIENTO DE DATOS METEOROLÓGICOS.

Los datos meteorológicos de 1998 a 2012 fueron registrados cada 15 min, y almacenados en diferentes archivos, que debieron ser analizados para verificar las unidades de medida y la completitud del registro. En aquellos años que faltaban menos de 30 datos por día, se aplicaron diversos métodos matemáticos para completar los datos faltantes, tales como; aproximaciones lineales, cuadráticas, o cúbicas, utilizando la aproximación cuyo coeficiente de determinación (R^2) fuese más representativo. Para un mayor número de datos sin registro, se utilizó el método del promedio de los promedios. Este método obtiene los datos faltantes, calculando los valores promedios para cada dato, a partir de los años en que si se registró información, luego se vuelve a calcular los valores promedios eliminando un año que contenga estos datos, paso que se repite tantas veces como años con datos existentes. Finalmente todos los promedios calculados son promediados y estos valores reemplazan a los datos faltantes.

Para elaborar un TMY, se requieren los valores diarios de las variables meteorológicas presentes en la Tabla 4.1, valores calculados a partir de la data meteorológica por un algoritmo desarrollado en Matlab. El algoritmo busca los valores máximos, mínimos y medios, para los parámetros requeridos, almacenándolos en una matriz. Para el cálculo del TMY, se ha

utilizado valores de temperatura de rocío, o humedad relativa. Dado que solo esta última fue medida en la estación meteorológica desde la que provienen los datos. Se procedió a calcular la temperatura de rocío, a partir de la temperatura ambiental (t) y la humedad relativa (RH) por medio de las siguientes ecuaciones, [16];

$$\%RH = (e/e_s) \cdot 100 \quad (4.3)$$

Expresándose la presión de saturación de vapor de agua (e_s) mediante

$$e_s(t) = \exp(\ln(611,2) + (17,62 \cdot t / (243,12 + t))) \quad (4.4)$$

Una vez calculada la presión de saturación de vapor a temperatura ambiente, obtenemos la presión parcial de vapor de agua (e) a partir de la RH , despejando la ecuación (4.4). Es sabido que a la temperatura de rocío (DT), se cumple la siguiente igualdad en las presiones:

$$e = e_s(DT) \quad (4.5)$$

Finalmente la temperatura de rocío se obtiene mediante la ecuación (4.6);

$$DT = (243,12 \cdot \ln(e) - 1559,72) / (24,035 - \ln(e)) \quad (4.6)$$

Para la obtención del valor de radiación directa acumulada en MJ/m^2 por día, se realizó una integración usando Matlab por medio de la regla de Simpson, de los datos diarios registrados cada 15 min. La radiación directa diaria acumulada, se obtuvo a partir de las ecuaciones adaptadas por Klein & Duffie en 1978, para lo cual, se debió calcular el ángulo de declinación solar, ángulo horario, la radiación diaria acumulada extraterrestre en la superficie horizontal e índice de claridad atmosférica diaria, cálculos que realizaron de acuerdo a las siguientes ecuaciones [17]:

$$\delta = 23,45 \cdot \sin(360 \cdot (284 + m/365)) \quad (4.7)$$

$$\delta = (180/\pi) \cdot (0,006918 - 0,39912 \cdot \cos(B) + 0,070257 \cdot \sin(B) - 0,006758 \cdot \cos(2B) + 0,000907 \cdot \sin(2B) - 0,002697 \cdot \cos(3B) + 0,00148 \cdot \sin(3B)) \quad (4.8)$$

Donde,

$$B = 2 \cdot \pi \cdot (m-1) / 365 \quad (4.9)$$

La radiación extraterrestre diaria acumulada en la superficie horizontal (H_0) fue calculada mediante la ecuación (2.10).

$$H_0 = \frac{(24 \cdot 3600 \cdot G_{SC})}{\pi} \cdot \left(\left(1 + 0,033 \cdot \cos\left(\frac{360 \cdot m}{365}\right) \right) \cdot (\cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \sin(\omega_s)) \right)$$

$$+ \frac{\pi \cdot \omega_s}{180 \cdot \sin(\phi) \cdot \sin(\delta)} \quad (4.10)$$

Donde el ángulo solar (ω_s) corresponde a la puesta de sol, el que fue calculado mediante

$$\omega_s = (180/\pi) \cdot \arccos(-\tan(\phi) \cdot \tan(\delta)) \quad (4.11)$$

El índice de claridad atmosférica (K_T) fue calculado mediante

$$K_T = H/H_0 \quad (4.12)$$

La radiación directa y difusa (H_b y H_d) fueron calculadas mediante,

For $\omega_s \leq 81.4^\circ$, y $K_T < 0,715$

$$H_d/H = 1 + 0,2727 \cdot K_T + 2,4495 \cdot K_T^2 - 11,9514 \cdot K_T^3 + 9,3879 \cdot K_T^4 \quad (4.13)$$

For $\omega_s \leq 81.4^\circ$, y $K_T \geq 0,715$

$$H_d/H = 0,143 \quad (4.14)$$

For $\omega_s > 81.4^\circ$, y $K_T < 0,722$

$$H_d/H = 1 + 0,2832 \cdot K_T - 2,5557 \cdot K_T^2 + 0,8448 \cdot K_T^3 \quad (4.15)$$

For $\omega_s > 81.4^\circ$, y $K_T \geq 0,722$

$$H_d/H = 0,175 \quad (4.16)$$

Finalmente la radiación directa diaria acumulada media mensual se obtuvo mediante,

$$H_b = H - H_d \quad (4.17)$$

4.2.3. SELECCIÓN DEL TMY.

Para comparar y escoger un año meteorológico típico (TMY), entre los 10 TMYs generados a partir de 15 años de datos meteorológicos de Chillán, se simuló en TRNSYS un sistema de agua caliente sanitaria (ACS) típico, el que cuenta con colectores solares, un intercambiador de calor, un tanque de acumulación de agua caliente y una caldera auxiliar conectada en serie (Figura 4.1 [18]). Se consideraron los siguientes coeficientes de eficiencia para los colectores solares planos; $a_0=0,747$; $a_1=15,0984$ [kJ/ h m² K] y $a_2= 0,0324$ [kJ/ h m² K²], con un ángulo de inclinación de 45° para el colector, lo que favorece la captación de energía durante los meses fríos. En la Figura 4.2 se observa el perfil diario (P_d) de uso de agua caliente. Para los cálculos se consideró un consumo de agua sanitaria (F_w), por persona de 30 l al día, en un edificio de 22 departamentos, con un número promedio de cuatro personas por departamento, como se observa en la ecuación (4.18). Además, se evaluó la fracción solar mensual, y anual del sistema utilizando los 10 TMYs y los 15 años de datos meteorológicos de Chillán (25 años

en total). La fracción solar (SF) se calcula a partir del calor útil obtenido del Sol (Q_{OS}), el calor total del sistema entregado por TRNSYS (Q_T), y el calor auxiliar (Q_{AUX}). La SF fue evaluada en el sistema de agua caliente sanitario simulado, variando el área del campo solar, la temperatura de agua caliente y el tamaño del tanque de acumulación de agua caliente (Tabla 4.2).

$$F_w = 30 \cdot 4 (22/24) P_d [1/h] \quad (4.18)$$

$$S_F = Q_{OS} / Q_T \quad (4.19)$$

$$Q_T = Q_{OS} + Q_{AUX} \quad (4.20)$$

Tabla 4.2.

Modificación de variables en las diferentes simulaciones generadas en TRNSYS

Sistemas de ACS	Área del campo solar [m ²]	Temperatura de agua caliente [°C]	Volumen del estanque de acumulación de agua [m ³]
A	40	45	3,00
B	40	60	3,00
C	40	75	3,00
D	50	60	3,00
E	60	60	3,00
F	50	60	3,75
G	50	60	4,00

La fracción solar (SF), se utilizó como parámetro para seleccionar el TMY más representativo de la data meteorológica de Chillán. Para ello, se compararon los resultados de la SF mensual de todos los TMYs desarrollados, con la SF calculada con cada año de los 15 utilizados en la confección del TMY. La metodología aplicada consistió en comparar la mediana y el promedio mensual de la SF calculado a partir de los 15 años de datos (1998-2012), con la obtenida por los 10 TMYs. Escogiéndose el TMY que presentó una menor diferencia entre la suma de la media y el promedio mensual de la SF obtenidos. Este cálculo se hizo para todos los casos considerados en la Tabla 4.2.

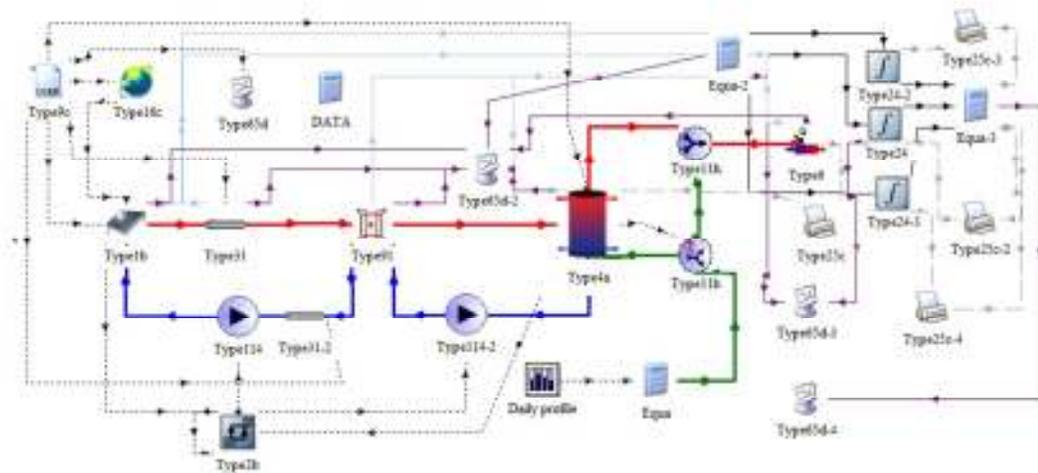


Figura 4.1. Diagrama del sistema térmico para agua caliente sanitaria simulado en TRNSYS.



Figura 4.2. Perfil del consumo diario (P_d) de agua caliente sanitaria utilizado en las simulaciones realizadas en TRNSYS.

4.3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los 10 años meteorológicos típicos (TMYs) determinados se presentan en la Tabla 4.4. En esta tabla se aprecia que existen diferencias al calcular el TMY con temperatura de rocío (DT) o humedad relativa (RH), obteniéndose una diferencia por método de cálculo de TMY de 5 a 7 años seleccionados para los diferentes meses, lo cual implica que en promedio se obtiene la mitad de los datos completamente diferentes. Solo dos años meteorológicos coincidieron, estos fueron los calculados por NREL y Yingni Jiang utilizando la DT . Esto es debido a la similitud de sus factores de peso (w), pero al utilizar RH los años seleccionados para marzo y abril son diferentes. El año más repetido en todos los TMYs es 1998. Además el mismo año

fue determinado por todos los métodos para los meses de febrero, julio y agosto. Éstos fueron 1998, 1998 y 2001, respectivamente.

Tabla 4.3.

Resultados de los TMYs obtenidos con las cinco diferentes metodologías evaluadas, utilizando la temperatura del punto de rocío (*DT*) y la humedad relativa (*RH*).

MES	Sandia (S)		NREL (N)		ASHRAE (A)		Lui Yang (L)		Yingni Jiang (Y)	
	<i>DT</i>	<i>RH</i>	<i>DT</i>	<i>RH</i>	<i>DT</i>	<i>RH</i>	<i>DT</i>	<i>RH</i>	<i>DT</i>	<i>RH</i>
E	2003	2011	2011	2011	1999	2011	2011	2011	2011	2011
F	1998	1998	1998	1998	1998	1998	1998	1998	1998	1998
M	1998	1998	1998	1998	2003	2003	1998	1998	1998	1999
A	1998	1999	1999	1998	1998	1999	1998	2002	1999	1999
M	1998	1998	1998	1998	1999	1998	1998	1998	1998	1998
J	1998	1998	2004	1998	2010	1998	1998	1998	2004	1998
J	1998	1998	1998	1998	1998	1998	1998	1998	1998	1998
A	2001	2001	2001	2001	2001	2001	2001	2001	2001	2001
S	2008	2008	2008	2011	2008	2008	2008	2011	2008	2011
O	1999	1998	1999	1998	1999	1998	1999	1998	1999	1998
N	2007	1998	2007	1998	2007	1998	1999	1998	2007	1998
D	2004	1998	2004	1998	2004	1998	2009	1998	2004	1998

Las fracciones solares (*SF*) de las diferentes simulaciones varían de 0,48 a 0,85 y de 0,45 a 0,85, dependiendo si el TMY se calculó con *TD* o *RH* respectivamente (Tabla 4.4). La temperatura requerida en el agua sanitaria, resultó ser el parámetro más relevante al momento de evaluar las fracciones solares, esto es, a menor temperatura mayor es la *SF* alcanzada (Figura 4.3). Por otra parte, a mayor área de colección solar del sistema de agua sanitaria, se generó una mayor *SF*, dado el aumento de la energía solar colectada (Figura 4.4). Al contrario, modificar el volumen del estanque de acumulación de agua caliente, no genera grandes variaciones de la *SF* (Figura 4.5). Esto indica que, la simulación en TRNSYS reflejó un comportamiento normal de un sistema solar de agua caliente sanitaria.

Tabla 4.4.

Fracciones solares anuales obtenidas para diferentes TMYs, desarrollados con la temperatura de rocío o la humedad relativa.

Sistemas de ACS	Temperatura de Rocío					Humedad Relativa				
	S	N	A	L	Y	S	N	A	L	Y
A	0,86	0,84	0,82	0,86	0,84	0,86	0,85	0,86	0,84	0,80
B	0,58	0,59	0,57	0,59	0,59	0,63	0,62	0,63	0,61	0,62
C	0,49	0,50	0,48	0,51	0,50	0,54	0,53	0,54	0,52	0,45
D	0,64	0,67	0,65	0,68	0,68	0,72	0,70	0,71	0,69	0,70
E	0,70	0,73	0,71	0,74	0,73	0,77	0,75	0,76	0,74	0,74
F	0,64	0,67	0,65	0,68	0,68	0,72	0,70	0,71	0,69	0,70
G	0,63	0,67	0,65	0,68	0,67	0,71	0,70	0,71	0,69	0,70

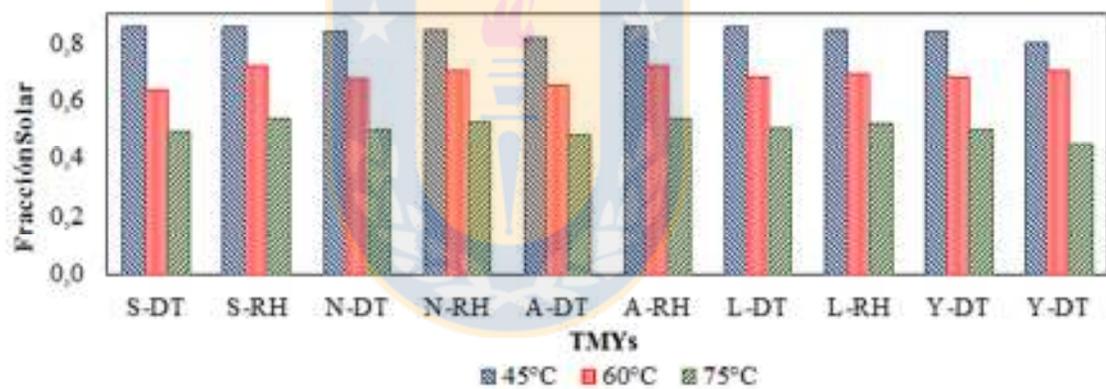


Figura 4.3. Comparación de las fracciones solares anuales obtenidas para los diferentes TMYs calculados, mediante la variación de la temperatura del agua caliente requerida.

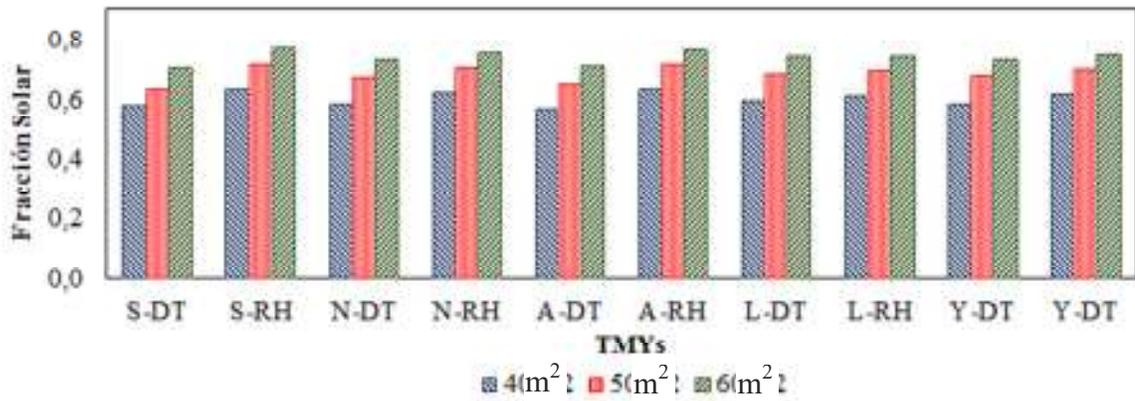


Figura 4.4. Comparación de las fracciones solares anuales obtenida para los diferentes TMYs calculados, mediante la variación del área del campo solar.

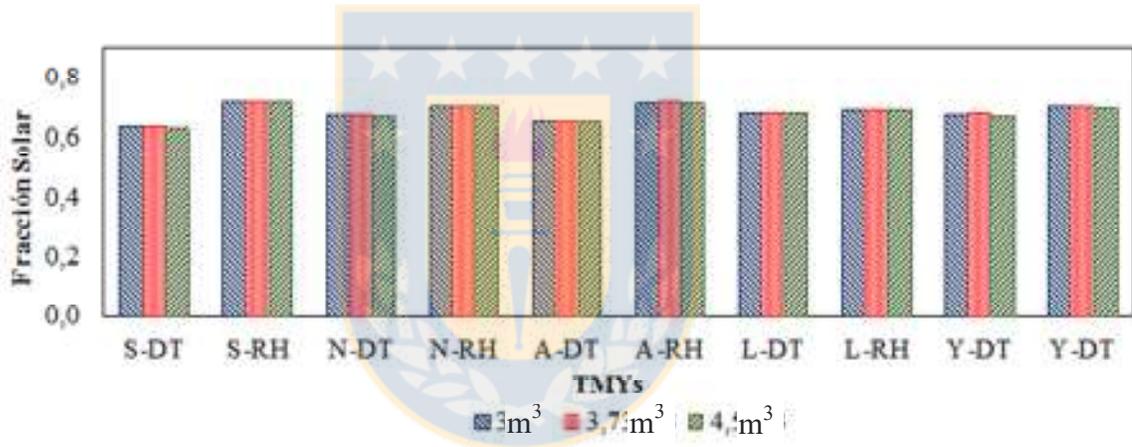


Figura 4.5. Comparación de las fracciones solares anuales obtenida para los diferentes TMYs calculados, mediante la variación del volumen del estanque de almacenamiento de agua caliente.

La selección de un TMY para Chillán, a partir de comparar las *SFs* obtenidas con los 10 TMYs calculados, con las *SFs* obtenidas a partir de los 15 años de datos meteorológicos, se presenta en la Tabla 4.5. Los valores entre paréntesis indican qué tan representativo es el TMY escogido, de la data medida, con respecto a los 25 años evaluados. Además la tabla entrega el año entre 1998 y 2012, que mejor y peor se ajusta a los 15 años de datos meteorológicos de Chillán. La sumas de las diferencias (*SD*) calculadas se utilizó como parámetro para

seleccionar un TMY, escogiéndose el año que presentó el menor valor de *SD*. Finalmente se escoge el TMY calculado mediante ASHRAE utilizando temperatura de rocío (*A-DT*).

Tabla 4.5.

TMY seleccionado y la suma de las diferencias (*SD*) de todos los meses de la media y la mediana.

Sistemas de ACS	Menor <i>SD</i>	TMY seleccionado	Mayor <i>SD</i>	Menor <i>SD</i>	TMY seleccionado	Mayor <i>SD</i>
A	2006	ASRAHE DT (6/25)	2007	0,966	1,155	3,911
B	2010	ASRAHE DT (4/25)	2007	1,163	1,345	4,567
C	2006	ASRAHE DT (3/25)	2007	0,897	1,009	3,496
D	2010	ASRAHE DT (4/25)	2007	1,163	1,345	4,567
E	2011	ASRAHE DT (4/25)	2007	1,078	1,388	4,190
F	2010	ASRAHE DT (4/25)	2007	1,163	1,345	4,567
G	2010	ASRAHE DT (4/25)	2007	1,161	1,365	4,578

Para visualizar la representatividad del TMY seleccionado con respecto a los 15 años de datos meteorológicos de Chillán, se realizaron 3 gráficos comparativas en donde se muestran los resultados obtenidos de la *SF* para cada uno de los 15 años, con el del TMY seleccionado (Figuras 4.6, 4.7 y 4.8). En las figuras se observa que el año que presentó un mayor *SF* fue 1998, que es el año que más se repite en los TMYs construidos. Cabe mencionar que el TMY se construye a partir de datos diarios, pero el resultado es una data meteorológica con datos cada una hora, que son los utilizados en el programa TRNSYS. El año 2003 posee la menor *SF* y fue seleccionado para el mes de marzo para los dos TMY generados por el método de ASHRAE. El TMY seleccionado está entre los resultados del año 1998 y 2003, pero es levemente superior al promedio anual de *SF* obtenido por los diferentes años. Los años que mejor representarían la data meteorológica de Chillán, al comparar las *SFs* anual, serían 1999 y 2006 (Tabla 4.6). Además solo en la simulación C el año 2006, resulta ser el año que presenta la *SF* anual, y mensual, que se ajusta mejor a toda la data meteorológica, pero este año no es seleccionado por ningún método para formar parte del TMY.

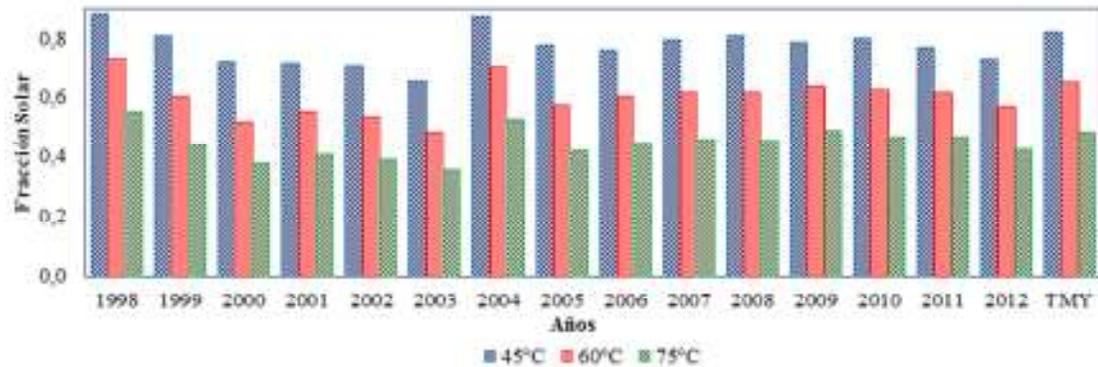


Figura 4.6. Comparación de las fracciones solares obtenidas con los diferentes años y el TMY seleccionado, a diferentes temperaturas de requerimiento del agua caliente sanitaria.

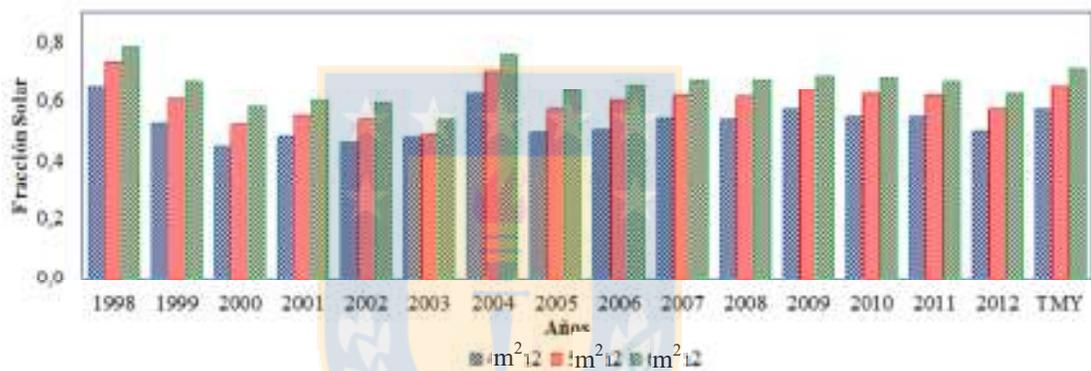


Figura 4.7. Comparación de las fracciones solares con los diferentes años y el TMY seleccionado a diferentes áreas.

Tabla 4.6.

Año con la menor diferencia encontrada entre la media y la mediana de la fracción solar anual, calculado con los quince años de datos.

	Configuraciones de los sistemas						
	A	B	C	D	E	F	G
Años	2005	1999	2006	1999-2006	1999-2006	1999-2006	1999-2006
F. Solar	0,778	0,522	0,446	0,603-0,602	0,667-0,657	0,603-0,602	0,600-0,599

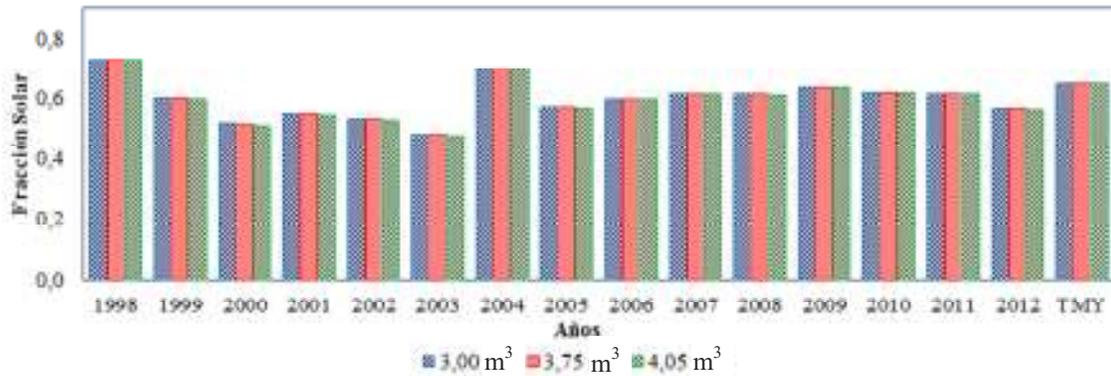


Figura 4.8. Comparación de las fracciones solares con los diferentes años y el TMY seleccionado a diferentes volúmenes.

Finalmente, se presentan dos gráficos (Figuras 4.9, y 4.10), en las que se compara la SF mensual calculada a partir del TMY seleccionado, con la SF mensual calculada a partir del conjunto de datos meteorológicos (1998 - 2012). Observándose que el rango de valores obtenidos de la SF para cada mes por los distintos años es amplio, habiendo diferencias de hasta 0,5 entre los resultados de dos años diferentes para un mismo mes. Lo cual puede deberse a la particularidad del clima en Chile, que pasa de años de sequía a años lluviosos dependiendo si está bajo la influencia del niño o de la niña. Un año lluvioso implica menor radiación, comparativamente a un año seco. La diferencia en los resultados mensuales de SF por cada año confirma lo importante de escoger correctamente el año para cada mes que forma un TMY, y no tomar un año al azar para realizar el dimensionado de un sistema termo solar.

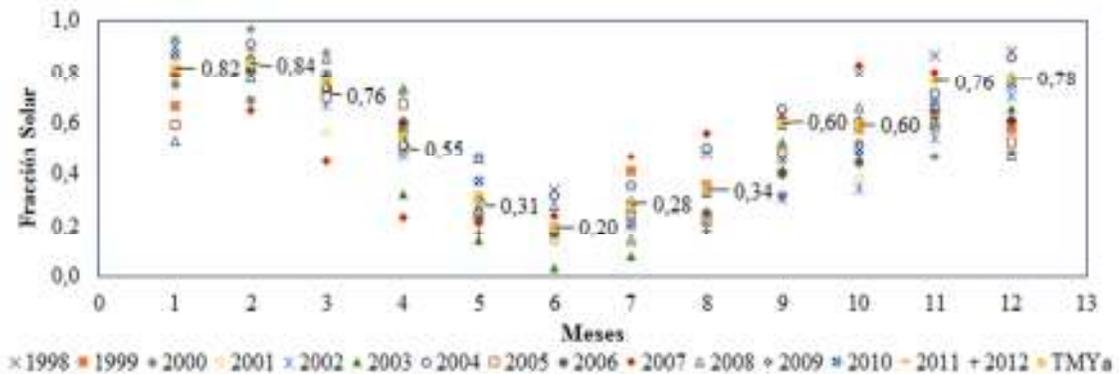


Figura 4.9. Comparación de las fracciones solares mensuales obtenidas con los diferentes años y la fracción solar obtenida con el TMY seleccionado en la configuración B.

