UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA

Repositorio Digital USM **https://repositorio.usm.cl**

Tesis USM TESIS de Pregrado de acceso ABIERTO

2016

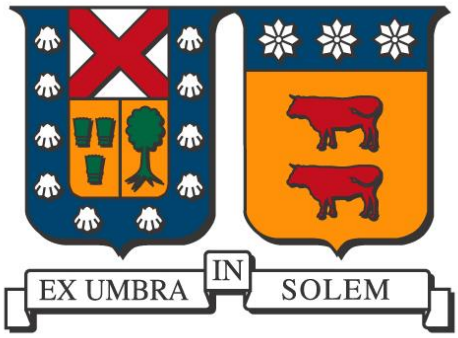
DESARROLLO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR AGUA-AIRE DE APOYO A OPERACIÓN NOCTURNA DE DESHIDRATADORES SOLARES

PACHECO FUENTES, CRISTIAN ALBERTO

http://hdl.handle.net/11673/23327

Repositorio Digital USM, UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO-CHILE



"DESARROLLO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR AGUA-AIRE DE APOYO A OPERACIÓN NOCTURNA DE DESHIDRATADORES SOLARES"

Cristian Alberto Pacheco Fuentes

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA : Mg.-Ing. Jaime Espinoza S.
PROFESOR CO-REFERENTE: Dr.-Ing. Rodrigo Barraza V.

Noviembre 2016.

“Dar este gran paso en mi vida no sólo es fruto de la perseverancia, sino que también del apoyo de mi familia, polola y amigos, que en momentos difíciles me ayudaron a pensar positivo. Quiero agradecer de forma especial a mi Viejo que a punta de sacrificio me dio la oportunidad de realizar mis estudios fuera de la región. Agradecer a mi Vieja por incentivarme cada día y a pesar de estar a cuatro horas nunca dejó de preocuparse, a la Jani por siempre recordarme que puedo, a mi Chini por siempre estar ahí, a cada profesor y funcionario que me entregó las herramientas necesarias para llegar a esta instancia, en especial a mis profesores guías, a mis amigos por el gran apoyo y buenos momentos vividos que ayudaron a desconectarme de los estudios pasándolo excelente, Gracias Totales”

Resumen

El principal objetivo es contar con un equipo de intercambio de calor que aporte energía al aire en un proceso de deshidratación en horarios de baja radiación, reemplazando la utilización de gas, teniendo como opciones la energía eléctrica, combustión de biomasa y la instalación de un intercambiador de aire-agua caliente solar.

La deshidratación de este caso es a partir de un flujo de aire forzado, que es calentado gracias a la radiación solar mediante un techo solar activo, tecnología incorporada por el Centro de Innovación Energética.

Toda opción de reemplazo debe cumplir con el mismo aporte energético y con ello el mismo caudal volumétrico de aire, que en este caso se va variando desde los 3.500 [m^3/h] hasta los 17.700 [m^3/h], para una carga máxima de 5000 [kg] diarias de material, respectivamente.

El escenario establecido es el secado de nueces que se realiza en los meses de marzo y abril, por turnos de ocho horas diarias, a partir de un techo solar activo de 250 [m^2] de superficie.

Luego de realizar el respectivo estudio en el diseño y cálculo de costos en cada opción, se determina que la utilización de un intercambiador de calor agua-aire es el escenario más rentable, según indicadores económicos, teniendo que realizar una inversión de 21 millones de pesos y que cuenta con el menor tiempo de devolución de la inversión.

En general la rentabilidad del reemplazo de gas aumenta junto con el tiempo de operación de secado, ya que al procesar material una mayor cantidad de meses al año, existe mayor ahorro de gas, mayores ingresos de producción e implica la misma inversión en otras opciones.

Abstract

The principal aim is to rely on an equipment of heat exchange that it should contribute energy to the air in a process of dehydration in schedules of low radiation, replacing the gas utilization, taking as options the electric power, combustion of biomass and the installation of an interchange of warm solar air - water.