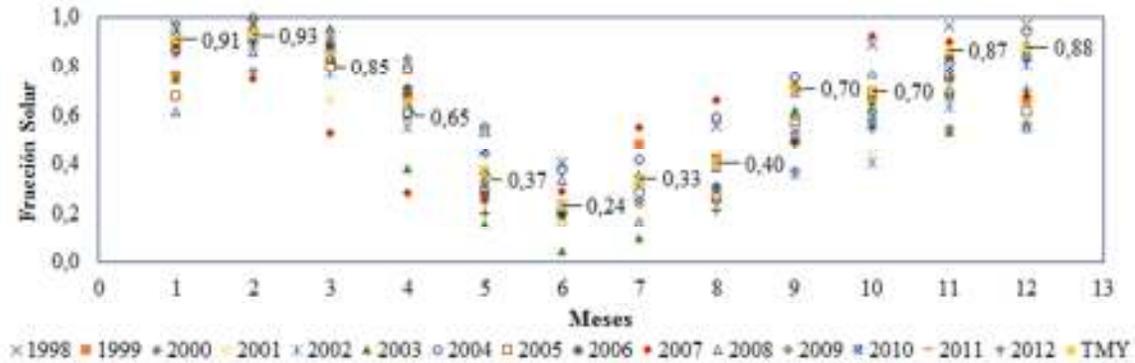


Figura 4.10. Comparación de las fracciones solares mensuales obtenidas con los diferentes años y la fracción solar obtenida con el TMY seleccionado en la configuración D.

4.4. CONCLUSIONES

Es de suma importancia para poder generar un TMY, contar con un conjunto de datos meteorológicos de al menos 15 años, cuyos valores sean confiables.

Para un mismo método de construcción de un TMY en la ciudad de Chillán, el uso de temperatura de rocío (*DT*) o humedad relativa (*RH*), generó diferentes TMYs. En este caso particular se obtuvieron resultados más representativos utilizando *DT*, variable meteorológica utilizada originalmente en el cálculo de los TMY, que fue reemplazada por la *RH*.

Cada metodología de cálculo de TMY se diferencia por sus factores de peso (*w*), por ello en la mayoría de los casos se generan diferentes TMY, por lo que es importante generar un método que permita seleccionar qué TMY utilizar en el dimensionado de sistemas termo solares.

Mediante la simulación de un sistema de agua caliente sanitaria, y el cálculo de la fracción solar (*SF*) generada mediante tales simulaciones, es posible seleccionar un TMY adecuado a una localidad en particular.

El TMY seleccionado fue el calculado con los factores de peso utilizados por ASHRAE y utilizando la temperatura de rocío (*DT*) en vez de la humedad relativa, que es la variable meteorológica que en la actualidad a reemplazado a la *DT* en los cálculos de TMY.

Al evaluar todos los TMYs calculados con los 15 años de datos en el sistema de Agua Caliente Sanitaria (*ACS*), se tiene que el año 2006 resulta ajustarse mejor al promedio y media de las *SFs* calculadas con los 15 años de datos disponibles que los TMYs calculados, pero este año

no fue seleccionado por ningún TMY calculado para formar parte de él, representando alguno de los meses del año.

Dado que el TMY genera un año meteorológico que se ajusta a la media de los años, al diseñar un sistema termo solar esto se debe considerar, la existencia de peores o mejores escenarios de radiación solar, dado que Chile cuenta con los fenómenos meteorológicos llamados Niño y la Niña que hace pasar de años secos a años lluviosos, afectando así a la cantidad de radiación solar disponible de un año a otro para un mismo mes.

4.5. REFERENCIAS

- [1] F. J. Collado, J. Gualla, (2013). A review of optimized design layouts for solar power tower plants with campo code. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 20, pp. 142–154.
- [2] I. Llorente García, J. L. Álvarez, D. Blanco, (2011). Performance model for parabolic trough solar thermal power plants with thermal storage: Comparison to operating plant data. *Solar Energy* 85, pp. 2443–2460.
- [3] L. Yang, J. C. Lam, J. Liu, C.L. Tsang, (2008). Building energy simulation using multi-years and typical meteorological years in different climates. *Energy Conversion and Management* 49, pp. 113–124.
- [4] A. Ebrahimpour, M. Maerefat, (2010). A method for generation of typical meteorological year. *Energy Conversion and Management* 51, pp.410–417.
- [5] I. Hall, R. Prairie, H. Anderson, E. Boes, (1978). Generation of typical meteorological years for 26 SOLMET stations. Sandia Laboratories energy report.
- [6] Marion W, Urban K, (1995). User manual for TMY2. Colorado: National Renewable Energy Laboratory (NREL).
- [7] S. Wilcox and W. Marion, (2008). Users Manual for TMY3 Data Sets. NREL National Renewable Energy Laboratory. Technical Report NREL/TP-581-43156.
- [8] ASHRAE. ASHRAE Handbook; 1989 Fundamentals.
- [9] Y.Jiang, (2010). Generation of typical meteorological year for different climates of China. *Energy*, 35, pp. 1946-1954.

- [10] L. Yang, K. K.W. Wan, D. H.W. Li, J. C. Lam, (2011). A new method to develop typical weather years in different climates for building energy use studies. *Energy* 36, pp. 6121-6129.
- [11] T. Larrain, R. Escobar, J. Vergara, (2010). Performance model to assist solar thermal power plant siting in northern Chile based on backup fuel consumption. *Renewable Energy* 35, pp. 1632–1643
- [12] A. Ortega, R. Escobar, S. Colle, S. Luna de Abreuc, (2010). The state of solar energy resource assessment in Chile. *Renewable Energy* 35, pp. 2514-2524
- [13] U.S. Department of Energy. Energy Efficiency & Renewable Energy. EnergyPlus Energy Simulation Software. (<http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/>, visto 05/05/2014).
- [14] K. Skeiker, (2007). Comparison of methodologies for TMY generation using 10 years data for Damascus, Syria. *Energy Conversion and Management* 48, pp. 2090–2102.
- [15] S. A. Kalogirou, (2003). Generation of typical meteorological year (TMY-2) for Nicosia, Cyprus. *Renewable Energy*. Volume 28, Issue 15, pp. 2317–2334.
- [16] La Guía Metas, (2011). Temperatura de Punto de Rocío. *Metas & Metrólogos Asociados*.
- [17] Duffie JA, Beckman WA, (1980). *Solar energy of thermal processes*. New York: John Wiley.
- [18] Solar Energy Laboratory, Univ. of Wisconsin-Madison, (2013). Manual TRNSYS 17, a Transient SYstem Simulation program. TRANSOLAR, CSTB & TESS.

CAPÍTULO V. OPERACIÓN Y SIMULACIÓN DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA PARA CONSERVACIÓN DE FRUTAS

Las cámaras frigoríficas son el lugar idóneo para la conservación de diferentes alimentos a bajas temperaturas, tales como frutas, verduras, pescados, y/o mariscos. En este capítulo se aborda la metodología de cálculo para obtener las necesidades de frío para preservar alimentos, a temperaturas superiores a cero grados Celsius. Este cálculo se realizó para almacenar un máximo de 240 bandejas para frutas cargadas con arándanos, cerezas dulces, o agrias, frambuesas, frutillas o moras, a 2°C en una cámara frigorífica de 27,5 m³. En el cálculo se consideran diferentes periodos de cosecha de cada fruta, los que van desde octubre a marzo. Además, se consideró diferentes periodos cíclicos de carga y descarga de la fruta en la cámara frigorífica (dos, tres, y cuatro días), se varió la temperatura de preservación de 2 a 0,01°C, además de la cantidad de bandejas de frutas a ingresar. Para los cálculos se utilizaron datos meteorológicos de las ciudades de Antofagasta, Chillán y Santiago. Como resultado, se obtuvo que la mora es la fruta que posee un mayor requerimiento frío respecto a las demás frutas, a igual número de bandejas dentro de la cámara. La cereza agria por su parte tiene la menor necesidad y es muy similar a la de la cereza dulce, resultando que 240 bandejas de cereza dulce tienen similar requerimiento de frío que 193 bandejas de mora. Enero es el mes durante el que se necesita generar más frío dentro de la temporada de cosecha. Finalmente se observa que la forma de operar la cámara frigorífica afecta directamente a los requerimientos de frío, por ello, se debe tener muy claro las condiciones de uso de ésta, antes de escoger la máquina o equipo de refrigeración que cubra las necesidades de refrigeración.

5.1 INTRODUCCIÓN

En Chile la producción de cereza, y arándano se realiza desde la Región de Atacama a la Región de los Lagos, y la producción de frambuesa se desarrolla desde la Región de Valparaíso a la Región de los Lagos [1]. La mayor producción de cereza se ubica entre la Región Metropolitana a la Región del Biobío, en donde los rendimientos por hectárea pueden

variar de 3 a 13 ton/ha, los cuales varían dependiendo de la tecnologías de producción [2]. La cosecha se realiza preferentemente desde mediados de octubre a fines de diciembre [3]. La cereza (*Prunus avium*) se puede conservar fresca a cero grados Celsius durante 2 a 3 semanas, con una humedad dentro de la cámara del 90 % al 95 % [4]. El 89 % de la producción de arándanos se concentra entre las Regiones del Maule a la de los Lagos, con un rendimiento por hectárea de 12,5 ton que se cosechan entre los meses de enero y febrero [5]. Desde la Región del Maule a la Región del Biobío se concentra el 75% de la producción de frambuesa [6]. Existiendo dos tipos de frambuesas las remontantes, y las no remontantes, las primeras tienen dos temporadas de cosecha; de noviembre a enero, y de febrero a marzo y las segundas sólo se cosechan de noviembre a enero. Los rendimientos para plantas de 4 a 12 años van de 7 a 12 ton por hectárea [7]. La frutilla también tiene dos periodos de producción; de octubre a diciembre y de febrero a abril, pero en el primero genera de un 60 % al 70 % del total de la temporada de cosecha. Su rendimiento bajo óptimas condiciones puede variar de 74 a 82 ton por hectárea, dependiendo de la variedad. Se recomienda transportar la fruta a una cámara frigorífica dentro de las tres horas posteriores a su cosecha, y mantener ésta a alta humedad ambiental, a temperaturas entre 2 y 5°C, en la actualidad se pierde entre un 10 al 15 % debido a condiciones desfavorables en la post cosecha [8]. Chile tuvo una producción de 20.000 toneladas de mora el 2013, y el 95% de esta se destina a productos congelado, la cual se produce principalmente en la Región del Maule, existiendo unas 1.798 hectáreas distribuidas entre las Regiones de Valparaíso y Los Ríos [9-10].

En este capítulo, se plantea la metodología de cálculo que se aplicó mediante simulaciones en TRNSYS, para calcular las necesidades, y requerimientos de frío necesarios para preservar distintos tipos y volúmenes de frutas (arándanos, cerezas, frambuesa y frutilla), dentro de una cámara frigorífica de 27,5 m³, en diferentes zonas productivas del país. Los resultados de la simulación se utilizarán en los próximos capítulos para dimensionar sistemas de refrigeración convencionales por compresión y solares (térmicos, y fotovoltaicos), que permitan preservar la fruta en las distintas zonas de cosecha.

Nomenclatura			
<i>Anto</i>	Antofagasta	USDA	United States Department of Agriculture
<i>CNE</i>	Comisión Nacional de Energía, Chile	Vo	Volumen
<i>C_p</i>	Calor específico	Superíndice	
<i>CS</i>	Cámara frigorífica	<i>in</i>	Entrada
<i>C_R</i>	Calor de respiración	<i>re</i>	Régimen
<i>Ent</i>	Entalpía	Subíndice	
<i>M_f</i>	Masa de la fruta	<i>Ai</i>	Aire
<i>O</i>	Operación	<i>Ca</i>	Carbohidrato
<i>N</i>	Número	<i>Ce</i>	Ceniza
<i>R²</i>	Coefficiente de determinación	<i>f</i>	Fruta
<i>Stgo</i>	Santiago	<i>L</i>	Lípido
<i>R_{Ai}</i>	Renovaciones de aire	<i>P</i>	Proteína
<i>T_a</i>	Temperatura ambiental	<i>S</i>	Sólidos
<i>T_f</i>	Temperatura de la fruta	<i>W</i>	Agua
<i>TMY</i>	Año Meteorológico Típico	<i>Greek Symbols</i>	
<i>t_{in-f}</i>	Tiempo de ingreso de la fruta	Δ	Diferencia

5.2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE LAS NECESIDADES DE FRÍO DE LA CÁMARA.

El cálculo de la potencia de frío requerido para preservar frutas a bajas temperaturas por sobre el punto de congelación, consiste en obtener las pérdidas de calor, y necesidades de frío del sistema, considerando; pérdidas por transmisión (Q_1), enfriamiento y/o congelación (Q_2), necesidades para conservación (Q_3), renovación de aire (Q_4), calor desprendido de los ventiladores (Q_5), calor de las personas (Q_6), e iluminación (Q_7) [11-12]. La suma de todas estas demandas (Q_{Total}) se multiplica por un factor de seguridad que varía de 5 a 10%, de Q_1 , Q_2 y Q_4 , o Q_1 , Q_2 y Q_3 , dependiendo el autor. En este estudio se aplicó un 5% del Q_{Total} , para obtener la potencia requerida por la cámara frigorífica. Para el cálculo de las demandas fue necesario contar con el Año Meteorológico Típico (TMY) de las ciudades del estudio; Chillán, Santiago y Antofagasta [13-14]. Se consideró una cámara de 27,5 m³, con paredes de acero de 0,5 mm y con 100 mm de aislante EPS, cuya transmitancia térmica es 0,345 W/m²K [15]. El calor específico (C_p) de las diferentes frutas (f), se puede calcular por medio de modelos que incorporan las fracciones másicas de éstas, entre los cuales están los propuestos por Siebel

(1892), Charm (1978), Heldman y Singh (1981), o Choi y Okos (1986) [16]. El último modelo incorpora la variación de la temperatura de la fruta (T_f) y fue el aplicado en el modelamiento de la cámara frigorífica por medio de las ecuaciones (5.1), y (5.2), donde el C_P de cada componente de la fruta está en la Tabla 5.1, y cuya variación está dada por ecuaciones cuadráticas. Las fracciones másicas de agua (X_W), carbohidratos (X_{Ca}), proteínas (X_P), lípidos (X_L), cenizas (X_{Ce}), y fibra (X_{Fi}) de distintas frutas a evaluar se presentan en la Tabla 5.2 [17]. Además del $C_{P,f}$, el cálculo de Q_2 requiere de la temperatura de ingreso de la fruta (T_f^{in}), la temperatura de régimen de la cámara frigorífica (T_c^r), la cual se varió de 2 a 0,01 °C, y la masa de la fruta de acuerdo a las ecuaciones (5.3) y (5.4). Para las cerezas dulces, se fijó una masa de 16 kg por bandeja, y dado que no se pueden apilar más de 10 bandejas, el máximo número de bandejas dentro de la cámara frigorífica es 240, lo que corresponde a una masa total de 3.840 kg, o un volumen de 3,48 m³, valor calculado a partir de la densidad (ρ) de la fruta a 20°C de acuerdo a la ecuación (5.5) y los valores en la Tabla 5.1. La máxima carga másica de otros berries a ingresar a la cámara frigorífica, se calcula a partir de la densidad de la fruta en cuestión y el volumen que ocupan las bandejas dentro de la cámara. También se varió el número de bandejas de fruta a ingresar a la cámara desde 180 a 240. El calor de respiración (C_R), es función de la temperatura de la fruta como se aprecia en la Tabla 5.3. Para los cálculos de Q_3 se consideró que la fruta baja su temperatura en forma lineal desde la temperatura de ingreso (T_f^{in}), hasta T_c^r , en 6, 8 o 10 h, de acuerdo a la ecuación (5.6) [18].

Tabla 5.1.

Coefficientes para estimar las propiedades de alimentos según Choi y Okos (1986).

Componente	Calor específico (C_P) [kJ/kg K]			Densidad (ρ) [kg/ m ³]		
	T_f^2	T_f^1	T_f^0	T_f^2	T_f^1	T_f^0
Agua	$9,95 \cdot 10^{-4}$	$-5,31 \cdot 10^{-3}$	4,08	$-3,76 \cdot 10^{-3}$	$3,14 \cdot 10^{-3}$	997,18
Proteína	$-1,31 \cdot 10^{-6}$	$1,21 \cdot 10^{-3}$	2,00	-	$-5,18 \cdot 10^{-1}$	1329,90
Lípidos	$-4,81 \cdot 10^{-6}$	$1,47 \cdot 10^{-3}$	1,98	-	$-4,17 \cdot 10^{-1}$	925,59
Carbohidratos	$-5,94 \cdot 10^{-6}$	$1,96 \cdot 10^{-3}$	1,55	-	$-3,10 \cdot 10^{-1}$	1599,10
Fibra	$-4,65 \cdot 10^{-6}$	$1,83 \cdot 10^{-3}$	1,85	-	$-3,66 \cdot 10^{-1}$	1311,50
Ceniza	$-3,68 \cdot 10^{-6}$	$1,89 \cdot 10^{-3}$	1,09	-	$-2,80 \cdot 10^{-1}$	2423,80

La renovación de aire (R_A) equivalente se obtiene del Tabla 5.4 y las técnicas que son aconsejables para la conservación de la fruta. En el caso de los berries, se considera en la literatura que requiere un movimiento ligero de aire, por ello, se utiliza un valor de 2. La humedad dentro de la cámara se mantuvo a 90% para mantener la fruta en buenas condiciones [19]. Q_4 se calcula con la ecuación (5.7), donde la diferencia de entalpía (Δ_{Ent}) es entre el aire interior y exterior a la cámara frigorífica (C).

La potencia calorífica liberada por las personas, se obtuvo de la Tabla 5.5. Los datos de las Tablas 5.3, 5.4 y 5.5 fueron representados gráficamente y se ajustaron a polinomios de diferente orden, de manera que el coeficiente de determinación (R^2) fuera el más cercano a uno, los que fluctuaron de 0,99 a 1,00. Esto se realizó para ingresar las curvas en la simulación dinámica de la cámara frigorífica, lo que no se puede realizar con la extrapolación de los datos desde la tabla.

Tabla 5.2.

Fracciones másicas de la composición nutricional de las diferentes frutas. (Fuente: USDA)

Frutas	Fracciones másicas (X)					
	X_w	X_p	X_L	X_{Ca}	X_{Ce}	X_{fi}
Arándano	0,807	0,010	0,002	0,157	0,003	0,021
Cereza dulce	0,849	0,010	0,003	0,120	0,002	0,016
Cereza agria	0,823	0,007	0,003	0,142	0,001	0,023
Frambuesa	0,807	0,011	0,006	0,112	0,002	0,061
Frutilla	0,893	0,007	0,003	0,075	0,002	0,020
Mora	0,838	0,013	0,005	0,091	0,002	0,050

La demanda de los ventiladores se consideró como un 5% de la suma de Q_1 , Q_2 , y Q_4 , debido a que la potencia de los motores, así como el número de horas de funcionamiento no son conocidas a priori, por ello se consideró una eficiencia del 85% para los ventiladores. Para la iluminación LED, la potencia térmica es de 1 W/m², considerando una eficiencia del 95%. En general el nivel lumínico de estas instalaciones fluctúa entre 20 y 60 lux.

Las bandejas con fruta, son ingresadas a la cámara en un periodo de tiempo (t_{in-f}) de dos días, en cantidades iguales a las 14:00 horas y al final de la jornada de cosecha (2D), para ser

retiradas al tercer día a las 8:00 horas. Así, se obtuvo el requerimiento frigorífico diario de la fruta durante todos los días de la temporada de cosecha. Luego se calculó el valor promedio y máximo del requerimiento frigorífico diario de la fruta por cada mes, para obtener un requerimiento de frío representativo por mes, el que fue el valor medio entre el promedio y el máximo. Todos estos cálculos se desarrollaron en TRNSYS (Figura 5.1).

$$C_{P-f} = C_{Pw} \cdot X_W + C_{Pca} \cdot X_{Ca} + C_{Pp} \cdot X_P + C_{Pl} \cdot X_L + C_{Pce} \cdot X_{Ce} + C_{Pfi} \cdot X_{Fi} \quad (5.1)$$

$$C_P(T_f) = A + B \cdot T_f + C \cdot (T_f)^2 \quad (5.2)$$

$$Q_2 = M_f \cdot C_{P-f} (T_f^{in} - T_c^r) \quad (5.3)$$

$$T_f^{in} = \text{mínimo} (22^\circ\text{C}, T_a(t_{in-f})) \quad (5.4)$$

$$\rho_f = \rho_{Pw} \cdot X_W + \rho_{Pca} \cdot X_{Ca} + \rho_{Pp} \cdot X_P + \rho_{Pl} \cdot X_L + \rho_{Pce} \cdot X_{Ce} + \rho_{Pfi} \cdot X_{Fi} \quad (5.5)$$

$$Q_3 = C_R \cdot M_f \quad (5.6)$$

$$Q_4 = V_C \cdot \Delta_{Em} \cdot (1/V_{Ai}) \cdot N_{R-Ai} \quad (5.7)$$

El cálculo de la potencia frigorífica requerida para preservar arándano, cereza dulce y agria, frambuesa, frutilla, y mora, se realizó para las ciudades de Antofagasta (Anto), Santiago (Stgo), y Chillán (Chil), cuya ubicación se presenta en la Tabla 5.6 [20].

El periodo de carga y descarga de fruta se consideró inicialmente de 2 días (2D), y se modificó a 3 o 4 días (3D, 4D), (Figuras 5.2 y 5.3).

Tabla 5.3.

Calor de respiración en [kJ/kg] durante 24 horas registrado por las diferentes frutas. (Fuente: USDA)

Frutas	Temperatura [°C]				
	0,00	4,44	15,56		
Arándano	1,48	2,48	11,13	16,14	23,48
Cereza dulce	1,11	2,74	8,12	-	-
Cereza agria	2,22	3,01	8,97	10,34	14,40
Frambuesa	4,96	8,07	21,31	-	-
Frutilla	3,48	5,75	18,94	34,61	44,10
Mora	5.32	8.39	-	40.46	-

Tabla 5.4.

Número de renovaciones de aire durante 24 horas, debido a infiltraciones y apertura de puertas, según el nivel de temperatura de la cámara frigorífica y su tamaño.

Temperaturas	Volumen de la cámara frigorífica [m ³]								
	5	7	10	15	20	25	30	40	50
Sobre 0°C	47	39	32	26	22	19	17	15	13
Bajo 0°C	36	30	24	20	17	15	13	11	10

Tabla 5.5.

Potencia calorífica liberada por persona en [kJ/h], en función de la temperatura de la cámara frigorífica.

Temperatura [°C]	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25
Potencia calorífica	645	754	754	862	971	1080	1185	1294	1403

Para escoger el equipo o máquina de refrigeración que sea capaz de cubrir las necesidades de frío de la fruta, es necesario conocer el requerimiento punta, éste sucede después de ingresar la fruta a la cámara y cerrarla. Este requerimiento depende del tiempo de enfriado de la fruta, el cual se consideró de 6, 8 y 10 horas (6H, 8H, y 10H), ya que estos tiempos generan diferentes velocidades de enfriamiento, que afectan al cálculo de Q_2 , y Q_3 . Si la velocidad de enfriamiento es constante durante todo el t_{enf} , se tiene un perfil lineal de enfriamiento. Por otra parte si la velocidad enfriamiento cambia con el tiempo, se tendrán otros perfiles de frío (Figuras 5.4 y 5.5).

El requerimiento de frío punta define la capacidad del equipo de refrigeración, por lo cual, se realizaron diferentes perfiles de enfriamiento, para encontrar el menor requerimiento punta. Éstos se realizaron por medio de interpolación utilizando polinomios de Lagrange, conocidas T_f^{in} , T_c^r , y t_{enf} . Se consideró que en 2/3 o 3/5 del t_{enf} , se alcanza la temperatura media entre T_f^{in} y T_c^r . Otro perfil de enfriamiento se construyó aplicando dos velocidades de enfriamiento cercanas entre sí, siendo la velocidad inicial más baja que la final.

Los perfiles de carga de las diferentes frutas, su variación de temperatura dentro de la cámara frigorífica según la ciudad, la velocidad de enfriamiento, así como las horas de ingreso a la cámara, se incorporaron a la simulación por medio de archivos de textos que se generaron por

medio de algoritmos matemáticos desarrollados en Matlab, en donde se ingresan las diferentes condiciones de temperatura, días de carga, t_{enf} , entre otras que se deseen evaluar (Figuras 5.2, a la 5.5). Estos archivos se utilizan en el cálculo de todas las necesidades de frío, a excepción de Q_1 .

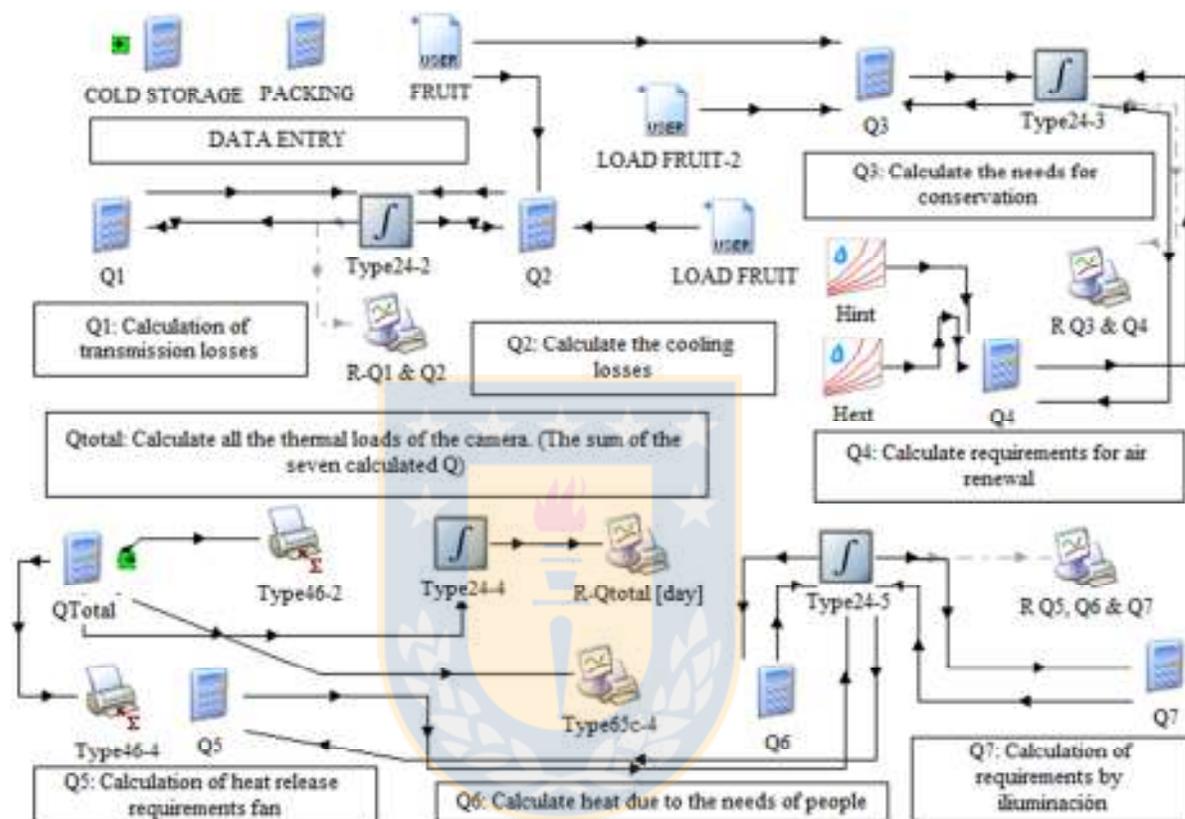


Figura 5.1. Modelo de simulación en TRNSYS de la cámara frigorífica.

Tabla 5.6.

Coordenadas terrestres de tres ciudades de Chile para las que se realizaron las simulaciones de la cámara frigorífica.

Ciudades	Latitud Sur	Longitud Oeste	Elevación [m]
Antofagasta	23°38'	70°25'	40
Santiago	33°27'	70°42'	567
Chillán	36°36'	72°26'	124

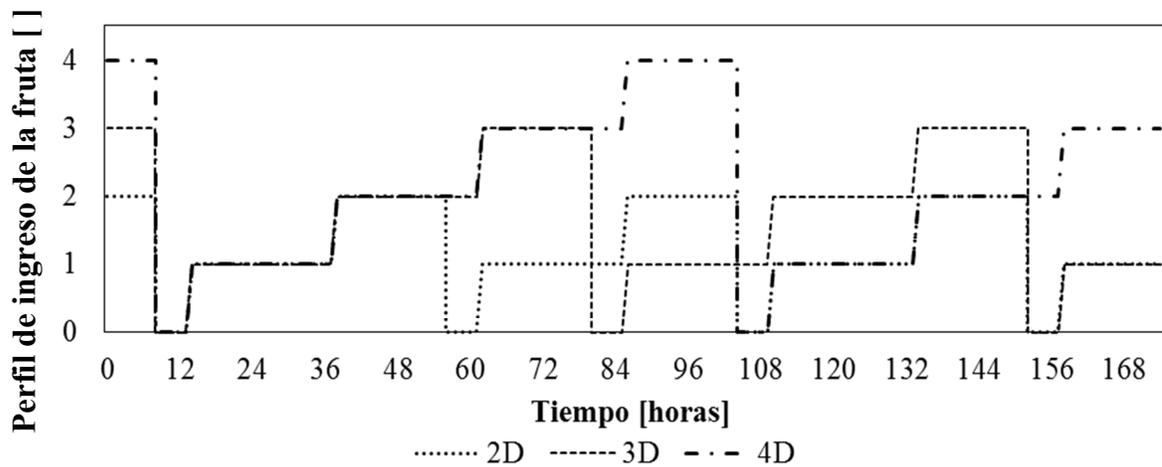


Figura 5.2. Diferentes perfiles de ingreso y salida de la fruta de la cámara frigorífica a 2, 3, y 4 días (2D, 3D, y 4D), utilizados en el cálculo de Q_3 .

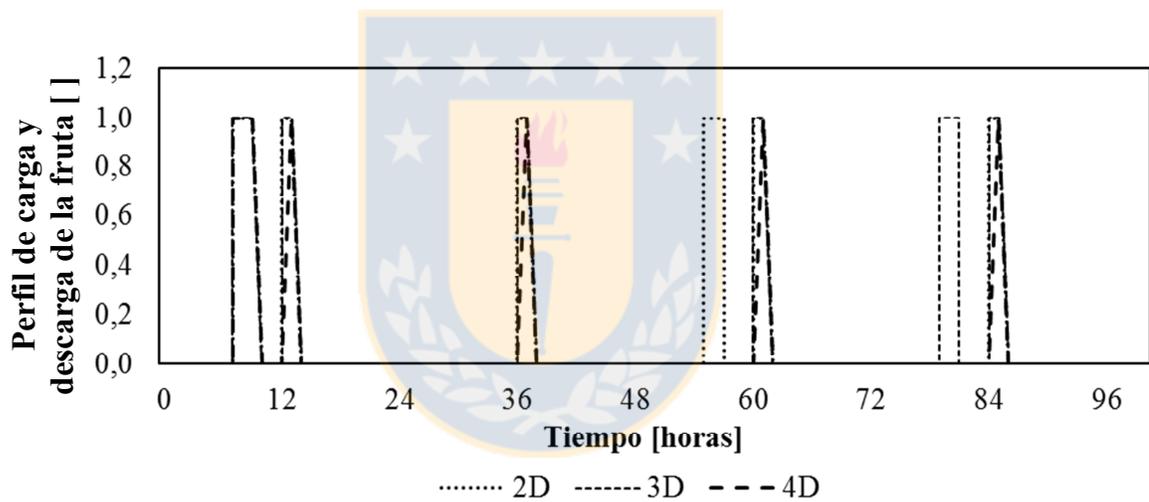


Figura 5.3. Perfil de carga y descarga de la fruta en la cámara, utilizados para calcular Q_4 , Q_6 y Q_7 .

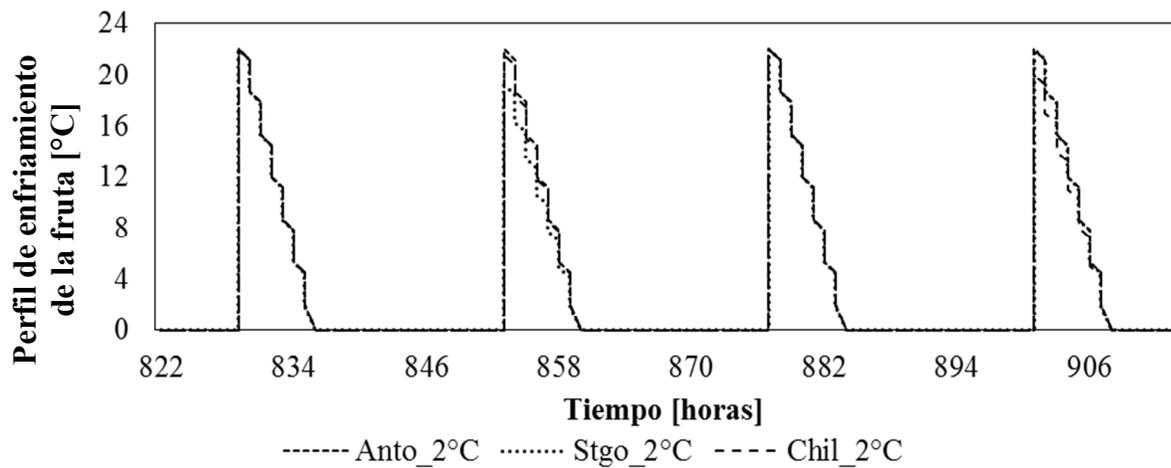


Figura 5.4. Perfiles lineales de enfriamiento de la fruta en las diferentes ciudades, utilizados para el cálculo de Q_2 y Q_3 .

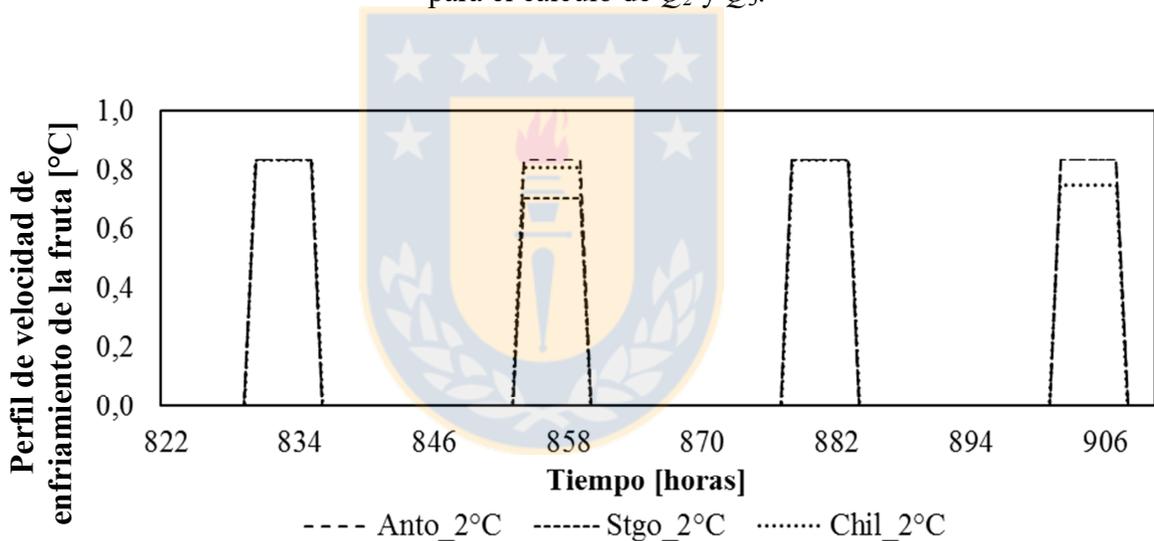


Figura 5.5. Perfil de la velocidad de enfriamiento constante de la fruta utilizado en el cálculo de Q_2 .

5.3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

El requerimiento frigorífico que necesitan 240 bandejas de las diferentes frutas evaluadas arándano (Ara.), cereza dulce (Cer. d.), cereza agria (Cer. a.), frutilla (Fru.), frambuesa (Fra.) y mora (Mor.), para ser preservadas a 2°C, con un periodo de carga y descarga de 2 días (2D), se presenta en la Figura 5.6. De aquí se observa que la cereza agria es la fruta con menor

requerimiento de frío, siendo la mora la que presenta el mayor, lo cual se debe principalmente a los calores de respiración (Tabla 5.7), y la masa de fruta que ingresa a la cámara frigorífica (Tabla 5.7). Santiago es la ciudad con más demanda de frío de octubre a enero, y de febrero a marzo lo es Antofagasta, debido a las temperaturas ambientales de cada ciudad, máximas, y mínimas registradas, y a la temperatura a la que ingresa la fruta a las 14:00 horas.

Tabla 5.7.

Masa de fruta [kg], que ingresan en 240 bandejas, calculadas a una temperatura de 20°C.

Cerezas dulce	Cerezas agria	Arándano	Frambuesa	Frutilla	Mora
3.840	3.754	3.799	3.788	3.662	3.736

Para normalizar los cálculos de requerimientos de frío para los próximos capítulos se evaluó cuántas bandejas de Ara, Cer a., Cer d., Fru., Fra., y Mor., poseen el mismo requerimiento frigorífico que 240 bandejas de cereza dulce a 2°C, 2D y a un tiempo de enfriamiento de 6 horas. Para ello, se utilizó los datos de requerimiento frigorífico obtenidos con 180, 210 y 240 de bandejas de fruta (Figura 5.7), para construir Polinomios de Lagrange, que permitieron calcular el número de bandejas de Ara, Cer a., Fru., Fra., y Mor., que igualara el requerimiento diario y punta en la temporada de cosecha (octubre a marzo), de 240 bandejas de Cer d. (Tabla 5.8). Cabe mencionar que para los diferentes tipos de fruta, el número de bandejas, que poseen el mismo requerimiento frigorífico de 240 bandejas de cereza dulce, fue el mismo independientemente del mes o la ciudad en la cual se realizó el cálculo, solo se observó diferencias entre el número de bandejas de fruta que igualan al requerimiento diario de frío de la Cer d. y el requerimiento punta de frío de la Cer d., lo cual, se debe a las diferencias en el calor de respiración, y calor específico que existe entre las distintas frutas (Tabla 5.8), que serían de mayor relevancia que las condiciones ambientales. Dado que los requerimientos de frío son mayores para todas las frutas a excepción de la cereza agria, se observó un menor número de bandejas de fruta que equivalen a 240 bandejas de cereza dulce, es decir, a modo de ejemplo; a una misma capacidad de refrigeración, la cámara puede preservar 240 bandejas de cereza dulce o aproximadamente 197 bandejas de mora, esto considerando el valor promedio entre el requerimiento punta de frío y el diario.

Tabla 5.8

Número de bandejas que igualan el requerimiento de frío diario y punta de 240 bandejas de cerezas dulce.

Tipo de requerimiento	Arándano	Cereza agria	Frambuesa	Frutilla	Mora
Diario [kWh]	236	241	219	215	205
Punta [kWh]	229	243	207	201	189

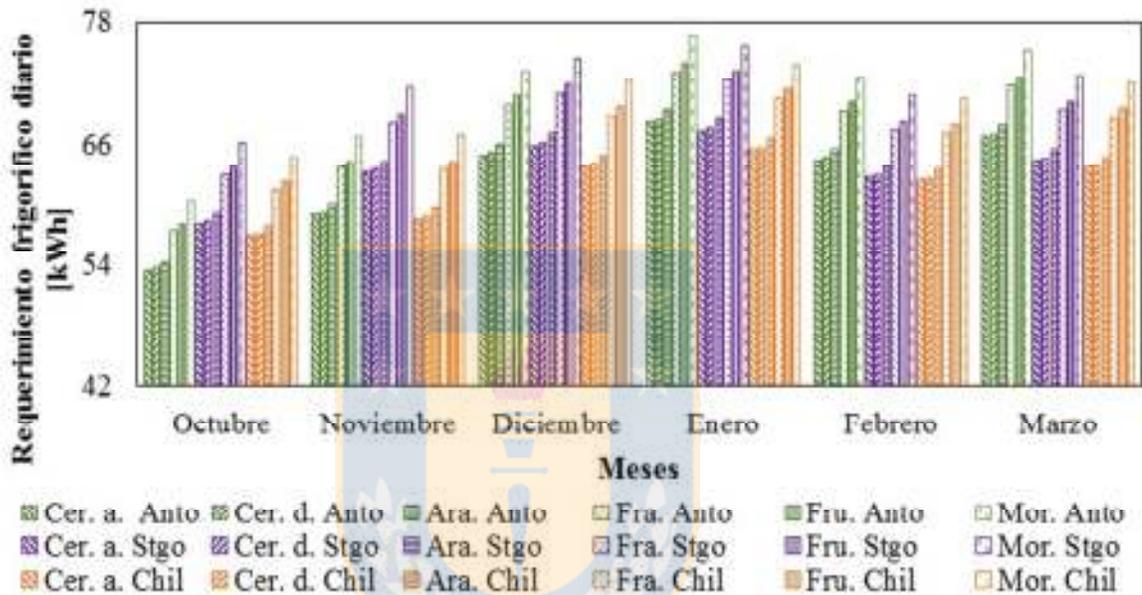


Figura 5.6. Requerimientos frigoríficos diarios en [kWh/día], para 240 bandejas de diferentes frutas en los meses de octubre a marzo, en las ciudades de Antofagasta (Anto), Chillán (Chil), y Santiago (Stgo).

Si las 240 bandejas de fruta fueran ingresadas en más de dos días ($2D$), la masa de la fruta al interior de la cámara disminuye, disminuyendo los requerimientos de frío (Figura 5.8), por lo cual la fruta podría mantenerse a temperaturas inferiores a 2°C , en 3 o 4 días de carga ($3D$), $4D$), y los requerimientos punta también disminuyen, lo cual es independiente de la ciudad en que este la cámara frigorífica. Para seguir evaluando como afecta el manejo de la cámara frigorífica a los requerimientos de frío, se simuló el ingreso de 210 bandejas las cuales se mantuvieron a 2, 1 y $0,01^{\circ}\text{C}$, resultando en un aumento de los requerimientos diario, y de punta al bajar la temperatura (Figura 5.9, y Tabla 5.9). La masa de la fruta está involucrada en el cálculo de enfriamiento y de respiración de esta (Q_2 , y Q_3). En cambio la temperatura de la

mantención de la fruta está involucrada en el cálculo de todas las necesidades de frío, exceptuando la de luminaria.

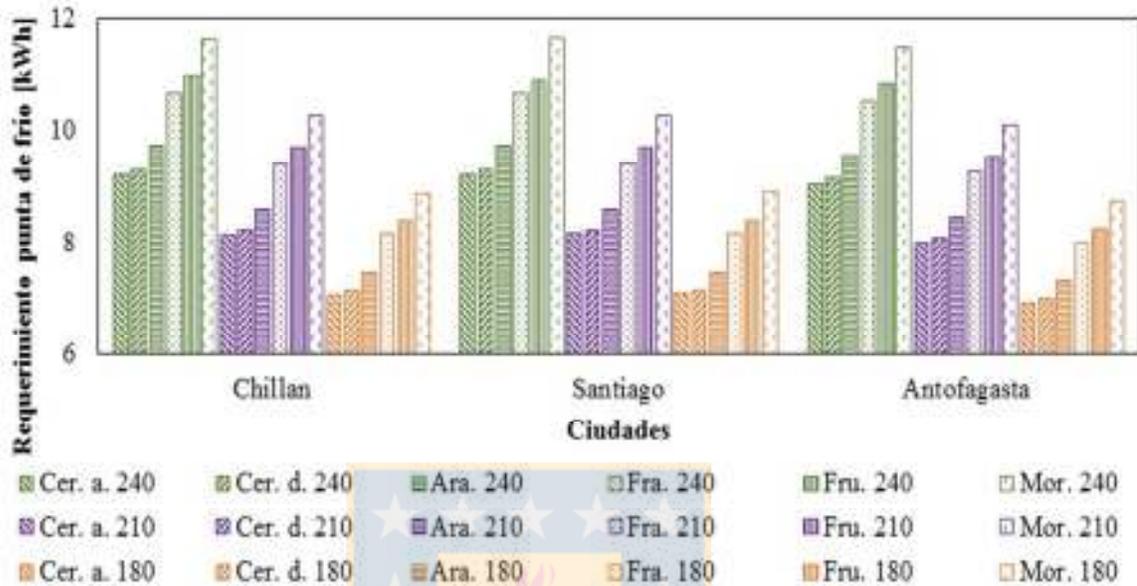


Figura 5.7. Requerimientos frigoríficos punta de diferentes frutas, requeridos para preservarlas a 2°C, a un periodo de carga de 2 días, en el mes de enero, en las ciudades de Antofagasta, Santiago y Chillán.

Tabla 5.9.

Requerimiento frigorífico (punta) en kWh más alto de la temporada, para 210 bandejas de fruta a 2°C, para temperaturas de conservación de 1 y 0,01 °C.

Temperatura	Arándano	Cereza agria	Cereza dulce	Frambuesa	Frutilla	Mora
1°C	0,29	0,30	0,29	0,25	0,27	0,23
0,01°C	0,51	0,52	0,51	0,44	0,46	0,40

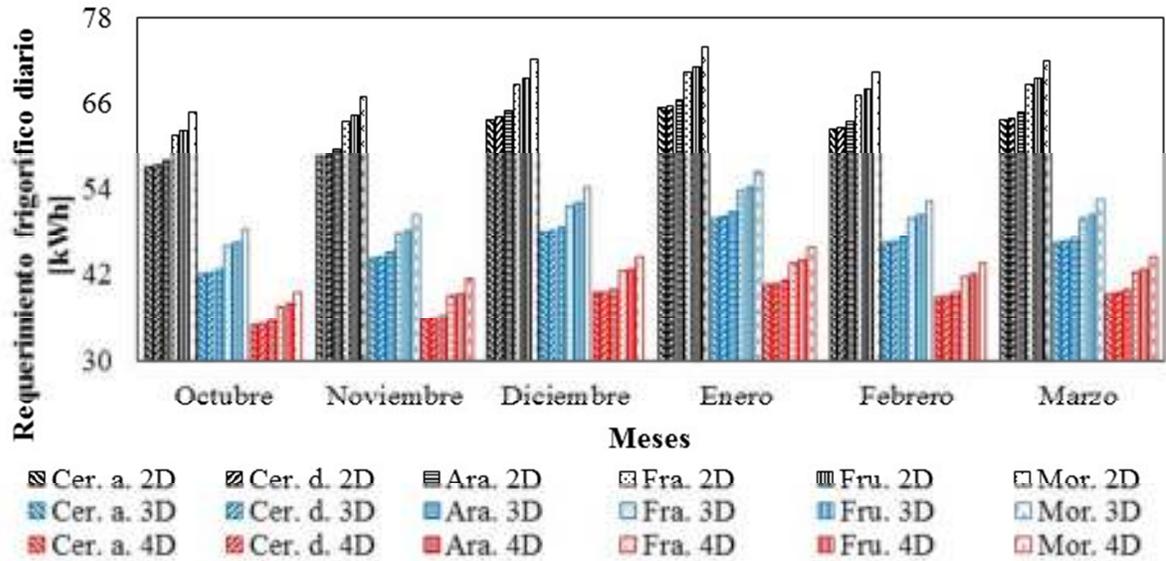


Figura 5.8. Requerimiento frigorífico para 240 bandejas de fruta a 2°C, para diferentes días de carga en la ciudad de Chillán.

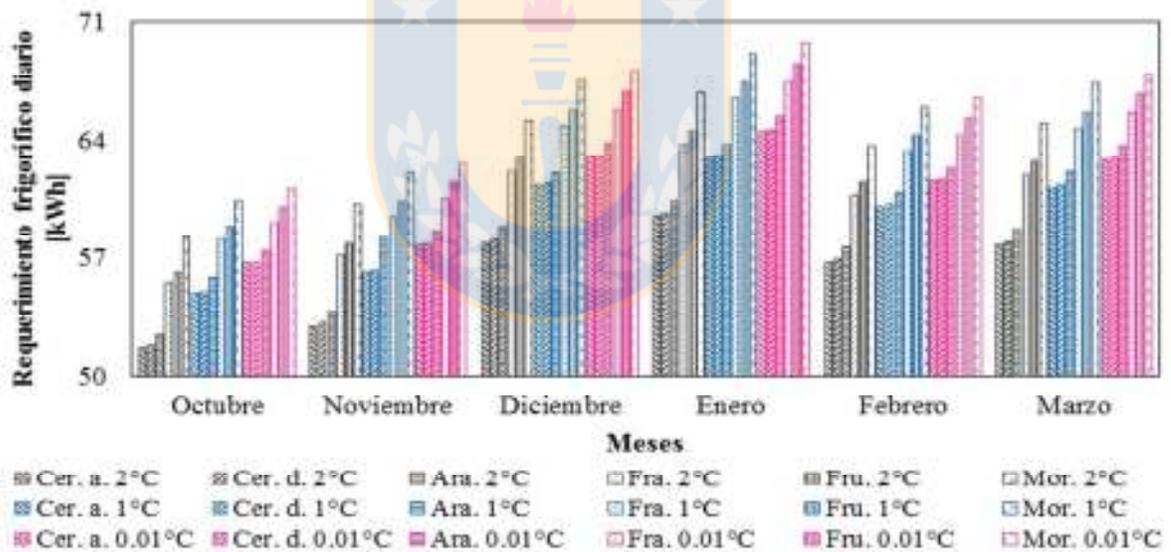


Figura 5.9. Requerimientos frigoríficos para 210 bandejas de las diferentes frutas a 0,01, 1 y 2 °C, para 2 días de carga de la cámara frigorífica en la ciudad de Chillán.

El tiempo de enfriamiento (t_{enf}) de la fruta también afecta en los requerimientos de frío; no es lo mismo alcanzar la temperatura de régimen en 6, 8 o 10 h, esto afecta la respiración de la fruta, la cual disminuye al bajar la temperatura. La respiración hace que la fruta envejezca y pierda azúcares de acuerdo a la ecuación (5.8) [21]. Por lo que existen técnicas que modifican

químicamente la atmosfera de la cámara frigorífica, para disminuir aún más la respiración cuando se preserva la fruta por periodos prolongados.



Por esto, se realizó la simulación de la cámara frigorífica utilizando diferentes t_{enf} de 6, 8, y 10 horas (6H, 8H, y 10H), lo que no está considerado por los autores citados en el cálculo de la potencia de frío requerido para preservar frutas [20, 21]. Como se observa en las Figura 5.10 y 5.11, a mayor t_{enf} el requerimiento punta disminuye, y se produce un leve aumento en el requerimiento frigorífico diario (Figura 5.12), estas diferencias afectan al momento de escoger un equipo o máquina de refrigeración para preservar la fruta, ya que ésta debe ser capaz de alcanzar el requerimiento punta. Durante la etapa inicial de enfriamiento se requiere más frío que al terminar, esto se debe a que en la simulación se consideró un descenso lineal de la temperatura, con una pendiente calculada a partir de la temperatura de ingreso de la fruta (T_f^{in}) y la temperatura de régimen de la cámara (T_c^r), por lo que el diferencial de temperatura es constante a lo largo de todo el t_{enf} (Figura 5.5). Además, como tanto el calor específico (C_{p-f}) y el calor de respiración (C_R) de la fruta, varían en función de la temperatura de manera proporcional, entre más alta es la temperatura, más altos son los valores de C_{p-f} y C_R . Para lograr disminuir el requerimiento punta se evaluó qué sucedía al cambiar el perfil de enfriamiento de la fruta (Figura 5.12), resultando que la mejor solución es tener diferenciales de temperatura (ΔT) muy similares, que vayan en aumento muy leve hasta llegar a T_c^r , ya que no bajar la temperatura desde un principio genera ΔT muy elevados y por ende aumenta el requerimiento punta. La diferencia en el requerimiento frigorífico diario observado entre la curva con una pendiente ($1P$), y la de dos pendientes ($2P$), es de solo 0,05 [kWh], para el caso de Chillán.

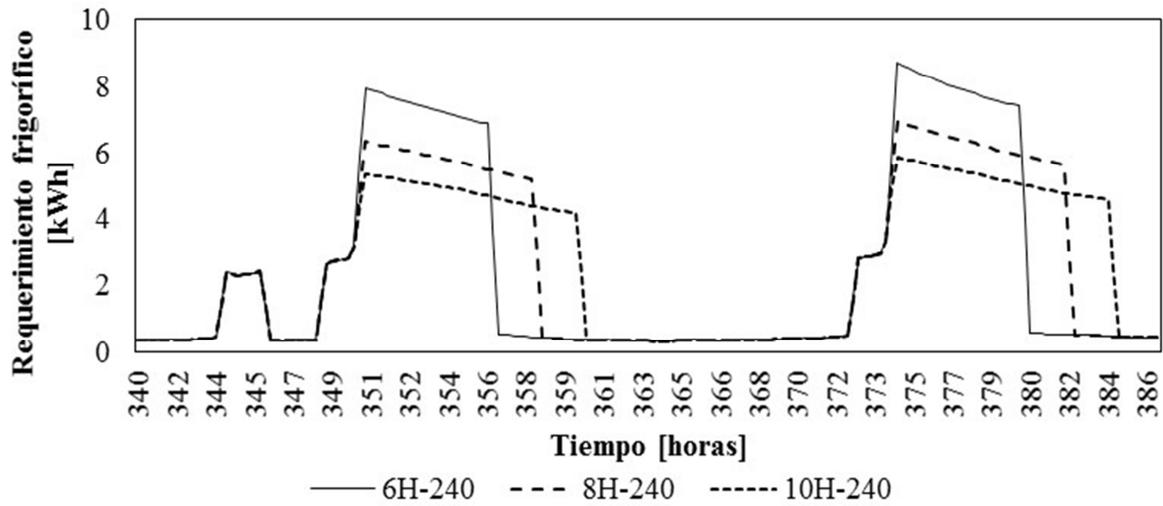


Figura 5.10. Requerimiento frigorífico en función del tiempo de enfriamiento de la fruta, registrado a mediados de enero en la ciudad de Chillán, para 240 bandejas de cereza dulce a

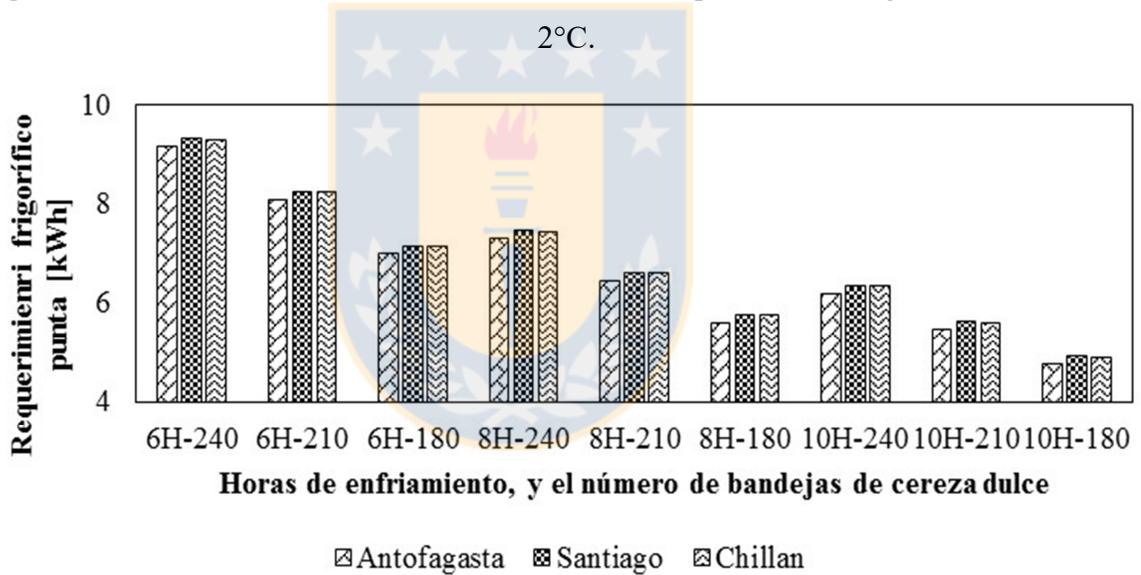


Figura 5.11. Requerimiento frigorífico punta alcanzados en las ciudades de Antofagasta, Santiago y Chillán, en función del tiempo de enfriamiento, para tres números de bandejas de cereza dulce a 2°C.

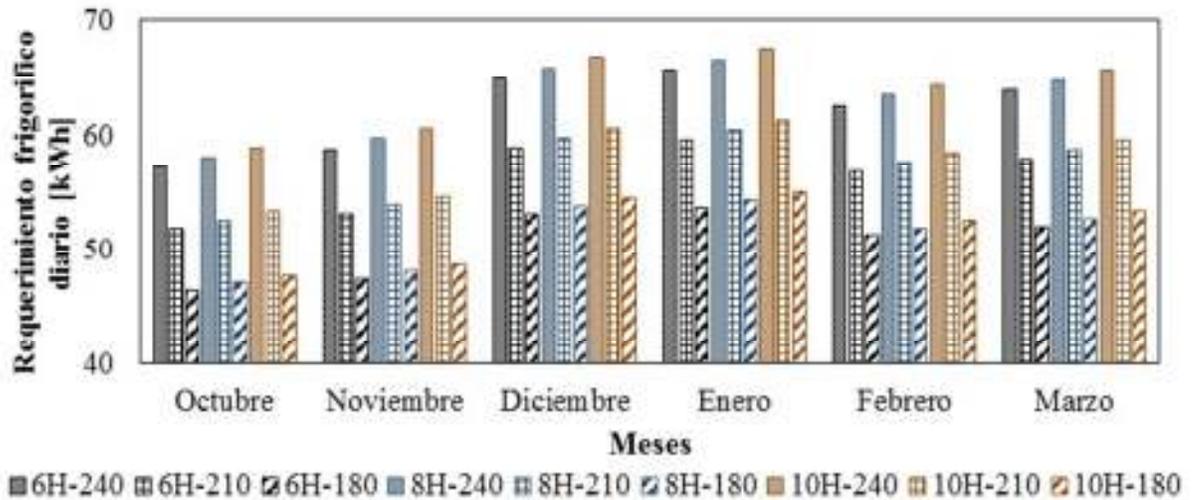


Figura 5.12. Requerimientos diarios de frío para cada mes, en función del número de bandejas y horas de enfriamiento, a 2°C, 2 días de carga, en la ciudad de Chillán.