The dehydration of this case is from a forced air flow, which is warmed thanks to the solar radiation by means of a solar active ceiling, technology incorporated by the Center of Energetic Innovation.

Any option of replacement must expire with the same energetic contribution and with it the same volumetric flow of air, which in this case is changed from the 3.500 [m3/h] up to the 17.700 [m3/h], for a maximum load of 5000 [kg] daily of material, respectively.

The established scene is the dried one of nuts that is realized in March and April, for shifts of eight daily hours, from a solar active ceiling of 250 [m2] of surface. After realizing the respective study in the design and calculation of costs in every option, one determines that the utilization of a heat interchanger is the most profitable scene, per economic indicators, and that possesses the minor time of return of the investment.

In general, the profitability of the gas replacement increases together with the time of operation of dried, since when material processes a major quantity from months to the year, it exists major saving of gas, major income of production and involves the same investment in other options.

Nomenclatura

$h_{1\,rel}$: Coeficiente de convección relativo superficie externa.
h_{as}: Entalpía aire seco.
h_c: Coeficiente de convección superficie externa.
$h_{i,f}$: Entalpía entrada, salida.
h_v: Entalpia vapor de agua.
Ψ_A: Coeficiente de aletado.
A'_{int}: Área interior del tubo a partir de datos supuestos.
A_A: Área de aletas.
A_T: Área de la zona sin aletas.
A_{int}: Área interior del tubo.
A_{sost}: Área que sostiene las aletas.
$C_{mín}$: Producto entre el calor específico y el flujo másico mínimo entre ambos fluidos
C_q: Coeficiente de forma.
C_{tem}: Factor corrección diferencia de temperatura.
D_f: Flujo másico agua.
H_{est}: Altura estática.
L_{Al}: Largo total de tubo aletado
L_T: Largo de tubo sin aletas.
M_{db}: Humedad base seca.
$M_{o\,wb}$: Humedad inicial en base húmeda.
$M_{t\,db}$: Humedad en el tiempo t, base seca.
$M_{t\,wb}$: Humedad en el tiempo t, base húmeda.
M_{wb}: Humedad en base húmeda.
$N_{díames_i}$: Días del mes i.
O_{SST}: Orientación sistema solar térmico.
P_{as}: Presión aire seco.
PCI: Poder calorífico inferior.
Pr_f: Número de Prandtl agua.
Pr_g: Número de Prandtl aire.
P_t: Presión total, suma entre presión de vapor y aire seco.
P_v: Presión de vapor.
$R_{Gd_inc_i}$: Radiación solar global media diaria.
R_{Gm_i}: Radiación media mensual.
R_{aire}: Constante del gas ideal, aire.
R_c: Resistencia térmica debido a la unión de metales.
Re_f: Número de Reynolds del agua.
R_g: Radiación global.
R_{vapor}: Constante del gas ideal, vapor.

S'_2: Distancia diagonal entre tubos.
S_1: Distancia entre tubos de la misma fila.
S_2: distancia entre tubos de la misma columna.
S_A: Paso de aleta.
T'_w: Temperatura superficie tubo a partir de datos supuestos.
T_A: Temperatura de aleta.
T_w: Temperatura de la superficie del tubo.
W_a: Cantidad e agua extraída del secado.
W_d: Peso del material luego del secado.
W_o: Peso del material antes del secado.
W_t: Peso del material en el tiempo t.
c_p: Calor específico a presión constante del aire.
d_{int}: Diámetro interno del tubo.
d_{rel}: Diámetro promedio del tubo.
k_A: Conductividad térmica del material del tubo.
k_f: Conductividad térmica del agua.
k_g: conductividad térmica del aire.
l'_A: Alto de aleta corregido.
l_A: Alto de aleta.
$\dot{m}$: Flujo másico.
m_a: Consumo medio de aire por unidad de tiempo.
m_{as}: Masa aire seco.
m_v: Masa de vapor.
n_x: Vueltas de serpentín.
u_f: Velocidad del agua.
u_g: Velocidad del aire.
v_f: Volumen específico agua.
v_g: volumen específico aire.
z_1: Número de tubos que se acomodan en el ancho del tubo con una separación suficiente.
z_2: número de filas transversales.
z_p: Número de tubos conectados paralelamente.
δ''_t: Espesor del tubo.
δ_A: Espesor de aleta.
μ_A: Factor de corrección que considera ensanchamiento de la aleta hacia la base.
μ_f: Viscosidad dinámica del agua.
μ_w: Viscosidad dinámica del agua a temperatura de la superficie del tubo.
ψ_E: Factor de corrección para el coeficiente de eficiencia teórica.
ΔT: Diferencia de temperatura
Ψ: Coeficiente de eficiencia térmica, por ensuciamiento de la superficie.