Dado los resultados obtenidos, se tiene que la simulación de la cámara frigorífica realizada, es muy versátil y permite simular el comportamiento de la cámara bajo diferentes condiciones, y observar qué sucede con los requerimientos de frío en el tiempo, lo que la hace una buena herramienta para futuros estudios. Además, las simulaciones indican que se debe establecer el manejo de una cámara frigorífica, antes de escoger el equipo o máquina de refrigeración que sea capaz de cumplir con los requerimientos de frío, ya que cambios en el manejo harán que el equipo sea insuficiente o este sobredimensionado. En este caso particular, se desea operar la cámara frigorífica en los meses de post cosecha de diferentes berries (octubre a marzo), y que la cámara esté instalada en las cercanías del huerto, para que sea un lugar de preservación transitorio, que permita obtener un producto fresco de óptima calidad al destinatario final. Por ello la fruta no estará más de 2 días en la cámara.

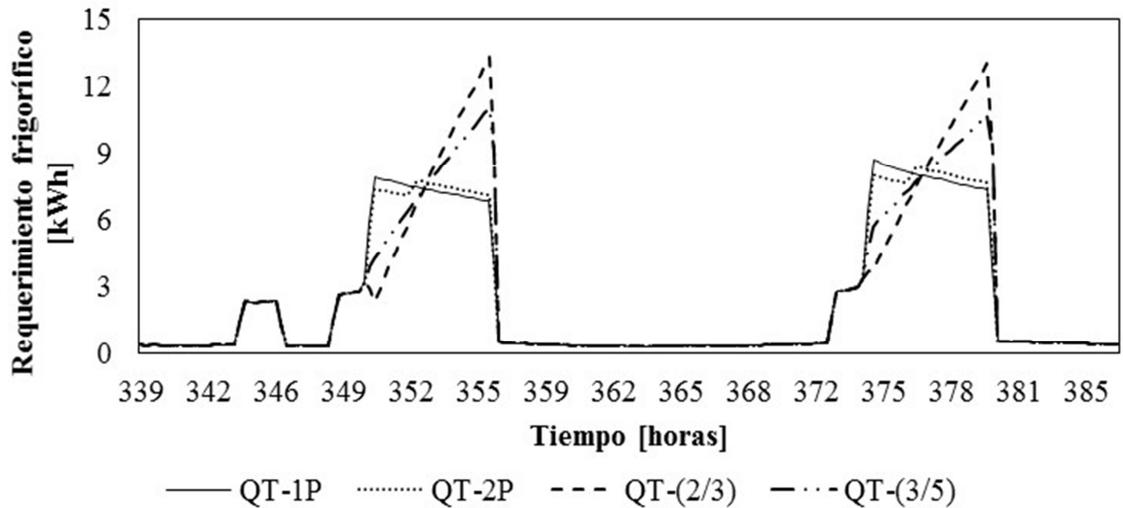


Figura 5.13. Curvas de requerimientos de frío, utilizando diferentes perfiles de enfriamiento lineales o no lineales, considerando 6 horas para llevar la fruta a 2°C, para la ciudad de Chillán.

5.4. CONCLUSIONES

Una cámara frigorífica que es capaz de mantener 240 bandejas de cereza dulce a 2°C, bajo un periodo de carga de dos días, y un tiempo de enfriamiento de 6 horas, es capaz de mantener a las mismas condiciones, 242, 232, 213, 208 y 197 bandejas de frutas de cerezas agria, arándanos, frambuesas, frutillas y moras respectivamente. Esto demuestra la importancia del tipo de fruta y la influencia de las características puntuales de cada fruta, tales como el calor de respiración y el calor específico.

Para cada mes, dada las condiciones climáticas de cada ciudad en donde esta esté ubicada la cámara, la misma cantidad de fruta requiere mayor o menor cantidad de frío. Si tomamos Chillán como referencia, la ciudad de Santiago tiene un requerimiento de frío superior en un 1 a un 3%, dependiendo el mes, y Antofagasta requiere de un 8% menos a 2% más dependiendo del mes. En todas las ciudades, el mes con más requerimiento de frío es enero y el con menor requerimiento es octubre. Enero tiene un requerimiento en promedio de 26,5%, 13,5% y 12,8 % más que octubre, porcentaje que varía según la fruta en un 1,5%. Estas diferencias, muestran los efectos de la zona geográfica y de los meses del año, por ello se debe analizar en qué ubicación y en qué meses se desea enfriar la fruta, para determinar la potencia frigorífica máxima que requerirá cierta cantidad de fruta.

El tiempo de enfriamiento finalmente, se debe definir en función al costo energético que implica llevar la fruta a temperatura de régimen en el menor tiempo posible, versus la calidad del producto final y el mercado de venta.

Los requerimientos de frío varían según; el tipo de fruta, la ciudad en que preserve ésta, las condiciones en que se opera la cámara frigorífica, temperatura de régimen de la cámara frigorífica, el tiempo de enfriamiento y el número de bandejas de fruta que se ingresen.

Para escoger un equipo o máquina de refrigeración idónea al sistema, se debe tener claro cuál será el requerimiento frigorífico punta demandado por la fruta, lo que lleva a definir a priori las condiciones de manejo de esta, el que está muy condicionado por la operación de la cámara.

La simulación de la cámara frigorífica permite modificar muchas variables, por lo que resulta una buena herramienta para futuros estudios de la preservación de otros alimentos y manejos de óptimos de las mismas. Esto debido a que se puede diferenciar entre los diferentes factores relevantes en la conservación de la fruta, lo cual, permitiría definir un mejor manejo de la fruta en su etapa de post cosecha.

5.5. REFERENCIAS.

- 
- [1] P. Larrañaga, M. A. Osoreo, (2012). Catastro frutícola. Principales resultados. Región del Biobío. ODEPA, CIREN.
 - [2] Rojas, B., Arancibia, E., Palma, M., Mertens, L., (2009). Mejorando la productividad y la calidad: Cosecha de Cereza. Ministerio de Agricultura, Ministerio de Chile.
 - [3] INSTITUTO DE DESARROLLO AGROPECUARIO, (2007). PARTE I: Estrategias Regionales de Competitividad por Rubro “Cerezas exportación región del Maule” Preparado por ASAGRIN.
 - [4] 2010-ASHRAE HANDBOOK Refrigeration. I. P Edition. Supported by ASHRAE Research. Chapter 21.
 - [5] FIA (2007). Resultados y lecciones en arándanos. Proyectos de innovación en Pailimo, Comuna de Marchigüe, VI Región. Ministerio de Agricultura. Pag. 10-11.

- [6] P. Larrañaga, M. A. Osos, (2014). Catastro frutícola. Principales resultados. Región Metropolitana. ODEPA, CIREN.
- [7] Centro de Información de Recursos Naturales (CIREN), (1988). Manual del cultivo de la Frambuesa. Aspectos relevantes del cultivo. Pag. 8-9.
- [8] A. France, B. Zschau, M. C. Céspedes, J. Riquelme, K. Bahamondes, M. Reyes, M. Gerding, M. Rodriguez, M. Legarraga, V. Carrasco, V. Villagran, (2012). Frutilla, consideraciones productivas y manejo. Boletín INIA-N° 252. Capítulo 4: variedades, pag. 65-69. Capítulo 9: Cosecha y Post-cosecha, pag. 113-116.
- [9] C. Gonzales, (2013), Frutillas y moras procesadas: la irrupción de los otros berries. Oficina de Estudios y Políticas Agrarias (ODEPA), pp. 4-5.
- [10] RCONSUTING S.A., (2013). Estudio sobre nuevos procesos industriales que permitan ampliar las alternativas de uso para los berries en Chile. Oficina de Estudios y Políticas Agrarias (ODEPA), pp. 21.
- [11] Sánchez, Ma T., 1998. Capítulo 11. Balance térmico en la instalación frigorífica, in: Servicio de Publicaciones, Universidad de Córdoba (Eds.), Ingeniería de las instalaciones térmicas agroindustriales, Cordoba, pp. 353-387.
- [12] Melgarejo, P., 2000. Capítulo 8. Cálculo del balance térmico de una instalación frigorífica, in: Mundi Prensa. AMV Ediciones. Cámaras frigoríficas y túneles de enfriamiento rápido. Madrid, pp. 319-380.
- [13] U.S. Department of Energy, (2014). Weather Data. All Regions: South America WMO Region 3. CL-Chile. Energy Efficiency & Renewable Energy. EnergyPlus Energy Simulation Software. (<http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/>, visto el 15/06/2014).
- [14] Sepúlveda, C., Merino, G., Pino, F. J., Cañumir, J. A., (2014). Comparison of methodologies for TMY generation using 15 years data for Chillán, Chile. IOSR Journal of Engineering (IOSRJEN). ISSN (e): 2250-3021, ISSN (p): 2278-8719. Vol. 04, Issue 09, ||V5|| PP 24-34. International organization of Scientific Research.
- [15] Dánica, (2013). Tecnología en sistemas termo aislantes. Catalogo: “Cámaras frigoríficas Industriales”. 15/02/2013, www.danicacorporation.com/
- [16] R. Paul Singh y Dennis R. Heldman, (2009). Capítulo 4. Transmisión de calor en el procesado de alimentos. Editorial Acribia, S. A. Introducción a la ingeniería de los alimentos. Zaragoza, España, 2da Edición, pp. 184-186, y 509.

- [17] USDA, (2015). National Nutrient Database for Standard Reference Release 27. United States Department of Agriculture. <http://ndb.nal.usda.gov/ndb/search/list>, visto 5/01/2015.
- [18] USDA, (2008). Protecting Perishable Foods During Transport by Truck., United States Department of Agriculture. Agricultural Marketing Service. Transportation and Marketing Programs. Handbook Number 669. September 1995. Reprinted July 2008.
- [19] García-Vaquero, E., 1993. Aplicaciones del frío a los productos agroalimentarios, in: Mundi-Prensa. Diseño y construcción de industrias agroalimentarias. Madrid, pp. 249.
- [20] Dirección meteorológica de Chile. Climatología Regional. Departamento de climatología y meteorología 2001.
- [21] UCDAVIS. Fruit & Nut. Research & Information. Home. Orchard Management. Tree Growth & Structure. Photosynthesis & Respiration. <http://fruitandnuteducation.ucdavis.edu/generaltopics/> (Visto 05/06/2015).



CAPÍTULO VI. MODELACIÓN DE UNA MÁQUINA DE ABSORCIÓN.

Se puede caracterizar el comportamiento de máquinas de refrigeración por absorción, a partir de sus temperaturas externas de operación, a través de modelos, correlaciones matemáticas, y otros, obteniéndose así su capacidad frigorífica (\dot{Q}_{eva}), la potencia térmica consumida (\dot{Q}_{gen}) y el coeficiente de operación (COP). En este capítulo se evaluaron y compararon dos correlaciones matemáticas; Regresión Lineal Multivariable ($\Delta\Delta t'$) y Regresión Polinómica Multivariable (MPR), las que se obtuvieron mediante regresión de datos experimentales de una máquina, comercial de 12 kW, de refrigeración por absorción de simple efecto. Se construyeron las correlaciones matemáticas $\Delta\Delta t'$ y MPR , a partir de la misma data de temperaturas de la máquina de absorción consideradas en publicaciones u otras combinaciones de las temperaturas externas de operación, de manera de encontrar el mejor ajuste a los datos experimentales, el que fue evaluado con la herramienta estadística del error cuadrático medio ($RMSE$). Resultando que las correlaciones matemáticas que utilizan las temperaturas externas de ingreso al evaporador, generador, y absorbedor-condensador, de la máquina de refrigeración por absorción, obtuvieron un menor $RMSE$ que las que utilizaron las combinaciones de temperaturas publicadas. Los valores más pequeños de $RMSE$ fluctuaron entre 0,70 a 0,48 y 0,05 a 0,04 para la \dot{Q}_{eva} y el COP respectivamente. Los valores más bajos los obtuvo el MPR modificado. Además, a partir la data experimental y los resultados del MPR modificado, se desarrollaron distintas ecuaciones que relacionan el valor de la \dot{Q}_{eva} requerida para la conservación de fruta a 2°C, obtenido en el capítulo V, a una temperatura de ingreso al absorbedor-condensador de 25°C, con la temperatura de ingreso al generador y el \dot{Q}_{gen} , a las mismas temperaturas de operación consideradas para \dot{Q}_{eva} . Estas ecuaciones se aplicarán en la simulación de sistemas de conservación termo solar de fruta descrito en el Capítulo VII. Finalmente, se compara los resultados de $RMSE$ publicados por J. Labus (2011), con diferentes modelos y correlaciones matemáticas aplicadas para caracterizar el mismo equipo de refrigeración por absorción, pero en condiciones de operación requeridas en aire acondicionado habitacional, con los resultados que se obtienen al utilizar Solver para para caracterizar la data experimental de J. Labus, por medio de las correlaciones matemáticas

utilizadas en este capítulo, lográndose mejores resultados que los publicados, incluido los calculados con redes neuronales artificiales (*NNA*).

6.1 INTRODUCCIÓN

Actualmente los compresores de vapor son los sistemas de refrigeración más utilizados, estos poseen un condensador, un compresor, un evaporador, una válvula, y un fluido de trabajo llamado refrigerante. Los sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto, en cambio constan de un generador, un condensador, un evaporador, un absorbedor y dos fluidos de trabajo con distintas volatilidades; el absorbedor y el refrigerante. Ambos sistemas funcionan con el mismo principio, el refrigerante se evapora al pasar desde el condensador al evaporador que posee una presión menor al condensador, la energía requerida para la evaporación es sustraída desde el circuito de frío del evaporador enfriando al fluido circulante, el que es utilizado para generar frío donde sea requerido. A continuación en un sistema de refrigeración por absorción, el refrigerante en fase vapor es absorbido en el absorbedor, por una solución rica en absorbente, generando una mezcla refrigerante-abs-orbedor que es bombeada al generador, en donde es separada con el calor procedente del circuito de agua caliente. Si una fracción de ese calor proviene de energía solar, el sistema es considerado un sistema de refrigeración solar [1].

Los sistemas de refrigeración por absorción fueron los primeros sistemas desarrollados por el hombre para producir frío. Ya en 1850, los equipos desarrollados por Edmund Carré eran utilizados por restaurantes en Francia. Estos sistemas florecieron hasta que aparecieron los sistemas de compresión en 1920, los cuales resultaron ser más económicos por operar con energía eléctrica a diferencia de los sistemas de absorción accionados térmicamente, siendo estos últimos rápidamente reemplazados por los sistemas de compresión [2-3]. La refrigeración por absorción se ha potenciado en los últimos años, gracias al interés presentado por industrias o centros de investigación dedicados a la generación de frío, debido a que el uso de energía térmica actualmente, bajo ciertas condiciones, puede ser más económica que uso de energía eléctrica para la generación de frío, si se utilizan corrientes con alta carga térmica de procesos industriales o energías renovable como la solar, como fuentes de energía térmica. Por otra parte, los sistemas de refrigeración por absorción no aportan gases de efecto invernadero

que contribuyen al cambio climático al operar con energías renovables y con refrigerantes no provocan daños en la capa de ozono, como algunos refrigerantes aún utilizados en compresión de vapor. Por otra parte, actualmente en Chile, la electricidad se genera mayoritariamente en centrales termoeléctricas accionadas con combustibles fósiles que generan gases de efecto invernadero y cuyo costo ha tenido un alza en los últimos 30 años. Esto hace interesante buscar nuevas fuentes de energía sustentables, como la energía del sol. Por otra parte la elevación de las temperaturas extremas durante los meses de verano, debido al cambio climático, ha provocado un aumento del uso de aire acondicionado en países desarrollados y en desarrollo, generándose así peak de consumo eléctrico que la empresa distribuidora de energía en ocasiones no es capaz de proporcionar [4-5].

Los pares de trabajo (refrigerante-absorbedor) más usados en la actualidad, en los sistemas de absorción son $\text{H}_2\text{O} - \text{BrLi}$ y $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, el primero es usado en aplicaciones de aire acondicionado porque el refrigerante no puede llegar a temperaturas cercanas o inferiores a cero grados dada la solidificación del agua, y el segundo tiene un mayor uso en refrigeración industrial y para conservación de alimentos. El coeficiente de operación (*COP*) de los equipos de refrigeración, se utiliza para comparar la eficiencia de los sistemas de generación de frío que utilizan la misma fuente de energía. Los ciclos de absorción poseen un *COP* que fluctúan de 0,6 a 1,3 dependiendo de la tecnología aplicada y los ciclos de compresión de vapor poseen un *COP* de 3 a 5 [6-7].

Existen diferentes formas de describir el comportamiento de un equipo de refrigeración por absorción tales como; modelos termodinámicos, correlaciones matemáticas u otras, que utilizan las temperaturas externas de operación para entregar su capacidad frigorífica, *COP*, entre otras características de operación. El modelo termodinámico (*TD*) requiere para su aplicación información del equipo de refrigeración por absorción, que los fabricantes en general no entregan, por lo cual, se realizan una serie de supuestos en su desarrollo, como los observados en la Tabla 6.2. Además, para estos modelos, se utiliza un gran número de ecuaciones de balance de masa y energía de la máquina de refrigeración (ver ecuaciones 6.1 a 6.48). La resolución de estas ecuaciones requiere de un mínimo de datos, métodos matemáticos y herramientas computacionales capaces de resolverlo sin presentar problemas de convergencia, por lo cual, no es trivial su aplicación en equipos comerciales. Otros modelos o correlaciones matemáticas utilizados para caracterizar la máquina de refrigeración por absorción a partir de data experimental, se basan en la termodinámica de la máquina de

absorción, pero con simplificaciones donde solo se consideran temperaturas de operación y que son la adaptación del modelo de Gordon-Ng (*GNA*). Éstas consisten correlaciones matemáticas como; regresión lineal multivariable ($\Delta\Delta t'$), regresión polinómica multivariable (*MPR*) y redes neuronales artificiales (*NNA*) [8-12]. La $\Delta\Delta t'$ está formulada por las ecuaciones lineales (6.4) a la (6.51), teniéndose que resolver menos ecuaciones que en el modelo termodinámico, de allí su mayor simplicidad, además se resuelven a partir de datos experimentales de temperaturas externas de operación y calores involucrados en el evaporador (*eva*), generador (*gen*) y absorbedor-condensador (*ac*), calculándose finalmente el valor de cuatro parámetros para obtener la correlación matemática. La *MPR* está definida por la ecuación (6.52), posee 9 parámetros a calcular a partir de las mismas temperaturas y calores utilizadas en la $\Delta\Delta t'$, pero la relación entre las variables es la de un polinomio y no lineal como la anterior. *NNA* relaciona las mismas temperaturas para obtener la capacidad frigorífica y potencia térmica a través de relacionar las entradas, pero esto al igual que el modelo termodinámico requiere de una programación y posee una mayor complejidad matemática. El 2011 se publicó un artículo, en el cual se comparan el modelo termodinámico, el modelo de Gordon-Ng, las correlaciones matemáticas $\Delta\Delta t'$ y *MPR* y el uso de *NNA* para caracterizar el funcionamiento de una máquina de refrigeración por absorción comercial de 12 kW de potencia frigorífica con par de trabajo $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$. A partir de datos experimentales, los resultados de dicho estudio arrojaron que se logra una mejor caracterización utilizando *MPR* y *NNA* [13-14].

En este caso particular, dada la simplicidad de resolución que presenta el uso de correlaciones matemáticas se utilizará $\Delta\Delta t'$, y *MPR*, para representar una serie de datos experimentales del Chiller PCS 12 de PINK, con par de trabajo $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, operando a temperaturas de salida del evaporador de -3 a 12°C, que fueron medidos en el banco de ensayos multifuncional del CREVER, los cuales fueron entregados por medio de comunicación personal en el marco de un acuerdo de colaboración que existe entre la Universidad de Concepción y la Universitat Rovira i Virgili. Además, se realizaron leves modificaciones a los parámetros utilizados en las correlaciones matemáticas $\Delta\Delta t'$, *MPR* con respecto a los de la literatura. Éstos consistieron en utilizar como parámetros de entrada, valores de temperatura de los tres circuitos que componen la máquina de absorción (frío, agua caliente y enfriamiento), diferentes a los publicados para obtener correlaciones matemáticas que caracterizan a la máquina. Esto se realizó con el propósito de encontrar la mejor caracterización de la máquina de refrigeración.

Todas las correlaciones matemáticas aplicadas en este capítulo fueron evaluadas con la herramienta estadística error cuadrático medio (*RMSE*), comparándose todos los resultados obtenidos. Finalmente, a modo de evaluar la herramienta matemática aplicada, se compararon los resultados publicados por J. Labus (2011) utilizando $\Delta\Delta t'$, *MPR* y *NNA*, con los que se obtendrían aplicando la misma herramienta matemática de resolución aplicada en este capítulo, a la data experimental que el utilizó, datos registrados en el mismo equipo del CREVER, en cuyo caso el circuito de enfriamiento solo circuló agua pura y la máquina operó a temperaturas mayores a las requeridas para la conservación de fruta en el circuito de frío del evaporador (5 a 12°C), motivo por lo cual los resultados obtenidos por Labus, no se pueden aplicar en esta tesis.

6.2. METODOLOGÍA UTILIZADA PARA CARACTERIZAR UN EQUIPO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN COMERCIAL.

Los equipos de refrigeración por compresión de vapor son diferentes a los de absorción, estos últimos están compuestos por un evaporador (*eva*), un generador (*gen*), un absorbedor (*a*), y un condensador (*c*), siendo diferente por ello la forma de calcular el *COP* en ambos equipos de refrigeración (Figura 6.1). El funcionamiento de los equipos de absorción se suele representar a través de curvas o tablas que entrega el fabricante, las que proporcionan la capacidad frigorífica (\dot{Q}_{eva}), la potencia térmica consumida (\dot{Q}_{gen}), en función de las temperaturas de operación del sistema, entre otras (Tabla 6.1 [15]). En la actualidad, el mayor uso que se les da a los equipos de refrigeración por absorción es en generación de aire acondicionado, por lo cual, las temperaturas publicadas en catálogos de equipos comerciales son de climatización de edificios, que no coinciden con las temperaturas requeridas para conservación de frutas. Por ello, se utilizaron datos experimentales de un equipo de refrigeración por absorción que permitiera caracterizarlo. Registrándose un total de 45 puntos de medición al PINK PSC 12, en el Banco de ensayos multifuncional del CREVER, de la Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, España, los cuales, fueron entregados por comunicación personal dado un convenio de colaboración entre ambas universidades. El rango de temperaturas de salida del ciclo de frío (T_{eva}^{out}) de etileno glicol – agua (GW) al 38,4% fue de -3 a 12 °C, y temperaturas de

entrada del ciclo de agua caliente (T_{gen}^{in}) de 75 a 95°C, y del ciclo de enfriamiento de 20 a 30°C. Los flujos fueron 3,37 / 2,24 / 4,67 m³/h, respectivamente.

Tabla 6.1.

Datos técnicos del Chillii PSC 12, requeridos para generar 12 kW en el ciclo frío [15].

	Circuito de frío			Circuito de agua caliente			Circuito de enfriamiento	
	T_{in}/T_{out}	Flujo	\dot{Q}_{gen}	T_{in}/T_{out}	Flujo	\dot{Q}_{ac}	T_{in}/T_{out}	Flujo
Cooling ceiling	18/15°C	3,4 m ³ /h	18.5 kW	75/68°C	2,3 m ³ /h	30.5 kW	24/29 °C	5,2 m ³ /h
Fancoils	12/6°C	1,7 m ³ /h	19.4 kW	85/78°C	2,4 m ³ /h	31.4 kW	24/29°C	5,4 m ³ /h

Las máquinas de absorción tienen un funcionamiento que se basa en los equilibrios energéticos entre sus diferentes componentes, en donde las presiones, y temperaturas de operación cumplen una función relevante (Figura 6.2). Se pueden describir las condiciones de operación de un sistema de absorción de simple efecto mediante las ecuaciones (6.1) a la (6.42) para sistemas de simple efecto de BrLi - H₂O, que no requieren de un rectificador que aumente la concentración del refrigerante que ingrese en el condensador. Se agregan 6 ecuaciones al sistema si se considera el uso de un rectificador que utilizan los sistemas con par de trabajo NH₃ - H₂O, pero las máquinas que están en el mercado poseen el rectificador integrado en el generador, lo cual, no permite hacer mediciones experimentales por separado, por ello, estas ecuaciones no son consideradas en la mayoría de los estudios. Al observar todas las ecuaciones del sistema, se ve que no es algo trivial realizar un modelo termodinámico de una máquina de absorción, requiriéndose para ello un software matemático. Entre los más utilizados en literatura se encuentra el EES (Engineering Equation Solver).

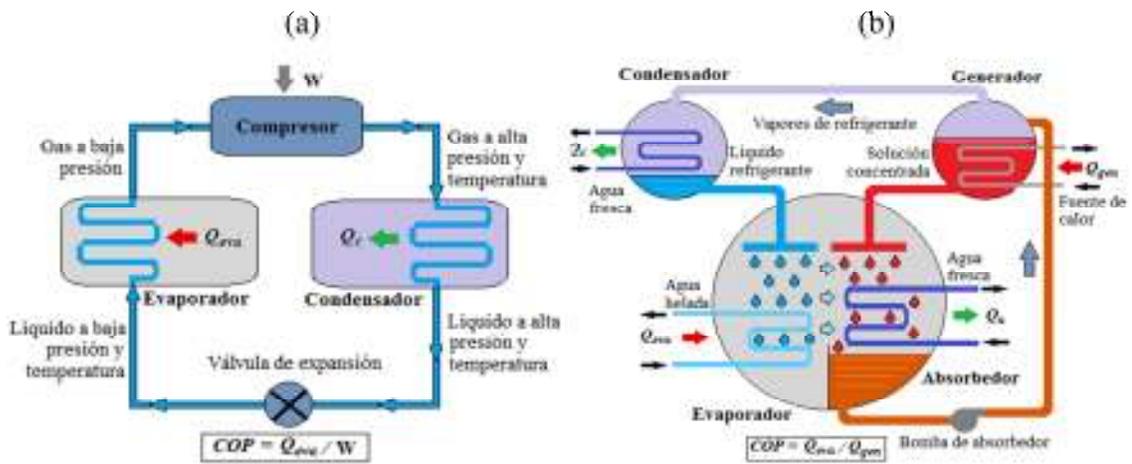


Figura 6.1. Comparación entre el ciclo de refrigeración por compresión simple (a), y por absorción de simple efecto (b).

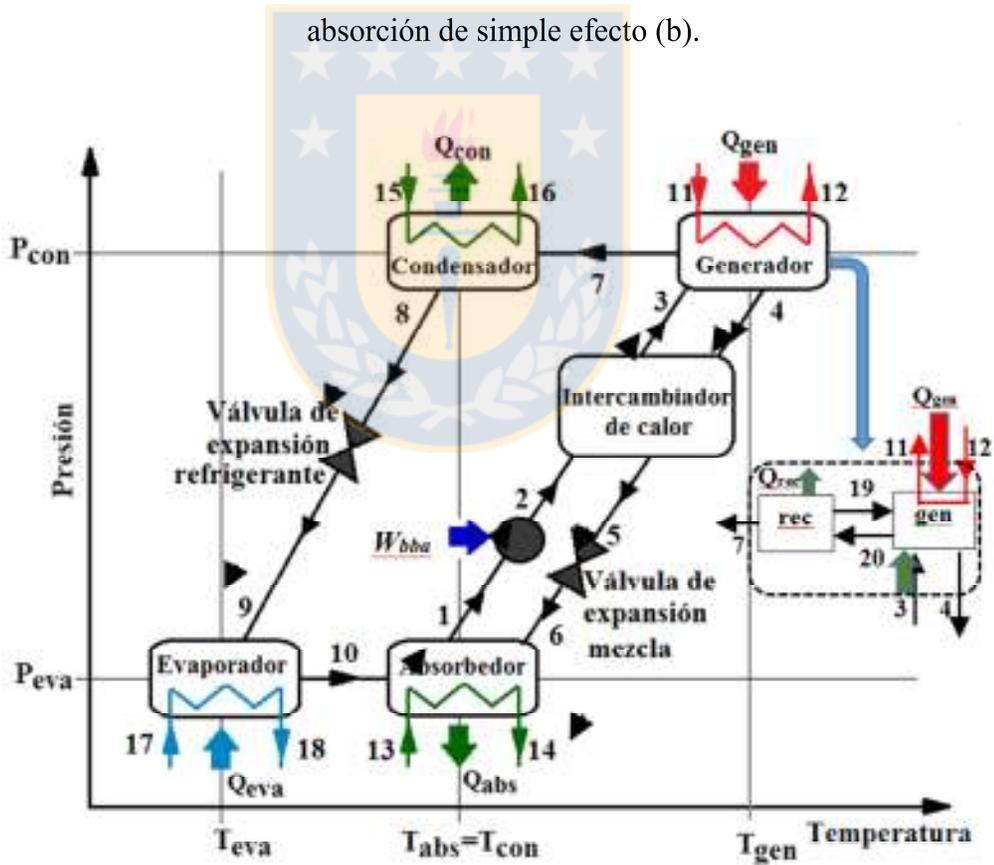


Figura 6.2. Esquema detallado de un equipo de refrigeración por absorción de simple efecto, sin o con rectificador (rec).

A continuación se presentan los balances de materia y energía de los diferentes componentes de la máquina de absorción de simple efecto.

- Solución de la bomba

$$m_1 - m_2 = 0 \quad (6.1)$$

$$x_1 - x_2 = 0 \quad (6.2)$$

$$m_1 \cdot h_1 + \dot{W}_{bba} - m_2 \cdot h_2 = 0 \quad (6.3)$$

- Solución del intercambiador de calor

$$m_2 - m_3 = 0 \quad (6.4)$$

$$m_4 - m_5 = 0 \quad (6.5)$$

$$x_2 - x_3 = 0 \quad (6.6)$$

$$x_4 - x_5 = 0 \quad (6.7)$$

$$m_2 \cdot h_2 + m_4 \cdot h_4 = m_3 \cdot h_3 + m_5 \cdot h_5 \quad (6.8)$$

- Válvula expansión de la mezcla

$$m_5 - m_6 = 0 \quad (6.9)$$

$$x_5 - x_6 = 0 \quad (6.10)$$

$$m_5 \cdot h_5 - m_6 \cdot h_6 = 0 \quad (6.11)$$

- Absorbedor (abs)

$$m_{10} + m_6 - m_1 = 0 \quad (6.12)$$

$$m_{10} \cdot x_{10} + m_6 \cdot x_6 - m_1 \cdot x_1 = 0 \quad (6.13)$$

$$m_{10} \cdot h_{10} + m_6 \cdot h_6 - m_1 \cdot h_1 - \dot{Q}_{abs} = 0 \quad (6.14)$$

- Generador (gen)

$$m_3 - m_4 - m_7 = 0 \quad (6.15)$$

$$m_3 \cdot x_3 - m_4 \cdot x_4 - m_7 \cdot x_7 = 0 \quad (6.16)$$

$$m_3 \cdot h_3 + \dot{Q}_{gen} - m_4 \cdot h_4 - m_7 \cdot h_7 = 0 \quad (6.17)$$

- Condensador (con)

$$m_7 - m_8 = 0 \quad (6.18)$$

$$x_7 - x_8 = 0 \quad (6.19)$$

$$m_7 \cdot h_7 - m_8 \cdot h_8 - \dot{Q}_{con} = 0 \quad (6.20)$$

- Válvula de expansión del refrigerante

$$m_8 - m_9 = 0 \quad (6.21)$$



$$x_8 - x_9 = 0 \quad (6.22)$$

$$m_8 \cdot h_8 - m_9 \cdot h_9 = 0 \quad (6.23)$$

- Evaporador (eva)

$$m_9 - m_{10} = 0 \quad (6.21)$$

$$x_9 - x_{10} = 0 \quad (6.22)$$

$$m_9 \cdot h_9 + \dot{Q}_{eva} - m_{10} \cdot h_{10} = 0 \quad (6.23)$$

La transferencia de calor en los diferentes intercambiadores de calor que posee una máquina de absorción, se calcula por medio del UA.

- Evaporador (eva)

$$\dot{Q}_{eva} = UA_{eva} \cdot \Delta T_{lm,eva} \quad (6.24)$$

$$\dot{Q}_{eva} = m_{17} \cdot Cp_{eva} \cdot (T_{17} - T_{18}) \quad (6.25)$$

$$\Delta T_{lm,eva} = ((T_{17} - T_{10}) - (T_{18} - T_9)) / \ln((T_{17} - T_{10}) / (T_{18} - T_9)) \quad (6.26)$$

$$m_{17} \cdot h_{17} - \dot{Q}_{eva} - m_{18} \cdot h_{18} = 0 \quad (6.27)$$

- Condensador (con)

$$\dot{Q}_{con} = UA_{con} \cdot \Delta T_{lm,con} \quad (6.28)$$

$$\dot{Q}_{con} = m_{15} \cdot Cp_{con} \cdot (T_{16} - T_{15}) \quad (6.29)$$

$$\Delta T_{lm,con} = ((T_{15} - T_8) - (T_{16} - T_8)) / \ln((T_{15} - T_8) / (T_{16} - T_8)) \quad (6.30)$$

$$m_{15} \cdot h_{15} + \dot{Q}_{con} - m_{16} \cdot h_{16} = 0 \quad (6.31)$$

- Generador (gen)

$$\dot{Q}_{gen} = UA_{gen} \cdot \Delta T_{lm,gen} \quad (6.32)$$

$$\dot{Q}_{gen} = m_{11} \cdot Cp_{gen} \cdot (T_{11} - T_{12}) \quad (6.33)$$

$$\Delta T_{lm,gen} = ((T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_3)) / \ln((T_{11} - T_4) / (T_{12} - T_3)) \quad (6.34)$$

$$m_{11} \cdot h_{11} - \dot{Q}_{gen} - m_{12} \cdot h_{12} = 0 \quad (6.35)$$

- Absorbedor (abs)

$$\dot{Q}_{abs} = UA_{abs} \cdot \Delta T_{lm,abs} \quad (6.36)$$

$$\dot{Q}_{abs} = m_{13} \cdot Cp_{eva} \cdot (T_{14} - T_{13}) \quad (6.37)$$

$$\Delta T_{lm,abs} = ((T_6 - T_{13}) - (T_1 - T_{14})) / \ln((T_6 - T_{13}) / (T_1 - T_{14})) \quad (6.38)$$

$$m_{13} \cdot h_{13} + \dot{Q}_{abs} - m_{14} \cdot h_{14} = 0 \quad (6.39)$$

En el intercambiador de calor (hx), se considera que la eficiencia es función de las temperaturas de entrada y salida, lo cual se expresa en la siguiente ecuación:

$$\xi_{hx} = (T_4 - T_5) / (T_4 - T_2) \quad (6.40)$$

El balance global de energía que se debe cumplir en la máquina de absorción es

$$\dot{Q}_{con} + \dot{Q}_{abs} = \dot{Q}_{eva} + \dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{bba} \quad (6.41)$$

Finalmente, el coeficiente de rendimiento COP se calcula considerando el trabajo de la bomba (W), o no como se observa en la Figura 6.1.

$$COP = \dot{Q}_{eva} / (\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{bba}) \quad (6.42)$$

Pero si se considera el rectificador, los balances de materia y masa cambian para el generador y se agregan nuevas ecuaciones al sistema.

- Generador (gen)

$$m_3 + m_{19} - m_4 - m_{20} = 0 \quad (6.43)$$

$$m_3 \cdot x_3 + m_{19} \cdot x_{19} - m_4 \cdot x_4 - m_{20} \cdot x_{20} = 0 \quad (6.44)$$

$$m_3 \cdot h_3 + m_{19} \cdot h_{19} + \dot{Q}_{gen} - m_4 \cdot h_4 - m_{20} \cdot h_{20} = 0 \quad (6.45)$$

- Rectificador (rec)

$$m_{20} - m_7 - m_{19} = 0 \quad (6.46)$$

$$m_{20} \cdot x_{20} - m_7 \cdot x_7 - m_{19} \cdot x_{19} = 0 \quad (6.47)$$

$$m_{20} \cdot h_{20} - \dot{Q}_{rec} - m_7 \cdot h_7 - m_{19} \cdot h_{19} = 0 \quad (6.48)$$

El modelo termodinámico también requiere la realización de supuestos para comenzar los cálculos, entre los supuestos más utilizados están los valores que se pueden dar al valor de UA de las diferentes partes que componen la máquina de absorción (eva , gen y ac). En la primera iteración se pueden utilizar valores supuestos como los presentes en la Tabla 6.2 [16], si se desconocen los valores reales, además se deben conocer las presiones de trabajo de la máquina de absorción.

Dada la mayor simplicidad que poseen para caracterizar una máquina de refrigeración por absorción, se utilizó Regresión Lineal Multivariable ($\Delta\Delta t'$) y Regresión Polinómica Multivariable (MPR), expresadas en función de las temperaturas de entrada y/o salida de las corrientes externas, considerando el evaporador, el generador, y el absorbedor- condensador, este último como un todo donde circula la corriente de enfriamiento del sistema. Los correlaciones matemáticas $\Delta\Delta t'$ y MPR encontradas en literatura se muestran en las ecuaciones

(6.49) a la (6.53), a las cuales se les llamará $\Delta\Delta t'0$ (6.51), $MPR0$ (6.52) y $MPR1$ (6.53) [10-11]. A las correlaciones matemáticas de regresiones originales se les realizó pequeñas modificaciones a sus parámetros de entrada, las cuales consistieron en la utilización de diferentes temperaturas de las corrientes de entrada y/o salida del *eva*, *gen* y *ac*, a las utilizadas en las ecuaciones (6.51) a la (6.53). Estas modificaciones se observan en las ecuaciones (6.54) a la (6.58), a las cuales se les llamará $\Delta\Delta t'1$ (6.55), $\Delta\Delta t'2$ (6.57) y $MPR2$ (6.58), donde el sub índice *x* presente en las ecuaciones, representa la parte del equipo que se está calculando (*eva*, *gen*, o *ac*) y el súper índice indica si la temperatura evaluada es de entrada o salida (*in* o *out*). El *COP* se obtiene de la ecuación (6.59), por medio de la herramienta estadística *RMSE*, que evalúa la diferencia entre los datos experimentales (V_E), y los calculados (Y), tal como se observa en la ecuación (6.60), siendo *n* el número de datos. Las modificaciones se realizaron con el fin de buscar que el valor de *RMSE*, obtenido de las correlaciones que tenga el valor más bajo, lo cual, implica que se acerca más la correlación a los datos experimentales. Los parámetros de las diferentes regresiones dadas, fueron obtenidos con la herramienta de análisis *SOLVER* de Microsoft Excel.

Tabla 6.2.

Valores de UA reportados por enfriadores Yakazi de par de trabajo H₂O - BrLi [16].

UA [kW/°C]	Ashrae	York 1	York 2	Gommed	ZAE
UA _{eva}	7.044	7.292	7.273	4.906	4.677
UA _{abs}	4.123	4.142	4.180	2.520	4.371
UA _{hx}	0.744	0.840	0.649	0.840	0.993
UA _{gen}	3.169	2.615	2.959	3.493	1.374
UA _{con}	3.990	4.219	4.009	7.349	7.655

$$t_x = (T_x^{in} + T_x^{out})/2 \quad (6.49)$$

$$\Delta\Delta t'_{0,x} = t_{gen} - a_{0,x} \cdot t_{ac} + e_{0,x} \cdot t_{eva} \quad (6.50)$$

$$\dot{Q}_x = s' \cdot \Delta\Delta t'_x + r_x \quad (6.51)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_x = & \beta_{0,x} + \beta_{1,x} \cdot T_{gen}^{in} + \beta_{2,x} \cdot T_{ac}^{out} + \beta_{3,x} \cdot T_{eva}^{in} + \beta_{4,x} \cdot T_{gen}^{in} \cdot T_{ac}^{out} + \beta_{5,x} \cdot T_{gen}^{in} \cdot T_{eva}^{in} \\ & + \beta_{6,x} \cdot T_{ac}^{out} \cdot T_{eva}^{in} + \beta_{7,x} \cdot T_{gen}^{in^2} + \beta_{8,x} \cdot T_{ac}^{out^2} + \beta_{9,x} \cdot T_{eva}^{in^2} \end{aligned} \quad (6.52)$$

$$\dot{Q}_x = \beta_{0,x} + \beta_{1,x} \cdot T_{gen}^{in} + \beta_{2,x} \cdot T_{ac}^{in} + \beta_{3,x} \cdot T_{eva}^{out} + \beta_{4,x} \cdot T_{gen}^{in} \cdot T_{ac}^{in} + \beta_{5,x} \cdot T_{gen}^{in} \cdot T_{eva}^{out}$$

$$+\beta_{6,x} \cdot T_{ac}^{in} \cdot T_{eva}^{out} + \beta_{7,x} \cdot T_{gen}^{in^2} + \beta_{8,x} \cdot T_{ac}^{in^2} + \beta_{9,x} \cdot T_{eva}^{out^2} \quad (6.53)$$

$$\Delta\Delta t'_{1,x} = T_{gen}^{in} - a_{1,x} \cdot T_{ac}^{out} + e_{1,x} \cdot T_{eva}^{in} \quad (6.54)$$

$$\dot{Q}_x = s'_{1,x} \cdot \Delta\Delta t'_{1,x} + r_{1,x} \quad (6.55)$$

$$\Delta\Delta t'_{2,x} = T_{gen}^{in} - a_{2,x} \cdot T_{ac}^{in} + e_{2,x} \cdot T_{eva}^{in} \quad (6.56)$$

$$\dot{Q}_x = s'_{2,x} \cdot \Delta\Delta t'_{2,x} + r_{2,x} \quad (6.57)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_x = & \beta_{0,x} + \beta_{1,x} \cdot T_{gen}^{in} + \beta_{2,x} \cdot T_{ac}^{in} + \beta_{3,x} \cdot T_{eva}^{in} + \beta_{4,x} \cdot T_{gen}^{in} \cdot T_{ac}^{in} + \beta_{5,x} \cdot T_{gen}^{in} \cdot T_{eva}^{in} \\ & + \beta_{6,x} \cdot T_{ac}^{in} \cdot T_{eva}^{in} + \beta_{7,x} \cdot T_{gen}^{in^2} + \beta_{8,x} \cdot T_{ac}^{in^2} + \beta_{9,x} \cdot T_{eva}^{in^2} \end{aligned} \quad (6.58)$$

$$COP = \dot{Q}_{eva} / \dot{Q}_{gen} \quad (6.59)$$

$$RMSE = (1/n \cdot \sum_{i=1}^n (V_E(i) - Y(i))^2)^{0,5} \quad (6.60)$$

A modo de evaluar las modificaciones realizadas en ambas correlaciones matemáticas; $\Delta\Delta t'$ y MPR y la herramienta de cálculo utilizada para obtenerlas, se evaluaron los resultados de datos experimentales de 138 puntos de operación tomados en el mismo equipo de refrigeración, publicados por J. Labus (2011). Las curvas publicadas son con las correlaciones $\Delta\Delta T0$, $MPR0$ y una obtenida por medio de redes neuronales artificiales (NNA) [10]. Se calcularon las correlaciones matemáticas con las ecuaciones (6.49) a la (6.58) con los datos experimentales de J. Labus, por medio del método matemático utilizado, y se compararon los $RMSE$ de las curvas ya publicados por J. Labus, con las obtenidas por medio Solver, de manera de evaluar la herramienta matemática utilizada.

La curva más representativa del equipo Pink PSC 12, es utilizada para la simulación en TRNSYS de un sistema de refrigeración termo solar. Como en la simulación, la temperatura de salida de la corriente del evaporador es una variable a fijar, se hace necesario calcular T_{eva}^{in} , lo cual se realizó partir de las T_{ac}^{in} , T_{gen}^{in} y T_{eva}^{out} utilizando la ecuación (6.53), para obtener T_{eva}^{in} , en vez de \dot{Q}_{eva} .

6.3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

Una vez obtenidas las curvas de las seis correlaciones matemáticas predictivas utilizadas, se procedió a comparar los valores del error cuadrático medio ($RMSE$) obtenidos (Figura 6.3). Se

observa que las correlaciones que sólo utilizan las temperaturas de las corrientes externas que ingresan al equipo de refrigeración por absorción (T_x^{in}), poseen los valores $RMSE$ más pequeños, éstos fueron los calculados con las ecuaciones (6.57) y (6.58), las llamadas $\Delta T2$, y $MPR2$. Ambas ecuaciones poseen pequeñas modificaciones con respecto a las correlaciones matemáticas originales. La correlación que presentó el menor $RMSE$ fue la $MPR2$, siendo los valores de la potencia térmica consumida (\dot{Q}_{gen}) y el COP los que presentaron los menores $RMSE$. En la Tabla 6.2 se presenta las curvas de las correlaciones predictivas obtenidas de $MPR2$ y T_{eva}^{in} .

Cabe mencionar que toda data experimental posee cierta incertidumbre, la cual se debe a los instrumentos de medición, la escala que estos poseen, que son errores inevitables, y el error humano involucrado que es inevitable. Dado que los datos fueron entregados por comunicación personal, se desconoce la incertidumbre de estos, pero fueron entregados con más de 10 decimales, por lo cual podríamos suponer una incertidumbre de 0,005, valor que afecta al $RMSE$ en su quinto decimal. Por otra parte, si la incertidumbre es de 0,05 se afecta al valor del $RMSE$ en el tercer decimal, por lo cual, esto solo podría estar influenciando los resultados de COP.

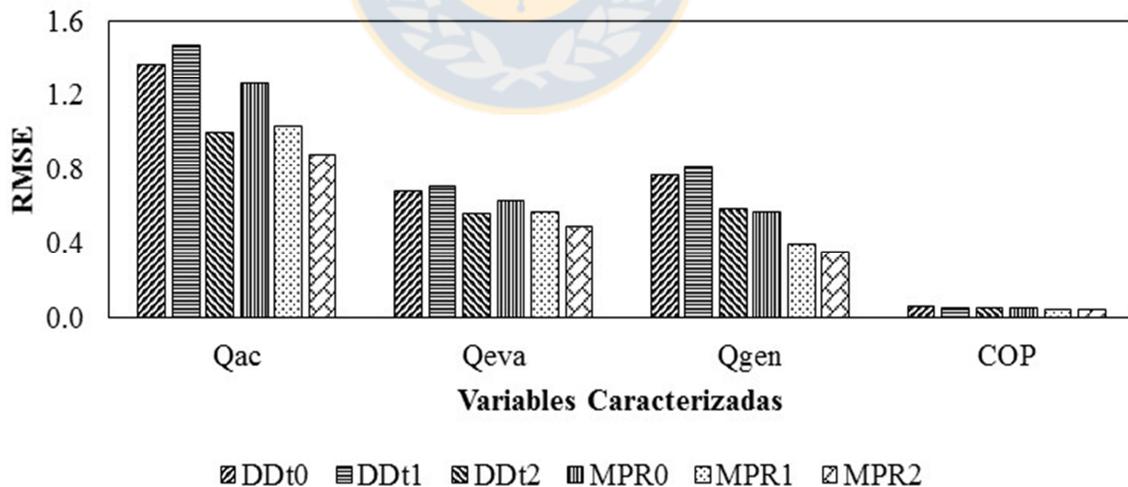


Figura 6.3. Comparación de los valores de $RMSE$ obtenidos con las diferentes curvas utilizadas.

Tabla 6.3.

Parámetros obtenidos con la correlación *MPR2*, que permiten caracterizar el equipo de absorción.

MPR	Parámetros									
	β_0	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6	β_7	β_8	β_9
\dot{Q}_{ac}	0,184	0,691	-1,497	0,300	-4,3E-3	1,0E2	-1,1E-3	5,5E-4	3,2E-3	-8,2E-3
\dot{Q}_{eva}	-5,334	0,412	-0,723	0,391	2,9E-3	2,8E-3	-7,1E-3	-1,7E-3	-1,6E-3	1,2E-3
\dot{Q}_{gen}	-3,103	0,365	-0,573	-0,113	-8,1E-3	6,3E-3	6,8E-3	1,7E-3	5,3E-3	-7,7E-3
T_{eva}^{in}	0,635	0,089	-0,249	1,079	8,6E-4	1,0E-3	-1,1E-3	-2,7E-4	-3,2E-4	1,6E-4

Dado que los mejores valores obtenidos de *RMSE* difieren del rango de valores reportados por J. Labus (2011), con las correlaciones matemáticas (*$\Delta T0$* y *MPR0*) y redes neuronales artificiales (*NNA*), para la misma máquina comercial operando en el circuito de frío sólo con agua y a un rango de temperatura mayor a la de los datos experimentales facilitados por el CREVER, se procedió a graficar los puntos experimentales que están dentro del rango de valores que se utilizan en la simulación para mantener la cámara de refrigeración a 2°C, con los datos que se obtienen de la correlación matemática *MPR2*, con el propósito de observar si la diferencia entre ellos son mayores o menores a las entregadas por el *RMSE*. En la Figura 6.4 y en la Tabla 6.4 se observa el rango de valores para estas diferencias. Las mayores diferencias entre los valores experimentales y los calculados se observan para \dot{Q}_{ac} , y los menores en el COP, variando de 0,04 a cero, lo cual, concuerda con los resultados obtenidos de *RMSE*. El valor de \dot{Q}_{eva} , difiere del experimental en promedio 0,25 kW, con respecto de los valores entregados por las curvas, lo que genera en promedio una diferencia del 5% con el valor experimental. Dado lo anterior, las curvas obtenidas con *MPR2*, al ser utilizadas en la simulación entregarán valores que permiten dimensionar el aporte de un sistema solar a la energía térmica requerida por el equipo de absorción, con un error aceptable en el dimensionado para un sistema tan complejo como una máquina de absorción.

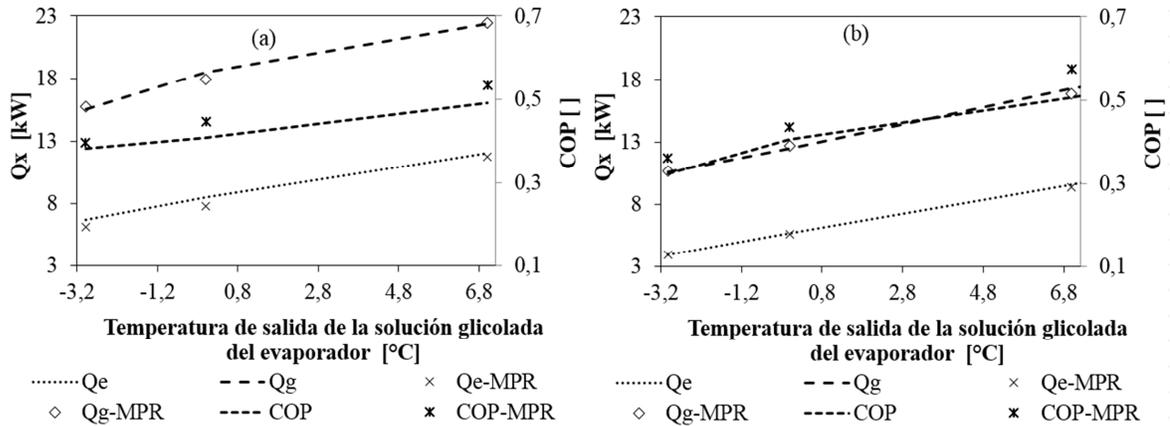


Figura 6.4. Comparación entre los valores experimentales, y los calculados con la correlación propuesta, a T_{ac}^{in} a $25^{\circ}C$ en ambos casos representados, con T_{gen}^{in} a $95^{\circ}C$ (a), y a T_{gen}^{in} $85^{\circ}C$ (b).

Las Figuras 6.5 y 6.6 muestran los valores de \dot{Q}_{eva} , \dot{Q}_{gen} a diferentes valores de T_{gen}^{in} obtenidos a partir de la correlación matemática *MPR2* (Tabla 6.3), generados a una T_{eva}^{out} igual a $-2^{\circ}C$ y T_{ac}^{in} que varía de 20 a $27^{\circ}C$. Curvas que al ser comparadas con la curva de la Figura 5.11 del Capítulo V, que representa el requerimiento punta de la cámara frigorífica, indican que para operar en la ciudad de Chillán con una T_{ac}^{in} de 20 , 25 y $27^{\circ}C$, T_{gen}^{in} debe ser de 93 , 113 y $124^{\circ}C$, respectivamente. Esto se realizó para alcanzar el requerimiento punta para refrigerar la fruta en 6 horas en el día más exigente de la temporada de cosecha. Valores de T_{gen}^{in} de 84 , 99 , y $107^{\circ}C$ para los requerimientos punta a tiempos de 8 horas, y T_{gen}^{in} de 79 , 94 , y $107^{\circ}C$ a 10 horas, para las diferentes T_{ac}^{in} . Por lo cual una temperatura de $27^{\circ}C$ en el absorbedor es descartada como temperatura de trabajo por requerir temperaturas en el generador mayores a $100^{\circ}C$ para operar, dado que en la simulación se considera un estanque de acumulación de agua a caliente a presión atmosférica. Por otra parte, operar a $20^{\circ}C$ en el absorbedor implica generar más energía en el circuito solar, y con ello un mayor campo solar y su costo asociado, por ello se estima que la mejor condición es trabajar a T_{ac}^{in} de $25^{\circ}C$, con 8 horas de enfriamiento. Como se especificó en el capítulo III, el sistema de refrigeración para conservación de frutas simulado en el capítulo VII, se realiza en zonas agrícolas aisladas, las cuales cuentan con pozos noria y/o canales de regadío que pueden ser utilizados para entregar un flujo de agua de enfriamiento a $25^{\circ}C$ al circuito de enfriamiento, por lo que, no se hace necesario instalar una torre de enfriamiento en el sistema, el que encarecería la

implementación del sistema de frío por absorción. Sin embargo, en la simulación dinámica, se insertaron las ecuaciones correspondientes a una torre de refrigeración, con el objeto de evaluar la implementación del sistema en zonas no agrícolas y determinar así en cuantos días se sobrepasaría los 25°C en las diferentes ciudades. El resultado es que para Antofagasta, solo en dos días del mes de enero se tienen temperaturas mayores a 25°C, con un valor máximo de 25,27°C, por lo cual en el caso de Antofagasta suponer que una torre de refrigeración no superara los 25°C, es un supuesto válido por las condiciones climáticas de temperatura y humedad de esta ciudad costera. En el caso de Santiago, solo en 11 días de todo el año se supera los 25°C, llegando a alcanzar una temperatura máxima de 26,92°C en el mes de enero. Finalmente en el caso de Chillán, que posee una climatología similar a la de Santiago, solo en 6 días del año se supera los 25°C, siendo la temperatura máxima alcanzada de 26,37°C en enero. Estos seis días se distribuyen entre los meses de enero febrero y marzo. Al considerar estos antecedentes, al suponer que una torre de refrigeración es capaz de entregar agua al circuito de enfriamiento durante todo el año, se cometería un error de cálculo, error que para los efectos de una estimación preliminar de la prestación de frío del sistema no serían significativos. Cabe destacar que los datos experimentales de la máquina sólo contemplan temperaturas de la corriente que ingresa al generador entre 75 a 95°C, por lo cual los valores por sobre 95°C son predictivos.

Tabla 6.4.

Diferencia máxima y mínima entre el valor experimental y el calculado con *MPR2*, a una T_{eva}^{out} de -3 a 7 °C.

T_{gen}^{in}	T_{ac}^{in}	\dot{Q}_{ac}	\dot{Q}_{eva}	\dot{Q}_{gen}	<i>COP</i>
95 °C	25 °C	1,68 - 0,48	0,73 - 0,34	0,58 - 0,00	0,04 - 0,02
	27°C	0,51 - 0,07	0,22 - 0,01	0,25 - 0,05	0,01 - 0,00
85°C	25°C	0,91 - 0,04	0,26 - 0,03	0,05 - 0,02	0,02 - 0,00
	27°C	1,00 - 0,01	0,36 - 0,07	0,15 - 0,03	0,03 - 0,01

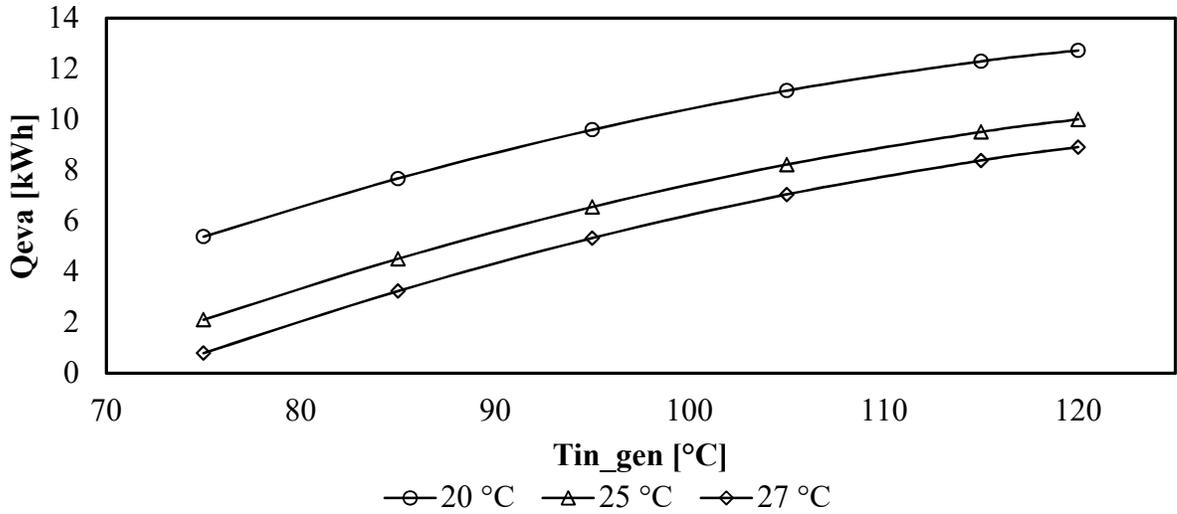


Figura 6.5. Variación del \dot{Q}_{eva} , obtenido con MPR2, generado a diferentes T_{gen}^{in} , con T_{eva}^{out} , igual a -2 °C y T_{ac}^{in} variando de 20 a 27 °C .