A: Área total.
C: Calor específico del agua.
D: Diámetro total de aleta.
E: Coeficiente de eficiencia teórica de la aleta.
E': Coeficiente de eficiencia teórico de la aleta supuesto.
F: Área transversal al flujo de aire.
G: Caudal másico de aire.
K: Coeficiente de turbulencia.
M: Área transversal al flujo de agua.
NTU: Número adimensional de transferencia de calor.
PS: Pérdidas de sombra.
Q: Calor transferido.
T: Temperatura del agua.
TDH: altura total dinámica.
U: coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador.
X: Parámetro de forma.
Z: Factor de corrección para gases no ideales.
a: Alto ducto de aire.
b: Ancho ducto de aire.
c: Profundidad del conducto de gases
d: Diámetro externo del tubo.
f: Factor de fricción.
m: Parámetro del coeficiente de eficiencia teórica de aletado.
n: coeficiente de forma.
v: velocidad.
w: Humedad absoluta
z: Cantidad total de tubos en el intercambiador.
z': Cantidad real de tubos en el intercambiador.
β: Coeficiente de turbulencia.
ε: Eficiencia del intercambiador.
η: Eficiencia de captación de la radiación solar.
θ: Temperatura del aire.
φ: Humedad relativa.

Tabla de contenidos

1. Introducción 16
   1.1. Objetivo 17
2. Desarrollo del tema 17
   2.1. El mercado de frutos secos 17
   2.2. Formas de deshidratación 20
   2.3. El sol como fuente de energía 22
   2.4. Sistema solar térmico 23
      Agua 23
      Aire 24
   2.5. Tecnologías incorporadas por el Centro de Innovación Energética 25
   2.5.1. Optimización del proceso 26
   2.5.2. Otros Proyectos 28
      Contenedores 28
      Modelo Unifamiliar 29
      30
   2.6. Fundamentos del secado 30
      Humedad 31
   2.6.1. Propiedades Psicrométricas 31
      Presiones de la mezcla 31
      Condiciones de saturación 32
      Temperatura de rocío 32
      Temperatura del bulbo húmedo 32
      Humedad Absoluta 33
      Humedad relativa 33
      Entalpía 33
      Humedad de equilibrio y fases del secado 34
   2.7. Problemas del secado 35
   2.7.1. Problemas de propiedades 35
   2.7.2. Problemas operacionales 35
      Extensión de horas de operación 35
      Problemas por la rehidratación nocturna 36
   2.8. Escenario General 36