De la Figura 6.5 se obtiene la función que controlará la T_{gen}^{in} , en la simulación a realizar en el siguiente capítulo, para lo cual se tomarán las siguientes consideraciones; el \dot{Q}_{eva} requerido será un 5% más elevado que la potencia frigorífica requerida por la cámara frigorífica (\dot{Q}_{CS}), valor que es entregado por la simulación realizada en el capítulo V, por medio de la línea de tendencia de la curva a 25 °C se obtuvo la ecuación (6.61) que describe a T_{gen}^{in} , en función del \dot{Q}_{eva} que se necesita generar para cubrir el frío requerido por la fruta. El \dot{Q}_{gen} y el \dot{Q}_{ac} en función de la T_{gen}^{in} fueron calculados a partir de la figura 6.6 y de la curva realizada para \dot{Q}_{ac} , a partir de los datos de la correlación matemática obtenida con MPR2. Las ecuaciones que se usaron en la simulación tienen un R^2 de 1, considerando un T_{eva}^{out} de -2 °C , y un T_{ac}^{in} de 25 °C quedan definidas como,

$$T_{gen}^{in} = 0,3311 \cdot (1,05 \cdot \dot{Q}_{SC})^2 + 1,5594 \cdot (1,05 \cdot \dot{Q}_{SC}) + 70,5354 \quad (6.61)$$

$$\dot{Q}_{eva} = 1,05 \cdot \dot{Q}_{CS} \quad (6.62)$$

$$\dot{Q}_{gen} = 1,56E-3 \cdot T_{gen}^{in\ 2} + 0,2006 \cdot T_{gen}^{in} - 19,1387 \quad (6.63)$$

$$\dot{Q}_{ac} = 2,63E-4 \cdot T_{gen}^{in\ 2} + 0,7008 \cdot T_{gen}^{in} - 43,7912 \quad (6.64)$$

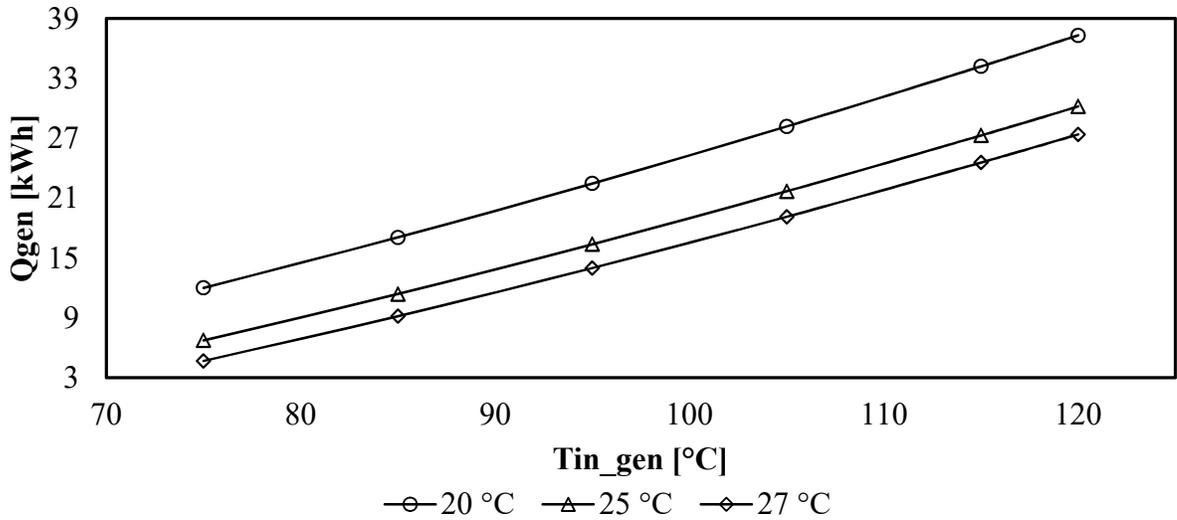


Figura 6.6. Variación del \dot{Q}_{gen} , obtenido con MPR2, generado a diferentes T_{gen}^{in} , con T_{eva}^{out} igual a -2 °C y T_{ac}^{in} variando de 20 a 27 °C .

Sí se considera un diferencial de temperatura entre la corriente que sale del evaporador y la temperatura requerida en la cámara frigorífica (CS) de 4 °C para conservar la fruta en la CS a 2 °C , la T_{eva}^{out} debe ser de -2 °C . A una T_{ac}^{in} de 25 °C , la temperatura necesaria en la entrada del generador para cubrir los requerimientos de frío en la CS (Figura 5.10), para la conservación a 2 °C de 240 bandejas de cereza dulce ingresadas a la CS en dos días, a diferentes tiempos de enfriamiento de la fruta (6, 8 o 10 horas) en la ciudad de Chillán a mediados de enero, se observa en la Figura 6.7. En esta se observa, que el tiempo de enfriamiento requerido para poder trabajar con T_{gen}^{in} menor o cercana a 100 °C , debe ser igual a menor a 8, si se desea cubrir los requerimientos de frío presentados en la Figura 5.10. La temperatura de ingreso en el generador no se considera que supere los 100 °C , dado que en la simulación del capítulo VII se trabajó con un estanque de acumulación de agua caliente a presión atmosférica por lo cual la máxima temperatura requerida ha de ser 100 °C , ya que si se requiere más temperatura es el sistema de calor auxiliar el que proporcionaría ese diferencial de temperatura por medio de la combustión de LPG.

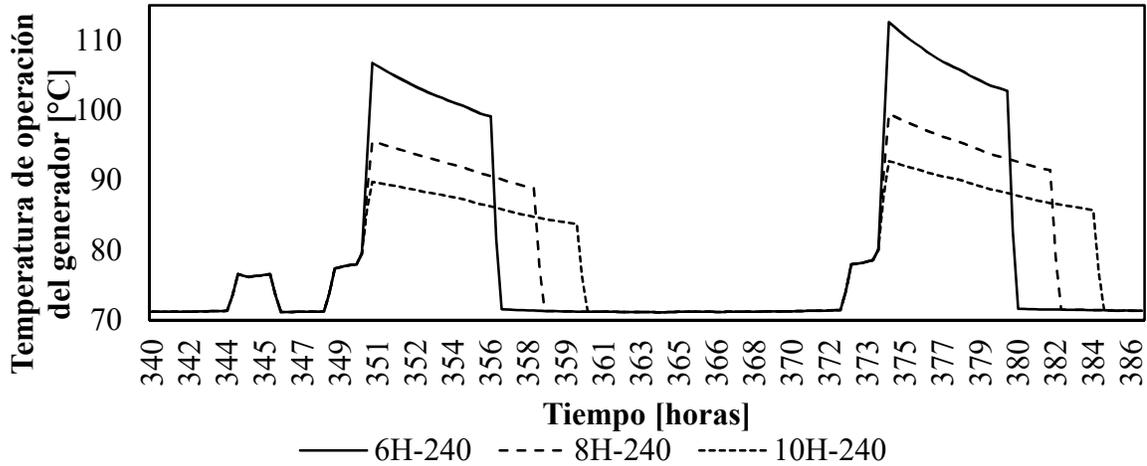


Figura 6.7. Temperatura de trabajo requerida por el generador para producir la potencia frigorífica requerida por la fruta en las condiciones establecidas en la Figura 5.10, con T_{ac}^{in} igual a 25°C y T_{eva}^{out} igual a -2°C.

Dado que los *RMSE* obtenidos con la data experimental entregada por el CREVER, son mayores a los obtenidos por J. Labus, se cuestionó si la utilización de Solver para encontrar los parámetros de las curvas fue la opción correcta. Por ello, se tomaron los datos experimentales publicados por J. Labus en su tesis y se calcularon los parámetros para las seis correlaciones matemáticas aplicadas en este capítulo, lo que además permitió evaluar si las modificaciones a las correlaciones aplicadas permiten obtener valores de *RMSE* más bajos con respecto a las otras correlaciones, como sucedió con los datos entregados por el CREVER. Los resultados de *RMSE* publicados por J. Labus y los obtenidos a partir de su data experimental se observan en la Figura 6.8. Los resultados obtenidos por medio de Solver generan valores de *RMSE* menores a los presentados por J. Labus, lo cual valida la herramienta matemática aplicada en este capítulo, para encontrar los parámetros requeridos por las correlaciones matemáticas que describen el comportamiento de una máquina de refrigeración por absorción comercial. Por último, las curvas de *MPR2*, en algunos casos, logra valores de *RMSE* similares, y mejores que los obtenidos con *NNA-L*, lo cual, confirma que las modificaciones a las correlaciones matemáticas es acertada y válida para ser aplicada en la descripción de una máquina de refrigeración de absorción comercial.

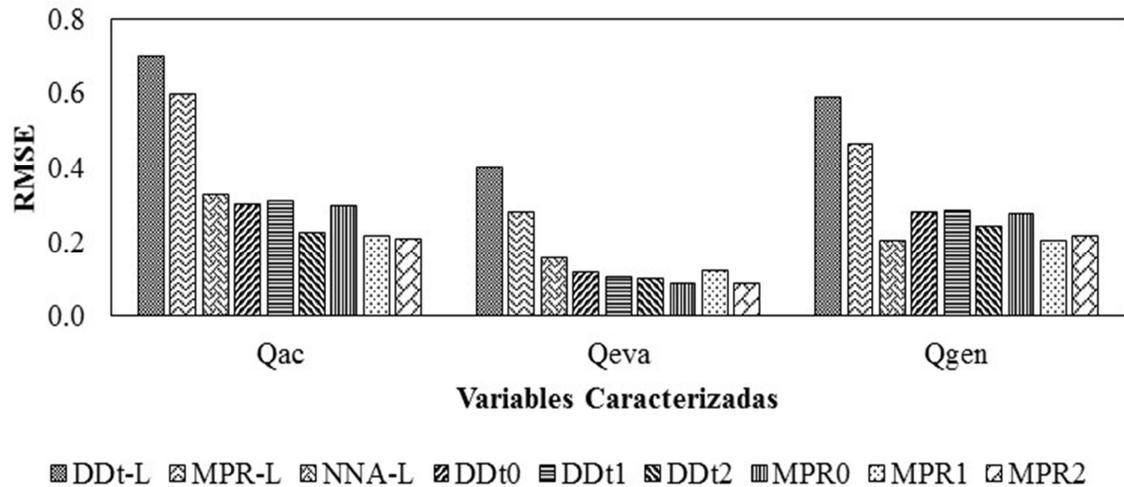


Figura 6.8. Comparación de los resultados obtenidos por Labus, J. (2011), con los obtenidos con las seis correlaciones matemáticas aplicadas en este capítulo a los datos experimentales de este, calculando sus parámetros por medio de Solver.

6.4. CONCLUSIONES.

Matemáticamente es más simple la utilización de regresiones matemáticas para caracterizar una máquina de absorción, que un modelo termodinámico. Lo importante es tener datos experimentales que sean representativos de la máquina de refrigeración por absorción comercial.

De las seis correlaciones matemáticas evaluadas en este capítulo para describir el funcionamiento de una máquina de refrigeración por absorción comercial, desarrolladas a partir de $\Delta T'$ (Regresión Lineal Multivariable) y MPR (Regresión Polinómica Multivariable), las que obtuvieron un menor error cuadrático medio ($RMSE$), entre los valores experimentales y los obtenidos por las correlaciones, son las que utilizaron como variable de entrada para su cálculos, las temperaturas externas de entrada de los tres circuitos que conforman la máquina de absorción ($\Delta T2$ y $MPR2$), y no las encontradas en literatura.

La incertidumbre de la data experimental perteneciente al CREVER, no afecta mayormente a los valores de $RMSE$ obtenidos a partir de los datos experimentales, con las distintas correlaciones matemáticas, ya que en el peor de los casos evaluados ésta afecta en su tercer

decimal, y los valores de las potencias de los diferentes circuitos de la máquina de absorción son mayores a 0,4. Pero si podría tener efecto sobre el valor del COP, los que son más bajos. Por esto, se puede concluir que las correlaciones matemáticas obtenidas con *MPR2* son las más representativas y por ende no afectan en los resultados obtenidos.

Aunque los valores de *RMSE* presentador por J. Labus en su publicación son menores a los encontrados para el CREVER, la correlación matemática *MPR2* entrega resultados que pueden caracterizar con un error aceptable el comportamiento de la máquina de refrigeración por absorción, para estimar si es factible que ésta sea utilizada para la conservación de frutas en su etapa de post cosecha en zonas aisladas.

La temperatura de entrada al absorbedor a utilizar será de 25°C, ya que ésta permite satisfacer el requerimiento punta en 8 horas, con temperaturas en el generador menores a 100°C, y requiere de una menor potencia térmica en el generador. Para esto se considera que esta temperatura proviene de agua de pozos o canales de regadío, de provenir de una torre de refrigeración solo en 2, 11 y 6 días se superan 25 °C para las ciudades de Antofagasta, Santiago y Chillán, por lo cual tampoco se incurre en un error significativo.

A pesar de que los valores de *RMSE* obtenidos con los datos del CREVER, no se asemejaron a los presentados por J. Labus, al emplear las correlaciones matemáticas utilizadas en este capítulo para caracterizan una máquina comercial de refrigeración por absorción, con la data experimental de J. Labus, por medio de la herramienta matemática Solver, se obtienen mejores resultados que los presentados por J. Labus para las mismas correlaciones matemáticas y modelo NNA, por lo cual la herramienta matemática escogida para resolver este tipo de correlaciones matemáticas es adecuada.

6.5. REFERENCIAS.

- [1] Mireles J. Damián U., Herrera S. Manuel, Murillo V. Ismael, León V. Rafael, Oroz G. Gilberto, (2010). “Simulación y Comparación Energética de un Sistema de Enfriamiento por Ciclo de Absorción“. RIEE&C, Revista de Ingeniería Eléctrica, Electrónica y Computación, vol. 8 no. 1, paginas 9 – 16. ISSN 1870 – 9532.

- [2] Herold, K.E., Radermacher, R.; Klein, S.A.; (1996). Absorption chillers and heat pumps, CRC Press Boca Raton
- [3] Routledge, (2005). Refrigeration, Absorption. Encyclopedia of 20th-Century Technology. Edited by Colin Hempstead, William Worthington. Pages 670-671.
- [4] J.M. Abdulateef, K. Sopian, M.A. Alghoul, M.Y. Sulaiman, (2009). Review on solar-driven ejector refrigeration technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Volume 13, Issues 6–7, Pages 1338–1349
- [5] Abdul Ghafoor, Anjum Munir, (2015). Worldwide overview of solar thermal cooling technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews 43 (2015) 763–774
- [6] Y. Fan, L. Luo, B. Souyri, (2007). “Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications”. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 11 1758–1776.
- [7] F. Ziegler, (1999). Recent developments and futures prospects of sorption heat pumps, Int.J. Thermal Sciences, 38, 191-208.
- [8] J. Labus, J. C. Bruno, A. Coronas, (2013). Performance analysis of small capacity absorption chillers by using different modeling methods. Applied Thermal Engineering 58, 305 - 313.
- [9] M. Puig-Arnavat, J. Lopez-Villada, J. C. Bruno, A. Coronas, (2013). Analysis and parameter identification for characteristic equations of single- and double-effect absorption chillers by means of multivariable regression. Applied Thermal Engineering, 58, (1–2), 305-313.
- [10] L. Garousi Farshi, A. H. Mosaffa, C. A. Infante Ferreira, M. A. Rosen, (2014). Thermodynamic analysis and comparison of combined ejector – absorption and single effect absorption refrigeration system. Applied Energy, 133, pp. 335-346.
- [11] G. Gutiérrez - Ureta, P. Rodríguez, F. Ziegler, A. Lecuona, M. C. Rodríguez – Hidalgo, (2012). Extension of the characteristic equation to absorption chillers with adiabatic absorbers. International Journal of Refrigeration, 35, pp. 709-718.
- [12] Krzysztof Banasiak, Joachim Koziol, (2009). Mathematical modelling of a LiBr – H₂O absorption chiller including two-dimensional distributions of temperature and concentration fields for heat and mass exchangers. International Journal of Thermal Sciences, 48, pp. 1755-1764.

- [13] J. Labus, (2011). Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat. Universitat Rovira I Virgili. Dipòsit Legal: T.1716-2011, pp. (5-1)-(5-36), y (D-1)-(D-7).
- [14] J. Labus, J. C. Bruno, A. Coronas, (2013). Performance analysis of small capacity absorption chillers by using different modeling methods. Applied Thermal Engineering, 58, pp. 305-313.
- [15] SolarNext, (2009). Chilli[®] Cooling Kit PSC 12. Services and core competencies of SolarNext AG. Solar Cooling Division. Clean energy for you. 13-15.
- [16] Jose C. Martínez, P.J. Martinez, Luis A. Bujedo, (2016). Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17.6 kW LiBrewater absorption chiller. Renewable Energy 86, 473 - 482.



CAPÍTULO VII. SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR ABSORCIÓN PARA CONSERVACIÓN DE FRUTAS.

En este capítulo se presentan diferentes simulaciones de un sistema solar para conservar cerezas dulces a 2°C en su etapa de post cosecha (octubre a marzo), para las ciudades chilenas de Antofagasta, Santiago y Chillán. La simulación del sistema de conservación de cereza se realizó en TRNSYS. El sistema simulado consta de; una cámara frigorífica de 27,5 m³, un campo de colectores solares cuya área varió de 40 a 240 m², para el que se consideraron dos tipos de colectores solares; de placa plana (FPC) o tubo de vacío (ETC), un tanque de acumulación de calor sensible (agua). El calor auxiliar fue proporcionado por una caldera LPG la que se conectó en serie o serie-paralelo con el tanque de acumulación. La entrada del circuito de frío se estimó a 25°C, ya que el sistema se instala en zonas aisladas agrícolas con riego, las que disponen de pozos o canales de riego. Aun así en el modelo se consideró una torre de refrigeración. El sistema cuenta además con un equipo de absorción de 12 kW de potencia nominal, de par de trabajo NH₃ - H₂O. De las cuatro simulaciones realizadas se obtuvo que la conexión serie-paralelo generó la fracción solar (*SF*), con menores consumos de LPG que la conexión en serie. Los FPC en la simulación en serie-paralelo pueden alcanzar mejores *SF* y menores consumos de LPG que los ETC conectados en serie o serie-paralelo, dependiendo de la forma de operación del control de la bomba del circuito solar. Se demostró, que es posible utilizar un sistema de refrigeración por absorción para la conservación de fruta, pero que para obtener altas *SF*, se requiere un elevada área de campo solar, de lo contrario se necesita un alto consumo de LPG para que el sistema funcione durante 24 horas, lo que justifica el hecho de que estos sistemas se utilizan mayormente en aire acondicionado. Por otra parte, con el sistema operando con una torre de refrigeración con la data meteorológica de cada ciudad evaluada, solo en contadas ocasiones se superan los 25 °C (ver Capítulo VI).

7.1. INTRODUCCIÓN

Se han publicado un gran número de simulaciones y/o modelaciones de sistemas de refrigeración por absorción realizadas en programas de simulación dinámica como TRNSYS, aplicados a la climatización de edificios, encontrándose estudios desde 1983, en los cuales se utilizan diferentes tipos de colectores solares tales como; placa plana (FPC), tubos de vacío (ETC), concentradores parabólicos (ETC), u otros, en su mayoría para sistemas con máquinas de absorción con par de trabajo $\text{H}_2\text{O} - \text{BrLi}$. Además, en estos estudios, las máquinas de absorción se puede caracterizar mediante un TYPE que viene en la librería de TRNSYS o utilizando diferentes modelos o correlaciones matemáticas con programas como MATLAB, Engineering Equation Solver (ESS), que caracterizan a una máquina de refrigeración por absorción a partir de datos experimentales, para equipos considerados de baja o mediana capacidad frigorífica.

Las relaciones publicadas entre el área de colectores y el volumen del tanque de acumulación es muy dispersa y las conexiones más utilizadas entre el calor auxiliar, si es que está considerado en el sistema, es la paralela o integrada en el tanque de acumulación [1-9].

Las investigaciones están enfocadas mayoritariamente a sistemas de aire acondicionado, sólo en estudios recientes se han empleado estas tecnologías de refrigeración en conservación de alimentos, por ejemplo en el año 2006, se evaluó el potencial existente en la agroindustria en la zona del Mediterráneo, para incorporar sistemas de refrigeración termo solares (MEDISCO), estudio que genero dos instalaciones en Marrakech y Tunéz [10]. En el año 2009, se publicó sobre un sistema de absorción de $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ que genera hielo llamado ISSACTM, donde el hielo se utiliza para preservar leche fresca en Kenia en zonas sin electrificación [11]. Otro estudio en industria porcina, demuestra que es posible generar temperaturas inferiores a $-2\text{ }^\circ\text{C}$, utilizando un sistema de absorción de $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ con colectores solares tipo Fresnell (Best, 2013) [12]. Además, se ha analizado la generación de frío en la etapa de fermentación del vino (Vasta, 2013) [13]. Una publicación recientemente reporta el estudio de una planta piloto de un sistema de absorción de 12 kW de $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, con un área de 88 m^2 de colectores solares tipo Fresnel, para operar una cámara frigorífica de 100 m^3 , con dos depósitos de almacenamiento de hielo (calor latente de 52 kWh cada uno) (Döll, 2014) [14]. También existen estudios en donde se reemplaza el par de trabajo $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ por Monometilamina – H_2O , para obtener mejores COP en la máquina de absorción para

la conservación de alimentos [15-16]. En Chile, se realizó el proyecto en la Viña Miguel Torres de “Poligeneración Solar en la Industria del Vino: Aplicaciones en Calor de Procesos y Refrigeración para la Reducción de Huella de Carbono”, con financiamiento de la Fundación para la Innovación Agraria (FIA), el cual cuenta con un equipo de absorción para la generación de frío a 5 a 7 °C [17].

Nomenclatura			
A	Total colector area A_a or A_T , (consistente con a_0)	Q_T	Calor total del sistema
A_T	Área total del colector	Q_{Total}	Potencia frigorífica requerida por la cereza
A_a	Área de apertura del colector	SF	Factor solar
a_0	Intercept (maximum) of the collector efficiency	T_a	Temperatura ambiental
a_1	Negative of the first-order coefficient in collector efficiency equation	T_i	Inlet temperature of fluid to collector
a_2	Negative of the second-order coefficient in collector efficiency equation	T_o	Outlet temperature of fluid from collector
CNE	Comisión Nacional de Energía, Chile.	T_{FR}	Test de flujo del colector
COP	Coefficient of performance (-)	TMY	Año Meteorológico Típico
C_{pf}	Specific heat of collector fluid	TRNSYS	Transient System Simulation Tool
CS	Cámara frigorífica	U_L	Overall thermal loss coefficient of the collector per unit area
ETC	Colector solar tuvo de vacío	U_{LT}	Thermal loss coefficient dependency on T
FPC	Colector solar de placa plana	URV	Universitat Rovira i Virgili
F_R	Overall collector heat removal efficiency factor	<i>Superíndice</i>	
F_{ST}	Factor de volumen del tanque	<i>in</i>	Entrada
GW	Solución etileno glicol agua	<i>out</i>	Salida
IIR	Instituto Internacional de Refrigeración	<i>Subíndice</i>	
I_T	Global radiation incident on the solar collector	<i>ac</i>	Absorbedor-Condensador
\dot{m}	Flow rate at use conditions	<i>eva</i>	Evaporador
NCh	Norma Chilena	<i>gen</i>	Generador
PV	Panel Fotovoltaico	<i>x</i>	Una parte
Q	Calor del equipo de refrigeración según subíndice	<i>Greek Symbols</i>	
Q_{AUX}	calor auxiliar	$(\alpha\tau)_n$	Product of the cover transmittance and the absorber absorptance, at normal incidence.
Q_{OS}	calor útil obtenido del Sol	ρ	Densidad

Dado lo anterior, resulta de interés evaluar por medio de una simulación, la utilización de un sistema de refrigeración solar, por medio de un equipo de absorción de amoníaco–agua, para conservar cerezas dulces en su etapa de post cosecha. Para ello se calculó el requerimiento punta de frío requerido por las cerezas dentro de la cámara frigorífica (Capítulo V), dato que permitió escoger el equipo de absorción, el cual se caracterizó de acuerdo a las temperaturas

requeridas (Capítulo VI). Posteriormente se configuró y dimensionó el sistema de refrigeración a simular en TRNSYS, de acuerdo a lo planteado en el Capítulo III. El sistema constó de diferentes áreas de colectores solares de FPC o ETC, un tanque de acumulación de calor sensible (agua), una caldera auxiliar de LPG, conectada en serie o en serie-paralelo al tanque de acumulación de calor, un equipo de refrigeración por absorción, una cámara frigorífica y una torre de refrigeración, aunque en las zonas de producción frutícola se cuenta con fuentes de agua fría como pozos y canales capaces de alimentar el circuito de enfriamiento a temperaturas inferiores a 25°C. Este estudio difiere al de Döll, el cual genera calor con colectores tipo Fresnell, cuya temperaturas de impulsión en el generador fue de 180°C, para producir -5°C en el evaporador, para mantener una cámara frigorífica cuyo tamaño es alrededor de tres veces mayor a la analizada en este estudio (27,5 m³) a temperaturas que bordean los cero grados Celsius. El equipo de absorción analizado en este estudio utiliza un estanque de acumulación de agua caliente, ya que requiere temperaturas cercanas a los 100°C y por ende puede operar con FPC o ETC.

La información generada en el presente estudio, puede ser aplicada a la conservación de diferentes alimentos que requieren refrigeración, tales como; pescados, mariscos, otros tipos de frutas y hortalizas producidos en Chile.

Las tres localidades en las que se realizó el estudio son; Santiago, Chillán, y Antofagasta. Estas permitieron determinar la influencia de la latitud y la climatología en los requerimientos y generación de frío para la conservación de cerezas.

7.2. METODOLOGÍA UTILIZADA PARA LAS SIMULACIONES.

Las configuraciones utilizadas en los sistemas de refrigeración solar simulados en este estudio se evaluaron en el Capítulo III y se componen de; una cámara frigorífica de 27,5 m³, un equipo de refrigeración por absorción de amoníaco-agua de 12 kW, un campo solar formado por colectores de placa plana (*FPC*) o tubo de vacío (*ETC*), un tanque de acumulación (*ST*) de calor sensible de agua caliente. Para el calor auxiliar (*AH*) se incorporó una caldera de LPG sin condensación conectada en serie al tanque de acumulación (Figura 7.1), o conectada en serie-paralelo (Figura 7.2) y una torre de refrigeración, que entregó el agua a 25°C, dado que,

en zonas agrícolas dedicadas a la producción de fruta se cuenta con canales y/o pozos que pueden ser utilizados en el circuito de enfriamiento, además dadas las características climatológicas de las ciudades evaluadas una torre de refrigeración entrega un agua de enfriamiento a una temperatura mayor a los 25 °C en 2, 11 y 6 días de todo el periodo de tiempo evaluado (182 días) en Antofagasta, Santiago y Chillán, respectivamente y las temperaturas máximas alcanzadas no superan los 27°C en las tres ciudades (ver Capítulo VI).



Figura 7.1. Esquema del sistema de refrigeración solar por absorción en serie simulado.

El cálculo de la carga de frío requerida en la cámara frigorífica, para mantener 3.840 kg de cereza dulce a 2°C y el modo de operación de ésta se desarrolló y describió en el Capítulo V. La evaluación de la capacidad frigorífica entregada por el equipo de absorción de capacidad nominal de 12 kW, a diferentes condiciones de operación de ésta se analizó en el Capítulo VI, escogiéndose además, las temperaturas de operación de la máquina térmica que permitieran obtener los requerimientos de frío para la conservación de la cereza, así como las ecuaciones que caracterizan a la máquina de absorción, las que fueron introducidas en la simulación en TRNSYS. El área del campo solar (ASF_i) que correspondería por literatura a una máquina de absorción de 12 kW, utilizada en aire acondicionado, varía de 31 a 68 m², dependiendo del tipo de colector solar. Para esta simulación en particular y dado que la capacidad generada por el equipo es la mitad de la nominal, a las temperaturas de operación que permiten generar 2°C en la cámara frigorífica, el área de colectores solares se varió de 40 a 240 m². Por otra parte, el control de la bomba del circuito solar asegura que la temperatura no supere los 100 °C a la

salida del campo de colectores, utilizando para esto un diferencial de temperatura encendido y de apagado de 5 y 2 °C, respectivamente. Las características técnicas de los colectores fueron; área total (A_T), área de apertura (A_a), caudal por área de colector (TFR) utilizado para el test de rendimiento y parámetros de rendimiento (a_0 , a_1 , a_2), los que se presentan en la Tabla 7.1 [18-19].



Figura 7.2. Esquema del sistema de refrigeración solar por absorción en serie-paralelo simulado.

Tabla 7.1.

Características técnicas de los colectores solares seleccionados y factor de volumen del tanque utilizado.

Colector	A_T [m ²]	A_a [m ²]	a_0 []	a_1 [W/m ² K]	a_2 [W/m ² K ²]	TFR [kg/h m ²]	F_{ST} [L/m ²]
FPC	2,370	2,100	0,851	4,036	0,0108	50	64,50
ETC	2,280	2,000	0,642	0,885	0,0010	24	32,25

La energía térmica (Q_u), que aporta al sistema el campo solar se obtiene mediante las ecuaciones (7.1) y (7.2), para lo cual se requiere la temperatura de ingreso al colector (T_i), la temperatura ambiente (T_a), y la radiación global incidente (I_T), promediada cada 15 min, dado que este intervalo de tiempo fue el paso de tiempo utilizado en la simulación [20-22].

$$\eta = \frac{Q_u}{A \cdot I_T} = \frac{\dot{m} \cdot C_{pf} \cdot (T_o - T_i)}{A \cdot I_T} = F_R \cdot (\tau \alpha)_n - F_R \cdot U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - F_R \cdot U_{L/T} \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T} \quad (7.1)$$

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{\Delta T}{I_T} - a_2 \frac{\Delta T^2}{I_T} \quad (7.2)$$

$$V_T = A_{SFi} \cdot (A_a / A_T) \cdot F_{ST} / 1.000 \quad (7.3)$$

$$T_{ac}^{in} = \text{maximo}(25^\circ\text{C}, T_{wet\ bulb} + 5^\circ\text{C}) \quad (7.4)$$

En relación al tanque de acumulación, éste se estratificó en 10 nodos, y su volumen (V_T) se obtuvo de la ecuación (7.3), donde el factor del tanque de acumulación (F_{ST}) utilizado se obtuvo del promedio encontrado en literatura utilizado en otras simulaciones reportadas en el Capítulo III [8]. Éste varió de 33,7 a 95,3 Lm^{-2} para el FPC y para el ETC respectivamente. Dado que su TFR es aproximadamente la mitad al del FPC, se utilizó un F_{ST} de 32,25 L/m^2 . Se supuso además una eficiencia del 85% para la caldera, la cual está conectada en serie o en serie-paralelo con el tanque de acumulación de calor, para garantizar una temperatura de ingreso al generador que sea la dada por la ecuación (6.61). Además, se evaluó cuál conexión permite obtener una mayor fracción solar y menor consumo de LPG. La torre de refrigeración que se caracterizó mediante la ecuación (7.4), asegura disminuir la temperatura del agua del ciclo de enfriamiento del equipo de refrigeración hasta unos 25°C. Por último la cámara frigorífica se conecta al ciclo de frío de equipo de absorción, cuyo flujo es etileno glicol – agua (GW) al 34.8%.

La carga frigorífica, generada por el equipo de absorción, fue la requerida por la cámara frigorífica más un 5%, considerando un diferencial de temperatura entre la corriente de salida del evaporador y la temperatura requerida en la cámara frigorífica de 4 °C. Como control de operación en la simulación, se utilizaron las temperaturas de operación requeridas en el generador, las que corresponden a una temperatura de ingreso al absorbedor de 25°C y a una temperatura en la salida del evaporador de -2°C. Finalmente, se calculó la fracción solar (SF) mensual durante el periodo de cosecha (octubre-marzo), a partir del calor útil obtenido del sol (Q_{OS}), calor total del sistema (Q_T), y el calor auxiliar (Q_{AUX}) [23]. Dos de las 4 simulaciones desarrolladas en TRNSYS se observan en la Figura 7.3 y 7.4, en las otras dos sólo cambia el tipo de colector solar utilizado (ETC en vez de FPC).

$$SF = Q_{OS} / Q_T = Q_{OS} / (Q_{OS} + Q_{AUX}) \quad (7.5)$$

Tabla 7.2.

Coordenadas terrestres de las ciudades del estudio, e inclinación del colector respecto a la horizontal.

Ciudades	Latitud Sur	Longitud Oeste	Elevación [m]	Inclinación β
Antofagasta	23°38'	70°40'	40	20°
Santiago	33°27'	70°42'	567	30°
Chillan	36°36'	72°26'	124	30°

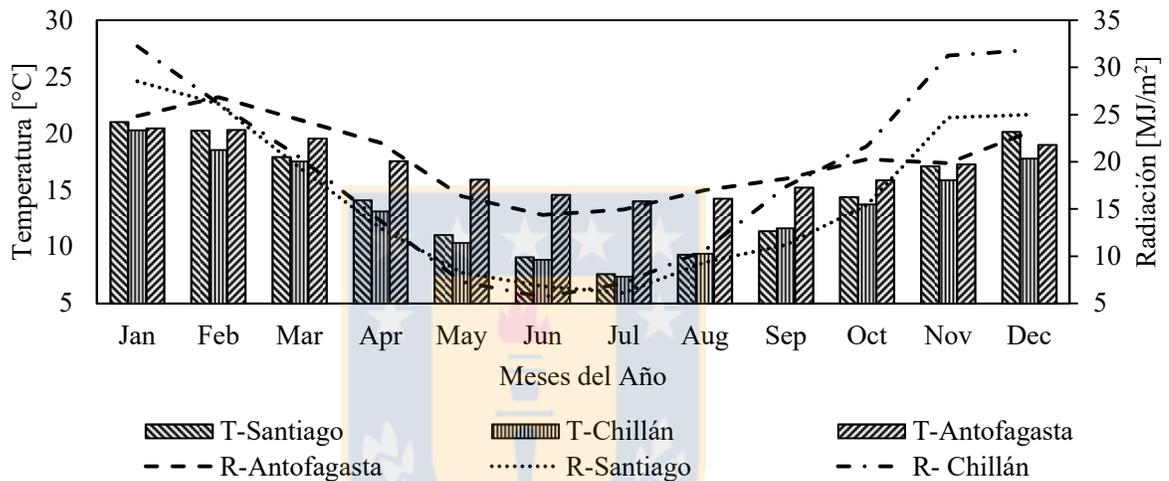


Figura 7.5. Temperatura ambiente media mensual (T) e irradiación solar global mensual (R) de las diferentes ciudades.

Por último, se consideró el calor de combustión del LPG de 10.997 [kcal/kg], con una densidad de 0,54 [kg/L] [29], cuyo costo para el año 2015, vendido a granel se muestra en la Tabla 7.3 [30], el cual es diferente para cada ciudad. En Chile, el precio del LPG ha ido en aumento en los últimos 14 años, con un incremento del valor promedio del 8% anual para las tres ciudades [31].

Tabla 7.3.

Costo en (\$/L) de LPG para las distintas ciudades evaluadas en el estudio (Fuente: LIPIGAS)

Forma de venta del LPG	Chillan	Santiago	Antofagasta
Gas granel Residencial ²	\$ 644	\$ 581	\$ 658

7.3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

De las 4 simulaciones realizadas del sistema termo solar para la conservación de cerezas dulce, por medio de una máquina de absorción de simple efecto de $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, se obtuvieron los siguientes resultados en la ciudad de Chillán (Figuras 7.6 y 7.7);

- Utilizar un volumen de tanque de acumulación de agua de $32,25 \text{ L/m}^2$ por área de campo solar para un campo solar de ETC, en vez de $64,5 \text{ L/m}^2$ utilizado para el campo solar de FPC, que tiene un flujo en el circuito solar 2,1 veces mayor, genera una mayor fracción solar y por ende un menor consumo de LPG. Lo que indica que el flujo circulante en el circuito solar afecta al estanque de acumulación de calor. Esto indica que el valor de TFR debe ser considerado al momento de fijar el volumen del estanque de acumulación. Cabe notar que la relación del volumen del tanque con respecto al área de colectores solares se extrajo de la literatura y no de una búsqueda de un óptimo que genere una fracción solar más alta y un menor uso de Q_{AUX} para un área determinada.
- Se observa que a iguales diferenciales de temperatura, en el control de operación de la bomba del circuito solar, los FPC presentaron una menor fracción solar que los ETC, para áreas menores a unos 80 m^2 de colectores solares. Para áreas mayores, la fracción solar generada por los FPC supera a la fracción solar generada por los ETC, al operar diferenciales de temperatura de operación de la bomba del circuito solar entre 5 y 2°C . Lo que se explica al considerar que los colectores ETC alcanzan temperaturas mayores que los FPC, y que en las 4 simulaciones se estableció, como parámetro de operación en el circuito solar, que el agua no puede ingresar al estanque de acumulación de calor a temperaturas superiores a 100°C , por lo cual los sistemas simulados con ETC tienen la bomba del circuito apagada en mayores intervalos de tiempo que en las simulaciones con FPC, lo que explica además que por sobre 60 m^2 de ETC se requiera mayor calor auxiliar.

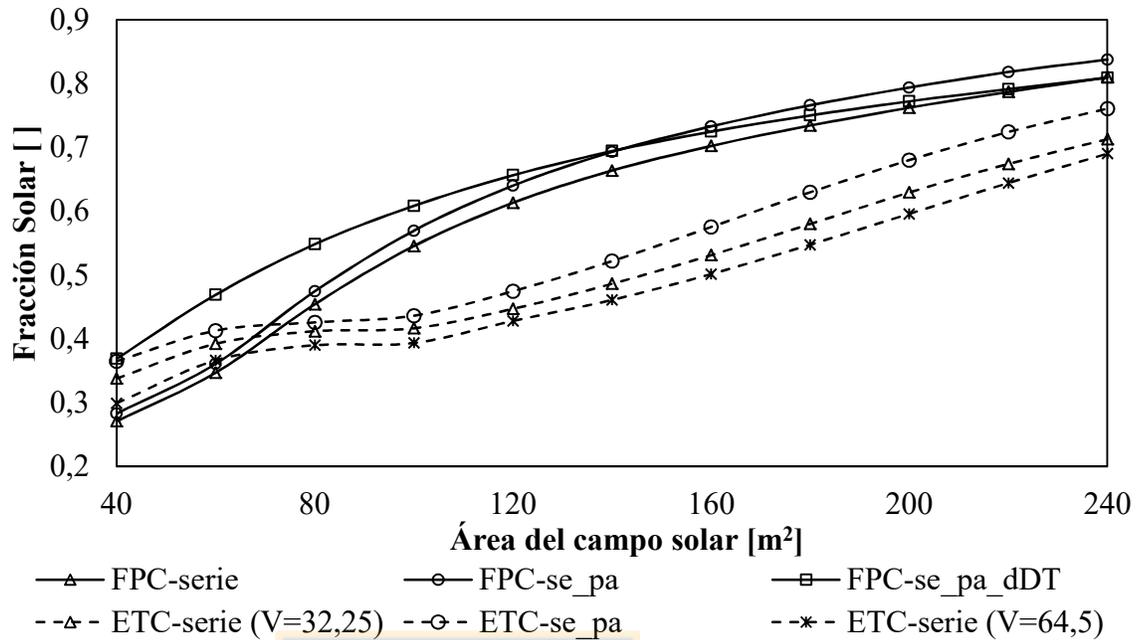


Figura 7.6. Fracciones solares promedio de octubre a marzo obtenidas de los sistemas simulados, a diferentes áreas de colectores solares FPC y ETC, para Chillán.

- Si los valores de diferenciales de temperatura de operación de la bomba del circuito solar se disminuyen a 0,0025 y 1°C en el FPC conectado en serie-paralelo (FPC-se_pa_dDT), la fracción solar obtenida es mayor a la de los ETC, para todas las áreas de colector evaluadas, obteniéndose un mejor aprovechamiento de la energía solar.
- Conectar la caldera en serie-paralelo al estanque de acumulación de calor, genera una mayor fracción solar y un menor consumo de LPG, debido a una mejor utilización del calor generado por la energía solar, y del calor que entrega la corriente de salida del generador de la máquina de absorción.
- Por sobre 140 m² de área de colectores solares, se cruzan las curvas de fracción solar de los sistemas conectados en serie-paralelo, con distintos diferenciales de temperatura en el control de operación de la bomba, lo cual se debe a que, a mayores áreas, el sistema alcanza temperaturas más elevadas, lo que provoca mayores detenciones en la bomba del circuito solar. Al contrario a menor área de colectores, donde los 100°C no se alcanzan con facilidad, se produce un mayor bombeo y un mayor aporte del circuito solar a la generación de agua caliente.

- El comportamiento observado en el consumo de calor auxiliar promedio, cuando se utilizan ETC, se puede deber a que inicialmente lo que sucede es que al aumentar el número de paneles solares se eleva la temperatura por sobre 100°C en las horas de mayor radiación, lo que produce detenciones de la bomba del circuito solar, y al aumentar el área de colectores hasta 160 m^2 estas detenciones son mayores, pero por sobre esta área de colectores solares, a las horas de menor radiación, se generan temperaturas más cercanas a las requeridas en el generador, por lo cual se requiere menos uso de la caldera, efecto que sigue aumentando a mayores áreas.

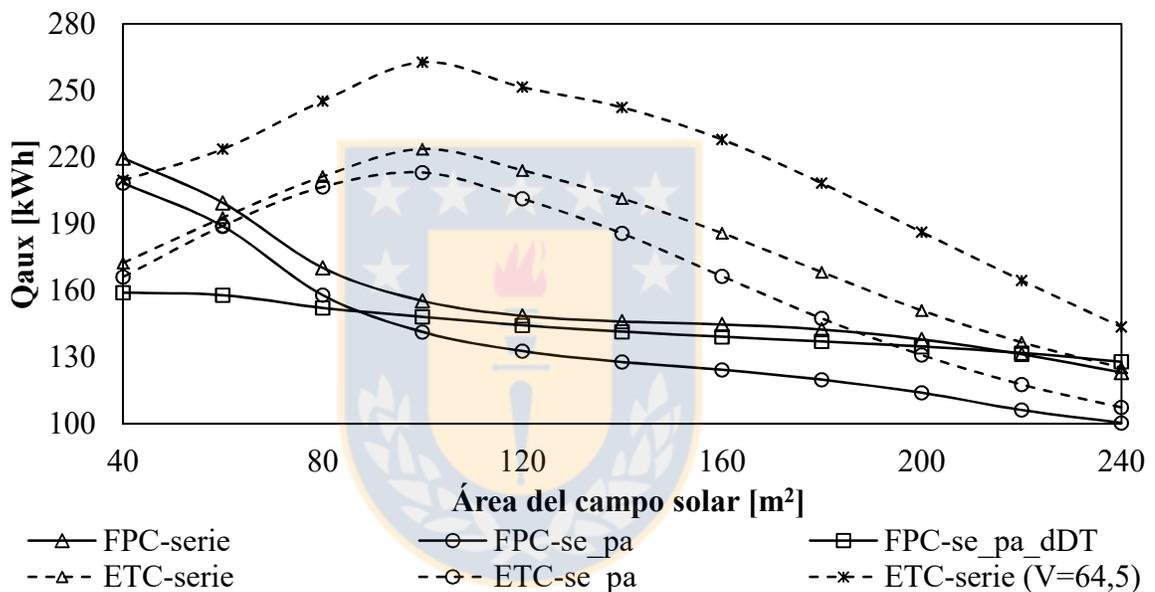


Figura 7.7. Calor auxiliar promedio diario que generó la caldera entre octubre a marzo en los sistemas simulados, a diferentes áreas de colectores solares FPC y ETC, para Chillán.

- Los FPC son más económicos que los ETC como se vio en el Capítulo III, los primeros cuestan alrededor de 350 €/m^2 y los segundos 650 €/m^2 , lo que implica una diferencia de 1,86, es decir un campo solar de 40 m^2 de ETC cuesta lo mismo que un campo solar de $74,3\text{ m}^2$ de FPC. Por otra parte, la fracción solar para un campo de colectores de 40 m^2 de ETC, con conexión serie-paralelo es de 0,37 y la fracción solar para un campo de colectores de FPC con $74,3\text{ m}^2$, con conexión en serie, es 0,42. De este resultado se infiere que es mejor utilizar un campo solar de FPC que de ETC para la conservación de cerezas, si se utiliza agua para acumular calor sensible en el estanque de acumulación.

Al comparar los resultados de la ciudad de Chillán con las ciudades de Antofagasta y Santiago, se observan las mismas tendencias para la fracción solar y el consumo de calor auxiliar promedio de la temporada. En las Figuras 7.8 y 7.9 se graficaron las diferencias encontradas en los resultados de fracción solar obtenida y del calor auxiliar (Q_{AUX}) utilizado durante los meses de la temporada de cosecha, de octubre a noviembre, obtenidas para Antofagasta y Santiago con respecto al Q_{AUX} de la ciudad Chillán. Al comparar los resultados para las ciudades analizadas se concluye que;

- En general se obtiene una mayor fracción solar en Antofagasta que en Chillán, resultado esperable dado la menor latitud en que está emplazada la primera ciudad con respecto la segunda. Santiago y Chillán estrechan sus diferencias entre fracción solar debido a que son ciudades más cercanas geográficamente.

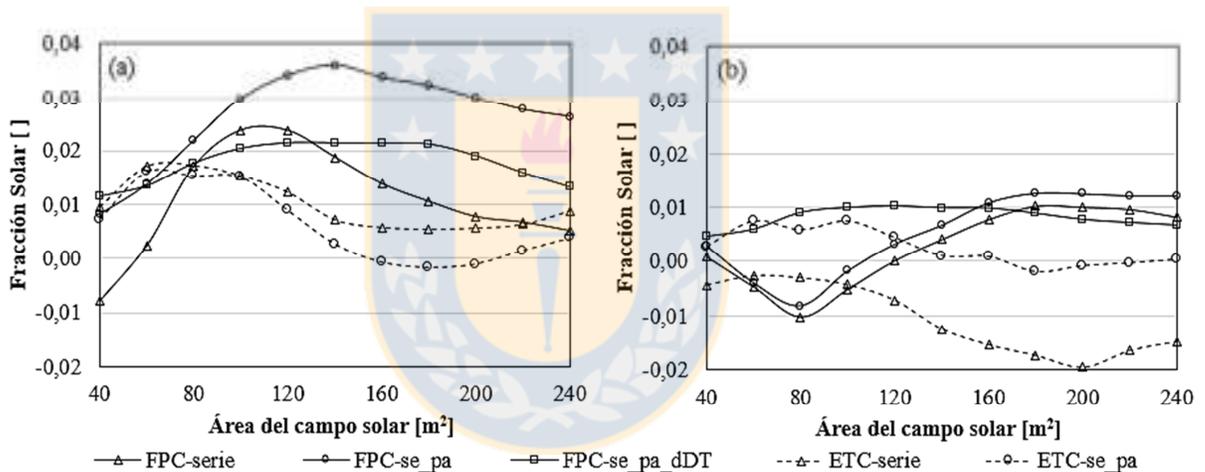


Figura 7.8. Diferencias entre la fracción solar (SF) promedio obtenidas para las ciudades de Antofagasta (a) y Santiago (b) con respecto a la SF de Chillán, en función del área del campo solar de FPC y ETC.

- Antofagasta posee un menor diferencial de temperatura entre la máxima y mínima en comparación a Chillán, lo cual genera menores pérdidas de calor en el tanque de acumulación de calor, lo cual a su vez provoca un mejor uso de la energía solar con mayores fracciones solares, y un menor consumo de LPG, para campos de colectores FPC con un área por sobre los 60 m^2 . Esto se debe a que la radiación en la temporada evaluada es menor en Antofagasta que en Chillán (Figura 7.5), pero a su vez causa que la temperatura del agua de 100°C se obtenga en un menor tiempo que en Chillán para

el campo de colectores ETC, resultando esto en un mayor número de paradas de la bomba del circuito solar, lo que demanda más calor auxiliar.

- Santiago, por ser la ciudad que requiere mayor generación de frío para la conservación de la cereza dulce, entre las tres ciudades evaluadas, debido a sus condiciones ambientales (Capítulo V), hace que se tenga una mayor temperatura de ingreso y de salida del generador en la máquina de absorción, lo cual genera un mayor uso de la caldera auxiliar en comparación a Chillán y Antofagasta. La mayor diferencia entre las conexiones en serie y serie-paralelo para los campos de colectores ETC observadas en Santiago, con respecto a las otras ciudades, se debe a la misma causa, dado que en un sistema en serie no se aprovecha la temperatura de la corriente a la salida del generador, devolviéndose esta al tanque de acumulación, a diferencia de lo que ocurre en el sistema conectado en serie-paralelo, que aprovecha el calor de la corriente de salida del generador cuando tiene una temperatura más elevada que el tanque de acumulación. Este mismo fenómeno provoca que con un área por sobre 120 m², los FPC conectados en serie-paralelo tengan un menor consumo con respecto a la ciudad de Chillán, sumado a la inercia que da un mayor volumen del estanque de acumulación de calor, lo cual genera una menor disminución de la temperatura del agua acumulada.

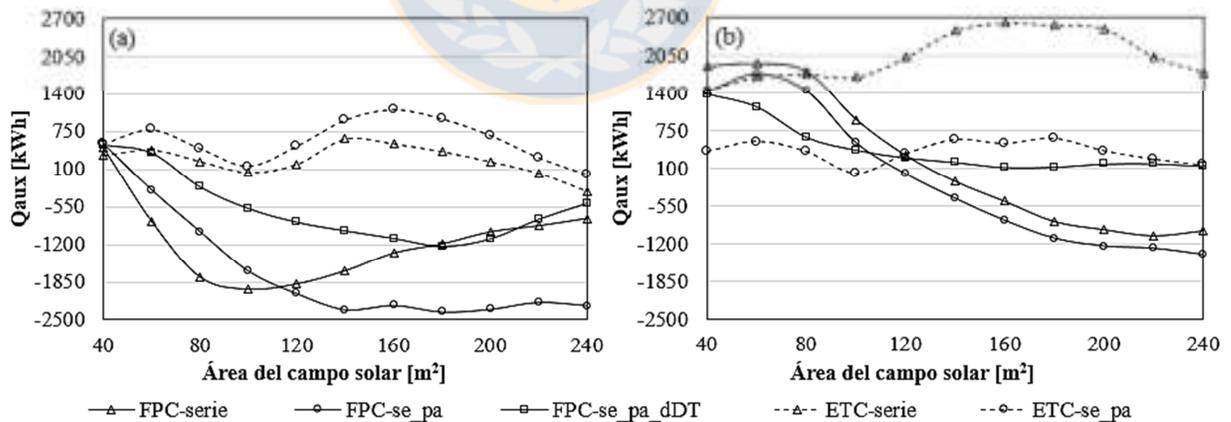


Figura 7.9. Diferencias entre el calor auxiliar (Q_{AUX}) utilizado entre los meses de octubre a marzo, obtenido para las ciudades de Antofagasta (a) y Santiago (b) con respecto al Q_{AUX} de Chillán, en función del área del campo solar de FPC y ETC.

Para disminuir el consumo auxiliar de energía, se podría pre enfriar la fruta, haciendo que está ingrese a una temperatura menor a la ambiental, disminuyendo con ello la diferencia entre la

temperatura de ingreso a la cámara frigorífica y la de régimen, lo cual disminuye la temperatura requerida en el generador para generar frío, pero la mayor cantidad de Q_{AUX} se utiliza durante la noche, el cual se puede disminuir bajando la temperatura de la fruta a una menor temperatura que 2°C , cercana a cero pero sin llegar a congelarla. Esto se lograría apagando la máquina de refrigeración por absorción durante la noche, haciendo que el equipo no funcione y cuando la temperatura alcance los $2,05^{\circ}\text{C}$ éste vuelva a funcionar. Otra forma es cargar un solo día la fruta, y solo 120 bandejas, lo que no haría necesario mantener durante tanto tiempo la cámara a 2°C , pudiendo tener temperaturas en el evaporador más altas, las cuales disminuirán de acuerdo a la velocidad a la que se desea que la fruta baje su temperatura. Además se observa que este sistema tendría una fracción solar superior a los 0,84, con un área de colectores por sobre los 240 m^2 , lo cual hace el proyecto económicamente inviable, haciendo necesario para la refrigeración termo solar, combinar la energía del sol, con la proporcionada por otra fuente de generación de calor, la cual puede provenir de otra fuente de energía renovable como la eólica, combustión de leña para el caso de Chillán, o no renovable como combustibles fósiles.

Dado que para una potencia nominal de 12 kW, se reportan campos solares, para sistemas de aire acondicionado, de hasta unos $68,4\text{ m}^2$, se estima que un campo solar a analizar, en una zona aislada, no debiera superar los 80 m^2 de colectores FPC, con una configuración serie-paralelo al tanque de acumulación de calor y con diferenciales de temperatura bajas en el control del circuito de la bomba solar, lo cual genera una fracción solar de 0,55, con un calor auxiliar requerido para la temporada de octubre a diciembre de 1074,5 kW en Chillán, al ingresar a la cámara frigorífica un total de 349,44 ton de cereza dulce durante los meses contemplados, lo cual se traduce a 3 kW/ton de cereza dulce. Ya que por sobre esta área de colectores, se debe variar el control de la bomba del circuito solar para el sistema serie-paralelo, dado que él funciona a un menor diferencial de temperatura, a pesar de tener una mejor fracción solar se tiene un mayor requerimiento de calor auxiliar.

De la Figura 7.10 se observa que a pesar de que Santiago presentó, en casi todas las áreas evaluadas, el mayor consumo de LPG, en comparación a las otras ciudades evaluadas, el costo asociado al consumo de LPG durante la temporada de cosecha es el más económico de las tres ciudades, lo cual se debe a que el valor de LPG es \$ 63 y \$77 más barato por litro que en Chillán y Antofagasta, respectivamente, haciendo de Antofagasta la ciudad con un mayor costo asociado al consumo de LPG a bajas áreas colectores solares (menos de 100 m^2). Este

alto consumo de LPG se debe a que la máquina de absorción está operando durante las 24 horas del día y aunque en la noche su requerimiento de frío es bajo, necesita temperaturas de operación cercanas a 70°C en el generador (Figura 6.7), por lo que requiere mucho calor auxiliar y por ende un alto consumo de combustible. Una alternativa a esto es dejar de operar el sistema durante unas 14 h, mientras la cámara este cerrada y no ingrese fruta, puesto que el requerimiento frigorífico en estas horas es menor a 1 [kWh] (Figura 5.10), y dejar que la fruta eleve su temperatura por su respiración, o generar hielo por medio de un compresor pequeño e ingresar éste a la cámara a las 22 h, para que no se eleve la temperatura de la fruta. Esto es similar a lo realizado por Döll, el cual género hielo para que la máquina de refrigeración por absorción no opere en las horas de no sol, logrando que su sistema no cuente con un sistema de respaldo de acumulación o generación de calor. Si se modifica la simulación del FPC_se_pa_dDT, para limitar las horas de uso de caldera, se tiene que para 80 m² de campo solar en la ciudad de Chillán, con la caldera operando de 13:00 a 22:00 horas, el costo por LPG utilizado se reduce de \$3.041.813 a \$2.244.148, o lo equivalente a \$8.704,8 a \$6.422,1 pesos/ton de cereza. Si se modifica el volumen del estanque de acumulación a la mitad, el consumo baja a \$2.828.016 o \$8.093 pesos/ton de cereza, por lo cual habría que evaluar un volumen óptimo del estanque de acumulación. A las condiciones actuales de operación, la carga de frío evaluada en esta tesis es alta para la máquina de absorción estudiada de 12 kW nominales, pero que solo genera 6 kW. Esta máquina funcionaría mejor a cargas menores fruta, lo cual reduciría su tiempo de operación a máxima potencia, aprovechando de mejor manera la radiación solar y dependiendo menos de la caldera. A modo de ejemplo, para 80 m² de FPC_se_pa_dDT, en la ciudad de Chillán, con la cámara frigorífica operando a mitad de la carga y enfriando en 6 horas en vez de 8, y con 6 horas de funcionamiento de la caldera se obtiene un costo de LPG de \$798.809 o \$4.571,9 \$/Ton de cereza, con una SF del 0,87. Si se considera que el costo de los colectores es de 28.000 € y que el de la máquina de refrigeración por absorción (chiller) es de 600 €/kW, a tipo de cambio de 756, este es un costo de inversión de \$26.611.200, sin considerar los demás equipos que componen el sistema. Si la inversión se realiza a 7 años con un interés del 7% anual, aumenta el costo a \$17.469,5 \$/ton de cereza, durante esos años. Como se estima que el costo de colectores y el chiller representa el 50 % del costo total de la inversión [32], se tendría un costo por tonelada, en los primeros 7 años por concepto de refrigeración de aproximadamente 39.510,9 \$/ton de cereza, si se tuviera cereza todos los días durante el tiempo evaluado en la cámara frigorífica. Como la cereza dulce no se

cosecha toda la temporada, el resto de tiempo se puede cargar otra fruta dentro de las vistas en el capítulo V. Sin embargo, la capacidad frigorífica requerida para 240 bandejas de cereza dulce, era la segunda más baja respecto a las otras frutas, por ello este monto estimado debería aumentar para las otras frutas, en cuanto aumente, dependerá de la fruta que se conserve en la cámara.