2.8.1 El problema 37
2.9. Opciones de aporte 38
2.10. Extensión del turno de operación 39
2.11. Escenario Específico 39
2.12. Caso actual 40
2.12.1. Caudal de aire de secado 41
2.12.2. Aporte energético necesario. 44
2.12.3. Aporte a cargas menores 46
2.12.4. Utilización de gas 47
2.13. Primera opción: Intercambiador de calor 48
Ventajas 49
Desventajas 49
2.13.1. Tipos de paneles solares a utilizar 51
2.13.2. Cantidad de Paneles y estanques 52
2.13.3. Elección del intercambiador [1] 56
Intercambiador de doble tubo 57
Intercambiador de tubo y coraza 58
Intercambiadores enfriados por aire y radiadores 59
Intercambiadores de placas 60
Intercambiadores en espiral 62
2.13.4. Diseño del intercambiador 63
2.13.5. Cálculo del Intercambiador [2] 65
2.13.6. Diseño Intercambiador para cargas menores 77
2.13.7. Pérdidas de carga en el ducto 79
2.13.8. Sensibilidad en el diseño del intercambiador 80
Cantidad de tubos 80
Dimensiones 82
2.13.9. Disposición general 82
Paneles solares 82
Estanques 83
Controlador Digital 85
Bomba de circulación y tubería 85
Intercambiador 87
2.14. Segunda opción: Energía eléctrica 89

Ventajas 90
Desventajas 90
2.14.1. Esquema de instalación 90
2.15. Tercera opción: Biomasa 93
Ventajas 94
Desventajas 94
2.15.1. Esquema de instalación 94
2.15.2. Cantidad de biomasa 97
2.16. Análisis de costos 99
Condiciones generales 99
Condiciones Intercambiador de calor 100
Condiciones Energía eléctrica 100
Condiciones Biomasa 100
2.16.1. Carga 5000 [kg] 101
Escenario Base 101
Escenario Optimista 101
2.16.2. Carga 4000 [kg] 102
Escenario Base 102
Escenario optimista 102
2.16.3. Carga 3000 [kg] 103
Escenario base 103
Escenario optimista 103
2.16.4. Carga 2000 [kg] 104
Escenario base 104
Escenario optimista 104
2.16.5. Carga 1000 [kg] 105
Escenario base 105
Escenario optimista 105
2.16.6. Análisis costos escenarios especiales 105
Alzas de gas 105
Inversión inicial 106
2.17. Extensión a turno entre 14 y 24 horas 107
3. Conclusiones 108
Intercambiador de calor 108

Energía eléctrica 109
Biomasa 109
Conclusiones generales..... 110
Bibliogrfía..... 111
ANEXO 113

Lista de tablas

Tabla 1: Estados de secado. 42
Tabla 2: Caudal de aire [m^3/s]. 43
Tabla 3: Aporte energético de marzo. 45
Tabla 4: Aporte energético abril 46
Tabla 5: Condiciones óptimas con cargas bajas 47
Tabla 6: Costo anual de gas, turno 12 horas. 48
Tabla 7: Modificación de condiciones 50
Tabla 8: Cuadro comparativo tipo de panel 52
Tabla 9:Datos mensuales norma técnica 54
Tabla 10: Resumen cantidad Paneles carga 5000 kg 56
Tabla 11: Cuadro comparativo intercambiadores 63
Tabla 12: Propiedades a temperatura promedio agua y aire 66
Tabla 13: Dimensiones generales intercambiador 67
Tabla 14: Área por metro de tubo 68
Tabla 15: Distancia y velocidades máximas 70
Tabla 16: Superficie de intercambio 75
Tabla 17: Diseño resultante y eficiencia. 76
Tabla 18: Aporte energético turno 10 horas en [kW] 77
Tabla 19: Aporte energético turno 12 horas en [kW] 78
Tabla 20: N° de paneles y estanques cargas menores 78
Tabla 21: dimensiones óptimas ducto e intercambiador 79
Tabla 22: Pérdidas de carga intercambiador. 79
Tabla 23: Área de instalación necesaria 84
Tabla 24: Selección modelo de bomba. 85
Tabla 25: Información bomba cotizada 86
Tabla 26: Costos equipos intercambiador 88
Tabla 27: Costos equipos cargas menores 88
Tabla 28: Componentes instalación eléctrica 91
Tabla 29: Componentes resistencia eléctrica 92
Tabla 30: Especificaciones serpentines 92

Tabla 31: Costos serpentín eléctrico 93
Tabla 32: Componentes biomasa 95
Tabla 33: Componentes caldera biomasa 96
Tabla 34: Poder calorífico inferior biomasa 97
Tabla 35: Cantidad de biomasa necesaria 98
Tabla 36: Costos equipos biomasa 98
Tabla 37: Indicadores económicos carga 5000 [kg], base. 101
Tabla 38: indicadores económicos carga 5000 [kg], optimista. 101
Tabla 39: Cantidad paneles turno 10 horas, marzo. 113
Tabla 40: Cantidad paneles turno 10 horas, abril. 113
Tabla 41:Cantidad paneles turno 12 horas, Marzo 114
Tabla 42:Cantidad paneles turno 12 horas, abril. 115
Tabla 43: Costo cargas menores intercambiador, parte 1 120
Tabla 44: Costos instalación cargas menores, parte 2 121
Tabla 45: Costos serpentín eléctrico cargas menores, parte1 122
Tabla 46: Costos serpentín eléctrico cargas menores, parte 2 123

Lista de ilustraciones

Ilustración 1: Producción mundial frutos secos (1998-2008). 17
Ilustración 2: Participación mundial chilena (2008). 18
Ilustración 3: Exportación nacional de las especies más importantes (2013) 19
Ilustración 4: Destinos exportación y crecimiento precio, nueces sin cáscara. 20
Ilustración 5: Deshidratación natural 21
Ilustración 6: Deshidratación por aire caliente, no forzado. 22
Ilustración 7: Sistema solar térmico, agua. 24
Ilustración 8: Sistema solar térmico, aire. 25
Ilustración 9: Techo activo. 27
Ilustración 10: Esquema general secado techo activo. 28
Ilustración 11: Contenedor solar. 29
Ilustración 12: Modelo Unifamiliar. 30
Ilustración 13: Isotermas de sorción. 34
Ilustración 14: Esquema instalación real. 37
Ilustración 15: Radiación por día-mes [W/m^2] 40
Ilustración 16: Carta Psicrométrica. 41
Ilustración 17: Fracción solar 53
Ilustración 18:Rendimiento Panel Solar 55
Ilustración 19: Intercambiador doble tubo. 58
Ilustración 20: Intercambiador de tubos y coraza. 59
Ilustración 21: Radiador. 60
Ilustración 22: Intercambiador de placas. 61
Ilustración 23: Intercambiador en espiral. 62
Ilustración 24: Modelo intercambiador de calor. 64
Ilustración 25: Esquema intercambiador 65
Ilustración 26: Perfil aletado. 67
Ilustración 27: Disposición triangular. 69
Ilustración 28: Pérdidas de carga en el intercambiador. 80
Ilustración 29: Resistencia térmica interna. 81
Ilustración 30: Distancia entre baterías 83

Ilustración 31: Esquema general 84
Ilustración 32: Tuberías Vinilit 87
Ilustración 33: Costos totales Intercambiador por kW de aporte. 89
Ilustración 34: Esquema serpentín eléctrico. 91
Ilustración 35: Resistencia eléctrica. 92
Ilustración 36: Esquema biomasa 95
Ilustración 37: Caldera AIR GS-60 96
Ilustración 38: Flujo paralelo. 116
Ilustración 39: Contraflujo. 116
Ilustración 40: Flujo cruzado. 117
Ilustración 41: Simulación serpentín 117
Ilustración 42: Vista vertical y vuelta de serpentín 118
Ilustración 43: Disposición paralela 118
Ilustración 44: Diagrama de Moody (Libro Irving H. Shames) 119
Ilustración 45: Selección de modelo bomba 120
Ilustración 46: Especificaciones Bomba, Esol 121
Ilustración 47: Cotización estanque vertical, Esol 122
Ilustración 48: Especificación Panel tubos al vacío, Esol 122
Ilustración 49: Dimensiones caldera AIR GS-60 123
Ilustración 50: Características técnicas caldera AIR GS-60 123
Ilustración 51: limpieza química caldera 124
Ilustración 52: Limpieza química tubería 124
Ilustración 53: Cotización intercambiador 17730 [m^3/h] de aire. 125
Ilustración 54: Cotización intercambiador 14184 [m^3/h] de aire. 126
Ilustración 55: Cotización intercambiador 10656 [m^3/h] de aire. 127
Ilustración 56: Cotización intercambiador 3564 [m^3/h] de aire. 128
Ilustración 57: Tubería cobre Sodimac. 129
Ilustración 58: tuberías PVC Vinilit. 129