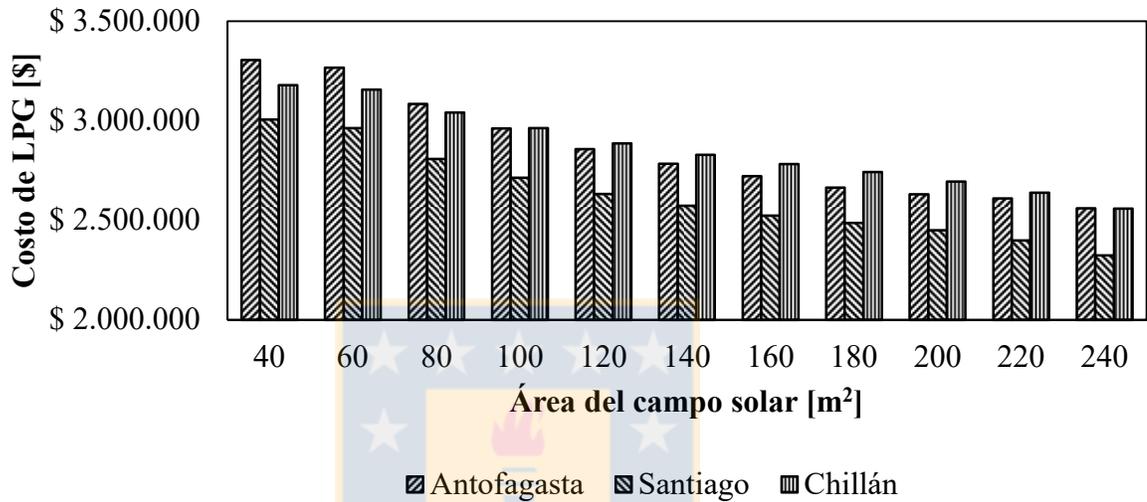


Figura 7.10. Comparación del costo del consumo de LPG entre las tres ciudades evaluadas, a diferentes áreas de campo solar del sistema simulado FPC_se_pa_dDT.

7.4. CONCLUSIONES.

Es mejor utilizar colectores FPC que ETC para los sistemas simulados, tanto por su valor comercial, como por los resultados encontrados. Esto se debe a la acumulación de calor sensible (agua) en el estanque de acumulación de calor a presión ambiental, lo que no permite más de 100°C de temperatura.

Existen diferencias entre las 3 ciudades evaluadas, las cuales se debieron a su latitud, condiciones climáticas particulares de cada una y los diferentes requerimientos de frío para la conservación de cereza que estas presentan. Por lo cual, si se desea analizar otra ciudad de Chile que esté situada entre las latitudes estudiadas, no se puede extrapolar, por lo que se recomienda realizar un nuevo estudio en este caso.

La conexión serie-paralelo del equipo de calor auxiliar da mejores fracciones solares y menores requerimientos de calor auxiliar que el sistema en serie, por lo cual es la configuración que se debiera usar, si se debe considerar el manejo de los controles y el volumen del tanque de acumulación para obtener una optimización del sistema.

La relación entre el área de colectores solares y el volumen del estanque de acumulación es importante en el dimensionado del sistema, por ello, si se desea reducir el costo de generación de frío, se debe optimizar esta relación para determinar el área de colectores a utilizar.

Un sistema de refrigeración por absorción puede ser usado para la mantención de fruta, pero esto conlleva un aumento del costo de producto final, dada la inversión del sistema de generación de frío y el costo en combustible para que este entregue frío durante las 24 horas, costos que disminuirían si se hace un pre frío a la fruta, logrando con ello que el equipo no funcione en las horas de no sol. Esto hace interesante el uso de esta tecnología para producir frío, como apoyo a las altas demandas en verano, lo cual hace comprender que su mayor uso sea para aire acondicionado y no en conservación de alimentos. Pudiendo ser usado en alimentos de bajo calor de respiración, que permitan dejar de usar la máquina de absorción en las horas de no sol, una vez alcanzada una temperatura menor a la de régimen, pero sin llegar a temperaturas de congelamiento.

El uso de una herramienta de simulación, permite evaluar varios escenarios de trabajo de un sistema de refrigeración termo solar por absorción, para la conservación de cerezas u otras frutas. Esto permite realizar un estudio preliminar de factibilidad antes de instalar una planta de refrigeración.

7.5. REFERENCIAS.

- [1] P. Axaopoulos, D. van Hattem, (1983). Simulation of a combined solar heating and cooling system for a middle size building in Greece. *Passive and Low Energy Architecture. Proceedings of the Second International PLEA Conference, Crete, Greece, 649–657.*
- [2] G. A. Florides, S. A. Kalogirou, S. A. Tassou, L. C. Wrobel, (2002). Modelling, simulation and warming impact assessment of a domestic-size absorption solar cooling system. *Appl. Thermal Engineering 22, 1313–1325.*

- [3] T. Mateus, A. C. Oliveira, 2009. Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates. *Appl. Energy* 86, 949–957.
- [4] M. Balghouthi, M. Hachemi C., A. Guizani, (2005). Solar Powered air conditioning as a solution to reduce environmental pollution in Tunisia. *Desalination* 185, 105–110.
- [5] M. Balghouthi, M.H. Chahbani, A. Guizani, (2008). Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia Original Research Article. *Building and Environment*, Volume 43, Issue 9, Pages 1459-1470.
- [6] G. E. Pando M., D. Saucedo C., N. Velazquez L., A. Luna L., C. Moreno H., 2014. Simulation and Comparative Study of a Hybrid Cooling Solar – Gas with Heat Storage. *Energy Procedia* 57, 2646 – 2655
- [7] N. Molero-Villar, J. M. Cejudo-Lopez, F. Dominguez-Munoz, A. Carrillo-Andres, 2012. A comparison of solar absorption system configurations. *Solar Energy* 86, 242–252.
- [8] Abdul Ghafoor, Anjum Munir, (2015). Worldwide overview of solar thermal cooling technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volume 43, Pages 763–774.
- [9] Sergio Pintaldi, Cristian Perfumo, Subbu Sethuvenkatraman, Stephen White, Gary Rosengarten, (2015). A review of thermal energy storage technologies and control approaches for solar cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 41, 975–995.
- [10] MEDISCO, 2008. Report on food and agro industries characterization in Tunisia, Morocco and Egypt. (<http://www.medisco.org/> (2/02/2015)).
- [11] Carl Erickson, (2009). Rural milk preservation with the ISAAC solar icemaker. *Energy for Sustainable Development*, Volume 13, Issue 4, Pages 287–291.
- [12] R. Best B., J. M. Aceves H., J. M. Islas S., F. L. Manzini P., I. Pilatowsky F., R. Scoccia, M. Motta, (2013). Solar cooling in the food industry in Mexico: A case study. *Applied Thermal Engineering* 50, 1447 - 1452.
- [13] S. Vasta, A. Frazzica, A. Frent, L. Venezia, A. Buscemi, F. Paredes, F. M. Montagnino, (2013). A concentrating- Based Solar cooling system for agri-food Industry. *5th International Conference Solar Air-Conditioning*. 116-121.

- [14] J. Döll, H. Bentaher, A. Morgenstern, (2014). First results of a pilot installation of a solar thermally driven cold store. *Int. J. Refrigeration* 39, 77 - 85.
- [15] Cesar A. Isaza, Isaac Pilatowsky, Rosemberg J. Romero, Farid B. Cortés, (2010). Análisis termodinámico de un sistema de refrigeración solar por absorción usando soluciones de monometilamina - agua para la conservación de alimentos. *Rev. Bio. Agro* vol.8 no.1.
- [16] I. Pilatowskya, W. Riveraa, J.R. Romero, (2004). Performance evaluation of a monomethylamine–water solar absorption refrigeration system for milk cooling purposes. *Applied Thermal Engineering* Volume 24, Issue 7, Pages 1103–1115.
- [17] J. C. Gómez, C. Marquez, (2014). Innovador proyecto para la producción sustentable del vino. Facultad de Ingeniería, Pontificia Universidad Católica de Chile. <http://www.ing.uc.cl/innovador-proyecto-para-la-produccion-sustentable-del-vino/> (Visto 30/03/2016).
- [18] Vaillant. Catálogo general solar 2009. AuroTHERM exclusive, Captadores solares de vacío. 28-29. Home, Profesional, Productos, Solar, Soluciones a Medida, Captadores de tubo de vacío, auroTHERM exclusive VTK 1140/2 (<http://www.vaillant.es/> (11-11-2014)).
- [19] Buderus, Grupo Bosch. Catalogo tarifa general 2013. Tarifa Energías Renovables. (<http://www.buderus.es/> (11-11-2014)).
- [20] TRNSYS 17, (2010). A transient simulation program. Version 17. University of Wisconsin, Madison: Solar Energy Laboratory. Volume 4, Mathematical Reference.
- [21] ASHRAE, (2003) - Standard 93-2003: Methods of testing to determine the performance of solar collectors, ASHRAE, Atlanta.
- [22] Duffie J.A. and Beckman W.A., (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes – Second Edition*, Wiley-Interscience, New York.
- [23] C. Sepulveda, G. Merino, F. Pino and J. Canumir, (2014). Evaluation of a PV solar refrigeration system for cherry fruits in Chillan (Chile). V Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío. 789-798, CYTEF.
- [24] H. Russo, G. Rodríguez, H. Behm, H. Pavez, J. Mac Donald, M. Testa, (2008). *Arquitectura y construcción- Zonificación climático habitacional para Chile y recomendaciones para el diseño arquitectónico*. NCh1079. Of77.

- [25] W. Bustamante G., Y. Rozas U., R. Cepeda O., F. Encinas P., P. Martínez T., (2009). Guía de diseño para la eficiencia energética en la vivienda social. Monografías y Ensayos. II tecnología de la Construcción. Comisión Nacional de Energía, Gobierno de Chile.
- [26] Dirección meteorológica de Chile. Climatología Regional. Departamento de climatología y meteorología 2001.
- [27] U.S. Department of Energy. Energy Efficiency & Renewable Energy. EnergyPlus Energy Simulation Software. (<http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/> (10-06-2014)).
- [28] C. Sepúlveda, G. Merino, F. J. Pino, J. A. Canumir, (2014). Comparison of methodologies for TMY generation using 15 years data for Chillan, Chile. IOSR Journal of Engineering (IOSRJEN). ISSN (e): 2250-3021, ISSN (p): 2278-8719. 04, (09), 24-34.
- [29] Laurencas Raslavičius, Artūras Keršys, Saulius Mockus, Neringa Keršienė, Martynas Starevičius, (2014). Liquefied petroleum gas (LPG) as a medium-term option in the transition to sustainable fuel sand transport. Renewable and Sustainable Energy Reviews 32, 513–525. [13] J. Labus, (2011). Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat. Universitat Rovira I Virgili. Dipòsit Legal: T.1716-2011, pp. (5-1)-(5-36), y (D-1)-(D-7).
- [30] Listado de precios Gas Granel residencial. Tarifas para Gas Licuado clientes empresa Lipigas S.A. Noviembre 2015. <https://www.lipigas.cl/hogar/productos/granel> (visto 15-11-2015).
- [31] Comisión Nacional de Energía, Gobierno de Chile. Precio Mensual Regional GLP. Inicio/Estadísticas/Energía Hidrocarburos/ Hidrocarburos. Precios 2014.
- [32] J. Labus, (2011). Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat. Universitat Rovira I Virgili. Dipòsit Legal: T.1716-2011, pp. (2-37)-(2-40).

CAPÍTULO VIII. DISCUSIÓN DE RESULTADOS E INVESTIGACIONES FUTURAS

Para desarrollar la tesis doctoral titulada: “Simulación dinámica de un sistema de refrigeración termo solar por absorción para conservación de frutas”, se debió abordar una serie de temáticas que permitieran dar respuesta a la hipótesis planteada; “Es factible, mediante la simulación de un sistema de refrigeración termo solar por absorción, con par de trabajo absorbente-refrigerante ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$), evaluar la capacidad frigorífica y fracciones solares que entrega el sistema, para la conservación de frutas en su etapa de post cosecha en Chile”.

Entre los temas que se debió abordar durante esta investigación destacan; (a) El estado del arte de las diferentes tecnologías utilizadas para la refrigeración solar; (b) La evaluación de los equipos, conexiones y parámetros requeridos en el dimensionado de un sistema de refrigeración termo solar por absorción; (c) El desarrollo de un año meteorológico típico para la ciudad de Chillán, a partir de 15 años de datos meteorológicos, que permita dimensionar sistemas termo solares; (d) Obtención de las necesidades y pérdidas de frío requeridas por diferentes frutas en una cámara frigorífica de $27,5 \text{ m}^3$, por medio de una simulación en TRNSYS; (e) El desarrollo de correlaciones matemáticas a partir de datos experimentales, que permitan la incorporación de la máquina de refrigeración por absorción a la simulación del sistema; (f) Desarrollo de simulaciones dinámicas de sistemas de refrigeración termo solar por absorción, que permitan evaluar el uso de diferentes colectores solares, conexiones de equipos, tamaño de campo solar, uso de calor auxiliar y costos de operación.

Las tecnologías utilizadas para la generación de frío por medio del sol se dividen en sistemas térmicos o eléctricos, dependiendo si la energía del sol se transforma en calor o electricidad, por medio de colectores solares (placa plana (FPC), tubo de vacío (ETC), concentradores parabólicos) o paneles fotovoltaicos (PV). Entre los sistema térmicos de refrigeración solar que pueden ser utilizados en la conservación de fruta, está la máquina de absorción con par de trabajo $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, ya que ésta alcanza temperaturas cercanas e inferiores a cero grados Celsius. Posteriormente, se estudió cuáles son los componentes requeridos por un sistema de refrigeración solar por absorción y la conexión entre ellos. Este tipo de sistema, cuenta con un circuito de agua caliente conectado al generador, compuesto por; colectores solares FPC o

ETC, un tanque de acumulación (*ST*) de calor sensible y un equipo de calor auxiliar para cuando no haya energía solar o ésta sea insuficiente. Tal equipo cual puede ir integrado al *ST* o conectado en paralelo, serie o serie-paralelo al *ST* (Figuras 3.2 a 3.5). En las simulaciones se utilizaron las dos últimas. Un circuito de refrigeración cuenta con una torre de refrigeración, o también puede generarse frío por medio de agua proveniente de canales, pozos, piscinas u otras fuentes de temperatura media (20 a 30 °C), que estén disponibles en el lugar de emplazamiento del sistema.

Como casos de estudio se escogieron tres ciudades chilenas; Antofagasta, Santiago y Chillán, con diferentes latitudes y condiciones climáticas, cuyos niveles de radiación solar las hacen interesantes para instalar un sistema solar. Sin embargo, la ciudad de Chillán no contaba con la publicación de un año meteorológico típico (*TMY*), que permitiera diseñar un sistema termo solar, a diferencia de Antofagasta y Santiago, por lo cual se procedió a generar un *TMY* para Chillán, a partir de la data meteorológica de 15 años con que cuenta la Facultad de Ingeniería Agrícola de la Universidad de Concepción. Para la generación de tal *TMY* se utilizó la metodología de Sandía, mediante el uso de los factores de peso (w) publicados por cinco diferentes autores para la data meteorológica a utilizar, empleándose humedad relativa o temperatura de rocío (Tabla 4.1). Para seleccionar el *TMY* para Chillán, se compararon las fracciones solares (*SFs*) obtenidas a partir de los 10 *TMYs*, con las *SFs* obtenidas a partir de los 15 años de datos meteorológicos. Las *SFs* se obtuvieron de la simulación en TRNSYS, de un sistema de agua caliente sanitaria (*ACS*), en la simulación, se varió el área del campo solar, la temperatura del *ACS* requerida y el volumen del tanque de acumulación de calor. Al comparar estos resultados se escogió el *TMY* más representativo para el desarrollo de un sistema termo solar, seleccionándose los factores de peso dados por ASHRAE utilizando temperatura de rocío (Tabla 4.5). Aunque, para cada mes, la desviación encontrada para la *SF* obtenida es de unos 0,4, lo cual se considera alta, el *TMY* escogido se encuentra en la media de estos valores (Figuras 4.9 y 4.10). Estas variaciones se pueden deber al fenómeno del Niño y la Niña que hace pasar de años secos a años lluviosos, afectando así la radiación solar disponible de cada mes.

Dado que se desea conservar fruta en su temporada de post cosecha, la cual se extiende entre octubre a marzo, se requirió determinar el requerimiento de refrigeración de algunas de las frutas de mayor interés comercial del país, tales como; arándanos, cereza, frambuesa, frutilla, y mora. Esto se realizó por medio de una simulación en TRNSYS, en donde se cuantificaron

las pérdidas y necesidades de frío que tendrían las diferentes frutas en una cámara frigorífica (CS) de 27,5 m³, en las 3 ciudades consideradas, bajo diferentes condiciones de operación, tales como; volumen de fruta, tipo de fruta, temperatura de conservación, horas de enfriamiento, días de carga y ciudad evaluada (Figuras 5.6 a 5.11). Los resultados, al variar el tipo de fruta muestran que el requerimiento de refrigeración en la CS, para un mismo volumen difiere según la fruta, debido a que los valores de calor de respiración y el calor específico dependen de cada fruta. A modo de ejemplo, 205 bandejas de mora requieren la misma cantidad de frío que 240 bandejas de 16 kg de cereza dulce a 2°C (Tabla 5.8). Cada variación en las condiciones de operación de la cámara frigorífica provocó diferencias en los requerimientos de frío, por lo cual el definir el modo de operación de la cámara frigorífica es indispensable antes de escoger la máquina de absorción, en caso contrario, ésta puede quedar sub o sobre dimensionada. El requerimiento de frío punta de la fruta es el que debe ser cubierto por el equipo de refrigeración, el cual es inversamente proporcional al número de horas que la fruta tarda en llegar a la temperatura de régimen, es decir a menor tiempo, mayor es el gasto energético y por ende se requiere un máquina frigorífica de mayor potencia nominal. Santiago es la ciudad que presentó los mayores requerimientos de frío de las tres ciudades analizadas, pero al tener el menor costo de LPG, posee el menor gasto de operación. Por su parte, Chillán es la que tiene el menor requerimiento de frío de la temporada, dadas las condiciones meteorológicas de las ciudades evaluadas.

La integración de una máquina de refrigeración por absorción a la simulación dinámica se realizó a partir datos experimentales proporcionados por el Laboratorio CREVER de la Universitat Rovira i Virgili. Los cuales corresponden a una máquina de refrigeración por absorción de simple efecto de NH₃ - H₂O, de 12 kW de potencia nominal. Estos datos permitieron caracterizar la máquina mediante correlaciones matemáticas; Regresión Lineal Multivariable ($\Delta\Delta t'$) y Regresión Polinómica Multivariable (*MPR*), a las cuales se les varió las temperatura utilizadas en su cálculo, con el objetivo de encontrar el mejor ajuste a los datos experimentales. La evaluación de las correlaciones matemáticas se realizó con la herramienta estadística del error cuadrático medio (*RMSE*), siendo los valores más bajos obtenidos 0,48 para la \dot{Q}_{eva} y 0,04 para el *COP* (Figura 6.3).

Una vez obtenidas estas curvas y escogida la *MPR* modificada (*MPR2*), como la más representativa de los datos experimentales (Tabla 6.3), se comparó la potencia frigorífica real

que entrega la máquina de absorción, con las necesidades que la fruta requiere (Figura 5.10), definiendo así las temperaturas de trabajo del sistema de absorción que permitieran conservar la fruta a 2°C, sin requerir en el generador temperaturas mayores a 100°C y considerando temperaturas de -2°C a la salida del evaporador, 25°C a la entrada del absorbedor. La temperatura de ingreso al generador se caracterizó con la curva (6.61), que se desarrolló a partir de los datos experimentales y la *MPR2*. La curva de temperaturas al ingreso del generador entrega el valor requerido, a partir de la necesidad de frío que tiene la fruta evaluada, más un 5% más considerando pérdidas. Se optó por 25°C en el absorbedor porque no requería de elevadas temperaturas en el generador para obtener -2°C a la salida del evaporador (Figura 6.7).

Definida la máxima potencia frigorífica que este equipo es capaz de entregar bajo dichas condiciones, se definió las horas de enfriamiento en que la máquina es capaz de llevar la temperatura de la fruta a régimen, considerando 240 bandejas de cereza dulce ingresadas en dos días, para una temperatura de régimen de la cámara frigorífica de 2°C, con un tiempo de enfriamiento de 8 horas.

Finalmente, se procedió a realizar cuatro simulaciones dinámicas del sistema de refrigeración en TRNSYS, las cuales variaron en el tipo de colector utilizado; FPC o ETC y en la conexión del equipo generador del calor auxiliar al tanque de acumulación, las cuales fueron en serie o serie-paralelo. La simulación requirió de; (a) los *TMY* correspondientes a cada ciudad considerada en el estudio, (b) las curvas y ecuaciones que caracterizan a la máquina de absorción, (c) la incorporación de todos los componentes del sistema de refrigeración termo solar por absorción requeridos (campo de colectores solares, tanque de acumulación de calor, equipo de calor auxiliar y una torre de refrigeración); (d) la incorporación a la simulación desarrollada en TRNSYS de la cámara frigorífica. Realizada la simulación se procedió a evaluar la fracción solar del sistema y el calor auxiliar utilizado, en función del área de campo solar utilizada, la cual se varió de 40 a 240 m², realizando esto para cada ciudad. Como resultado se obtuvo que la conexión serie-paralelo del equipo de calor auxiliar al tanque de acumulación, operando con colectores FPC, presenta las más altas fracciones solares, superando incluso a los alcanzados por los ETC. Esto, a las condiciones de operación del circuito solar, el que opera a temperaturas menores a 100° C (Figura 7.6). Las fracciones solares obtenidas para cada ciudad difieren entre sí; Santiago obtuvo los valores más bajos de fracción solar de la temporada de cosecha (Figura 7.8), debido a que posee el mayor

requerimiento frigorífico de la temporada, dadas sus condiciones climáticas de temperaturas y niveles de radiación solar (Figura 7.5). Dado lo anterior posee el mayor consumo de LPG, sin embargo tiene el menor gasto en pesos chilenos correspondiente por concepto de consumo de LPG. Esto se debe a que Santiago es la ciudad en donde este combustible es más económico (Figura 7.10). Una mayor fracción solar implica una mayor área de campo solar, y entre más grande es el campo solar, más elevado es el costo de inversión inicial. Por otra parte, el gasto de operación lo determina el consumo de gas que se requiere para hacer funcionar la máquina de absorción durante 24 horas. Para conservar a 2°C 240 bandejas de cereza dulce ingresadas en 2 días, la máquina de refrigeración por absorción escogida, operando a temperaturas cercanas a 100°C en el generador, obtiene el frío requerido para enfriar la fruta en 8 horas, pero si se disminuye la carga de fruta y con ello el frío requerido, disminuye el número de colectores solares necesarios para una alta SF y el consumo de LPG, por lo cual, para un estudio de factibilidad económica del sistema, se deben buscar otras condiciones de operación del sistema de refrigeración por absorción que disminuyan el número de colectores o trabajar a más altas temperaturas en el generador, como lo que realizó Döll acumulando frío para ocuparlo en las horas de no sol. Para una mejor evaluación económica, se puede variar el volumen del tanque de refrigeración, cambiar la temperatura de régimen de la cámara frigorífica, la cantidad de horas de enfriamiento, la cantidad de fruta, y disminuir el tiempo de uso de la caldera, mediante nuevas formas de operar el sistema de generación de frío.

8.1. CONCLUSIONES MÁS RELEVANTES

El analizar las diferentes configuraciones posibles de un sistema de refrigeración termo solar por absorción, se debe realizar antes de hacer la simulación del sistema, ya que esto permite escoger todos los equipos que deben estar presentes, así como la forma en que estos irán conectados entre sí. Lo que dependerá de la temperatura de trabajo establecida en el generador de la máquina de refrigeración por absorción, que permita obtener la temperatura requerida en el evaporador necesaria para la conservación de la fruta.

Dado que cada metodología de cálculo utilizada para obtener un TMY posee diferentes factores de peso (w) y utiliza temperatura de rocío o humedad relativa entre las variables meteorológicas, se generaron diferentes $TMYs$. Por ello, utilizar una simulación de un sistema

de agua caliente sanitaria (*ACS*), al cual se le calculó la fracción solar (*SF*) generada a distintas condiciones de operación, resulta ser un buen método para seleccionar un *TMY* que mejor se ajuste a la data meteorológica registrada para Chillán.

Los requerimientos de frío varían bastante según el tipo de fruta, la ciudad en que ésta se preserve y las condiciones de operación de la cámara frigorífica (temperatura de régimen de la cámara, tiempo de enfriamiento, número de bandejas de fruta que se ingresen, entre otras). Por ello, para escoger una máquina de refrigeración idónea al sistema, se debe tener claro, cuál será el requerimiento frigorífico punta alcanzado por la fruta, lo que lleva a definir a priori las condiciones de manejo de esta, ya que se ha visto que este manejo está muy relacionado a los requerimientos de frío de la cámara (Capítulo V).

El uso de datos experimentales para caracterizar una máquina de absorción por medio de correlaciones matemáticas, resulta ser menos complejo matemáticamente que realizar la caracterización con un modelo termodinámico de ésta. Lo cual, permite generar una serie de curvas que entregan el comportamiento del equipo bajo diferentes condiciones de operación, las que son de fácil implementación en una simulación.

La conexión serie-paralelo del equipo de calor auxiliar, utilizando colectores FPC en el circuito solar, genera mejores fracciones solares y menores requerimientos de calor auxiliar que el sistema en serie o con colectores ETC, por lo cual ésta es la configuración que se debiera usar, considerando el manejo de los controles para obtener una optimización del sistema. Los colectores solares FPC poseen un valor comercial más bajo que los colectores ETC, para los sistemas simulados, y mejores resultados de *SF*, al comparar la misma área de paneles instalados.

Un sistema de refrigeración por absorción puede ser usado para la conservación de fruta, pero implica un alto consumo de *LPG* para que éste entregue frío durante las 24 horas, lo cual se traduce en un costo extra por tonelada de fruta. Dado lo anterior, estos equipos de refrigeración por absorción son más convenientes de utilizar como apoyo a las altas demandas de frío en verano, lo cual hace comprender que su mayor uso en la actualidad sea para aire acondicionado y no en conservación de alimentos. Sin embargo éstos pueden ser usados para la preservación de alimentos de bajo calor de respiración.

El uso de una herramienta de simulación permite evaluar varios escenarios de trabajo de un sistema de refrigeración termo solar por absorción, para la conservación de cerezas u otras

frutas, de manera de realizar un estudio preliminar de factibilidad antes de instalar una planta de refrigeración para estos fines.

8.2. FUTURAS INVESTIGACIONES.

Existen varias investigaciones que se debieran desarrollar a partir de la información desarrollada a lo largo de la tesis.

- Generación de TMYs para otras ciudades de Chile, que cuenten con la data meteorológica requerida.
- Evaluar qué tamaño del estanque de acumulación sería más óptimo para el sistema serie-paralelo, de manera tal que minimice el consumo de calor auxiliar.
- Utilizar colectores solares concentradores parabólicos (CTC), para evaluar la fracción solar que estos entregan a diferentes áreas del campo de colectores solares.
- Evaluar la máquina de absorción a mayores temperaturas en el generador y tener una mayor base de datos para caracterizarla. Así como evaluar otros equipos de absorción de mayor capacidad frigorífica.
- Evaluar mejoras en los controles utilizados en las diferentes bombas, ya sea del circuito solar o del circuito al generador, que permitan disminuir la utilización de calor auxiliar en el sistema.
- Analizar la incorporación de un generador eólico que entregue calor al tanque de acumulación por medio de una resistencia eléctrica.
- Evaluar la generación de hielo por medio de un sistema fotovoltaico, el cual se agregue a la cámara después de que esta alcance la temperatura de régimen, permitiendo que el sistema de absorción se detenga durante las horas de baja radiación, y continúe su operación cuando haya suficiente energía solar. El hielo mantendría la fruta lo más cercana a la temperatura de régimen mientras la máquina de absorción no esté en operación.
- Comparar los costos de generación de frío del sistema de absorción, con el fotovoltaico y el precio de instalación de red en un sistema aislado. Lo cual permitiría saber a cuantos kilómetros un sistema de este tipo es rentable. Esto debido a la baja en los precios y aumento en eficiencia de los PV.

- Evaluar el uso de leña certificada para la ciudad de Chillán, u otras localidades que dispongan de biomasa, para el funcionamiento de la máquina de absorción. Cabe hacer notar, que la generación de frío sería en verano, por lo cual no se contribuye al problema de contaminación que se produce en invierno en Chillán por la mala calidad del aire producto de la combustión de leña.
- Evaluar en que industrias agrícolas se generan temperaturas por sobre los 70°C y requieren producir frío, de manera tal que el equipo de absorción funcione con la energía producida por la misma industria.
- Estimar cuantas horas es posible mantener la cereza dulce u otra fruta bajo los 2°C, si ésta se enfría a 0°C mientras el equipo de absorción estuvo en funcionamiento.
- Obtener un costo más detallado del uso de estas tecnologías y evaluar si se compensa su uso, al comparar su costo, con el costo asociado a la pérdida de fruta que se genera al no tener un sistema de generación de frío en la zona de cosecha.