1. Introducción

En Chile, la industria de frutos secos, específicamente sus tres principales especies: nueces, almendras y avellanas, han presentado un desarrollo notable en cuanto a su producción. Este aumento se debe a que los frutos secos han sido destacados como productos muy saludables, característica que ha sido resaltada con mucho énfasis en los últimos años, incrementando la demanda mundial. Por ejemplo, el aumento de la producción de nueces en la última década supera el 300%, sobrepasando las 40.000 toneladas de nueces procesadas al año.

Generalmente, la deshidratación de la fruta requiere de la utilización de gas, que, para grandes cantidades de material a secar, implica altos volúmenes de combustible, generando una liberación significativa de gases contaminantes al medio ambiente.

La utilización de gas licuado de petróleo (GLP), para la deshidratación, implica riesgos en distintos ámbitos, como un gran peligro de incendio debido que es 1,6 veces más pesado que el aire, provocando una alta inflamación. El escape de este gas provoca un desplazamiento del aire, que al inhalar en tiempos considerables genera asfixia o síntomas como el mareo, desorientación, falta de coordinación, narcosis, nauseas o efectos narcóticos. Una de las grandes desventajas son los gases producto de la combustión, que en este caso presentan altas concentraciones de monóxido y dióxido de carbono (CO y CO_2), en comparación a las cantidades de óxidos de nitrógeno, hidrocarburos y otras partículas, que en su conjunto colaboran con el aumento de la temperatura de la atmósfera o también llamado efecto invernadero.

El reemplazo de este tipo de combustible, relativamente peligroso, contaminante y que además su disponibilidad y costo en el país dependen de la economía extranjera, a pesar de tener muchas ventajas, necesita obtener ganancias económicas que alcancen o superen la rentabilidad mínima exigida por una empresa.

La generación de calor necesario a partir de agua caliente, siendo la opción principal de reemplazo por analizar, no incluye un sistema contaminante ni presenta gastos mensuales, por lo que a primera vista es la mejor opción en comparación al uso de energía eléctrica o biomasa, que contemplan un exceso consumo anual de energía o grandes inversiones y emisión de gases contaminantes.

1.1. Objetivo

El objetivo principal de este trabajo es contar con un equipo de intercambio de calor que posibilite la operación 24 horas de deshidratadores solares y su comparación de aporte de energía tradicional (eléctrica, gas, biomasa)

2. Desarrollo del tema

2.1. El mercado de frutos secos

Las excelentes propiedades que poseen los frutos secos, junto con su larga duración con calidad comestible, han generado un gran aumento en la demanda mundial y nacional. Las cinco especies que Chile exporta: almendras, nueces, avellanas, castañas, pistachos, en los últimos 20 años presentan un crecimiento mayor al 50% de producción mundial, siendo las almendras las que poseen la mayores producción y alza, superando los dos millones de toneladas y el 60 %.

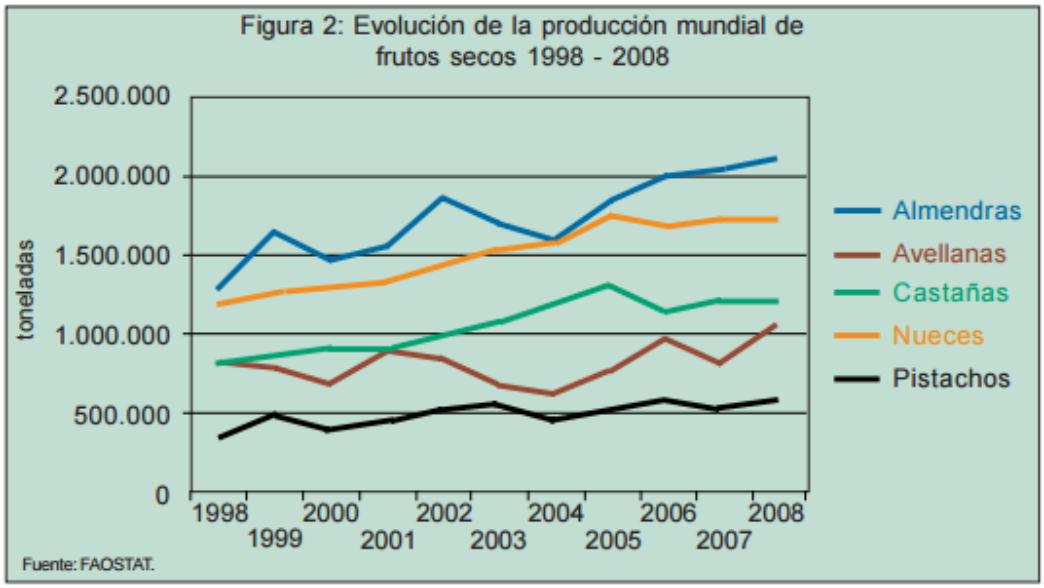


Ilustración 1: Producción mundial frutos secos (1998-2008).

Para cada especie de fruto existe un máximo productor, como lo es China para las castañas, avellanas y nueces, Estados Unidos para las almendras y Turquía para los pistachos. Si bien

Chile no es un máximo productor, presenta importantes alzas en la producción de nueces con y sin cáscara, teniendo una participación mundial del 7% y 10% respectivamente.

Tabla 6. Importaciones mundiales de frutos secos 2006-2008 (miles de US$ dólares)					
Producto	**2006**	**2007**	**2008**	**Exportaciones de Chile en 2008**	**% participación mercado mundial**
Almendras s/c	2.395.064	2.298.466	2.252.846	34.408	1,5
Almendras c/c	211.904	280.485	334.239	1.336	0,4
Avellanas s/c	1.164.302	1.271.388	1.400.715	0	0
Avellanas c/c	61.504	73.836	81.660	7.151	8,8
Nueces s/c	627.348	753.512	921.746	94.838	10,3
Nueces c/c	276.306	299.653	415.802	30.918	7,4
Castañas	211.706	226.009	242.861	1.275	0,5
Pistachos	1.171.668	1.472.606	1.693.048	5.617	0,3
Total	**6.119.802**	**6.675.955**	**7.342.917**	**175.543**	**2,4**
Fuente: Servicio Nacional de Aduanas y Centro de Comercio Internacional (CCI).					

Ilustración 2: Participación mundial chilena (2008).

Los datos obtenidos por la *Oficina de Estudios y Políticas Agrarias (Opeda)*, tienen como fecha más actual el año 2008, por lo que durante los últimos ocho años se realiza una proyección a partir de estos datos, tomando en cuenta que el aumento en la producción nacional es mayor a la mundial, por lo tanto, la participación de Chile en el mercado internacional de frutos secos crece en los últimos años.

La situación nacional en cuanto a exportaciones, en los últimos años, posiciona a Chile en el segundo exportador de nueces con cáscara y avellanas con cáscara, mientras que para las nueces con cáscara en cuarto lugar del ranking mundial.

Las tres especies nacionales más importantes: nueces, almendras y avellanas, presentan grandes alzas triplicando las toneladas exportadas desde el año 2009 hasta la fecha.

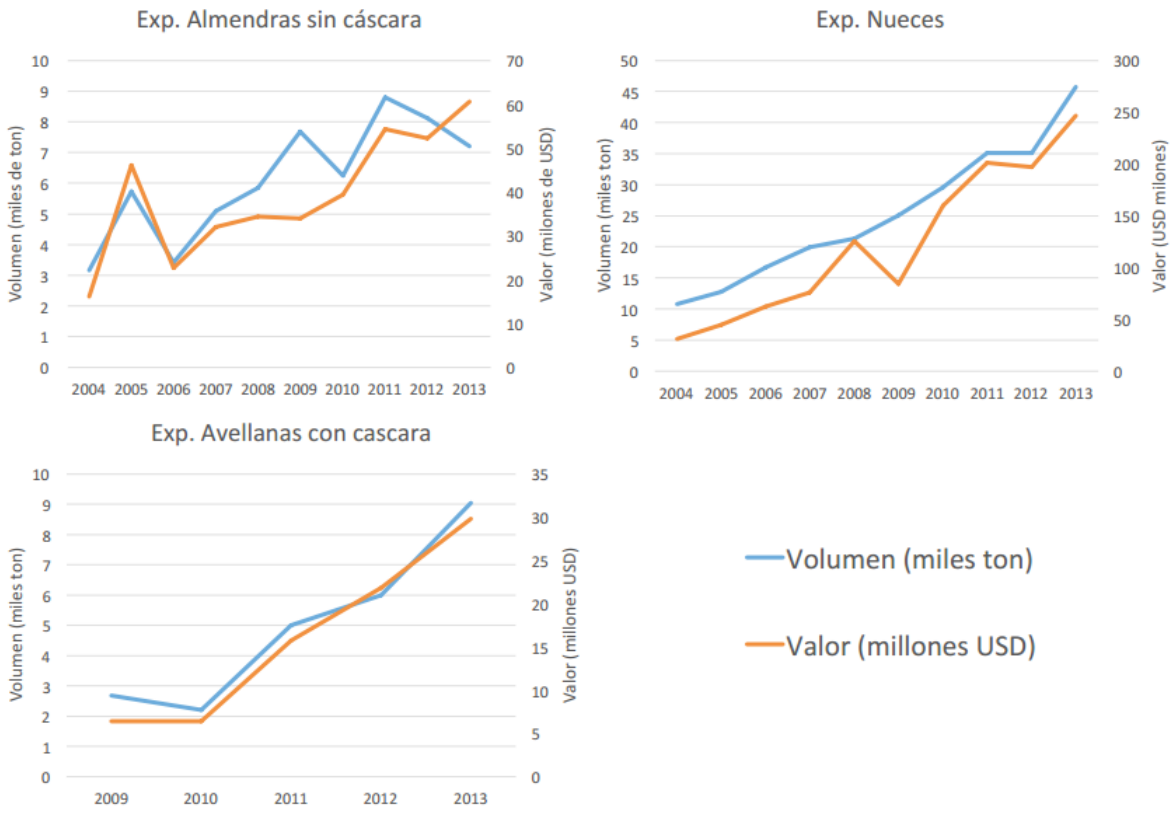


Ilustración 3: Exportación nacional de las especies más importantes (2013)

Las estadísticas y datos dan a conocer que la plantación, producción y exportación de frutos secos en Chile presentan un futuro prometedor, generando que la industria presente alzas en sus precios y con ello un gran atractivo comercial. Por ejemplo, para las nueces sin cáscara el año 2009 el precio por tonelada de fruto es de cinco mil dólares, y para el año 2013 es de doce mil dólares, valor que estadísticamente es propenso a seguir aumentando.

También, otro gran motivo del gran atractivo comercial, son los países destino de las exportaciones que consisten en más del 50 % en naciones europeas, potencias comerciales que vuelven más interesante la introducción a la industria, por parte de pequeñas y medianas empresas emergentes.

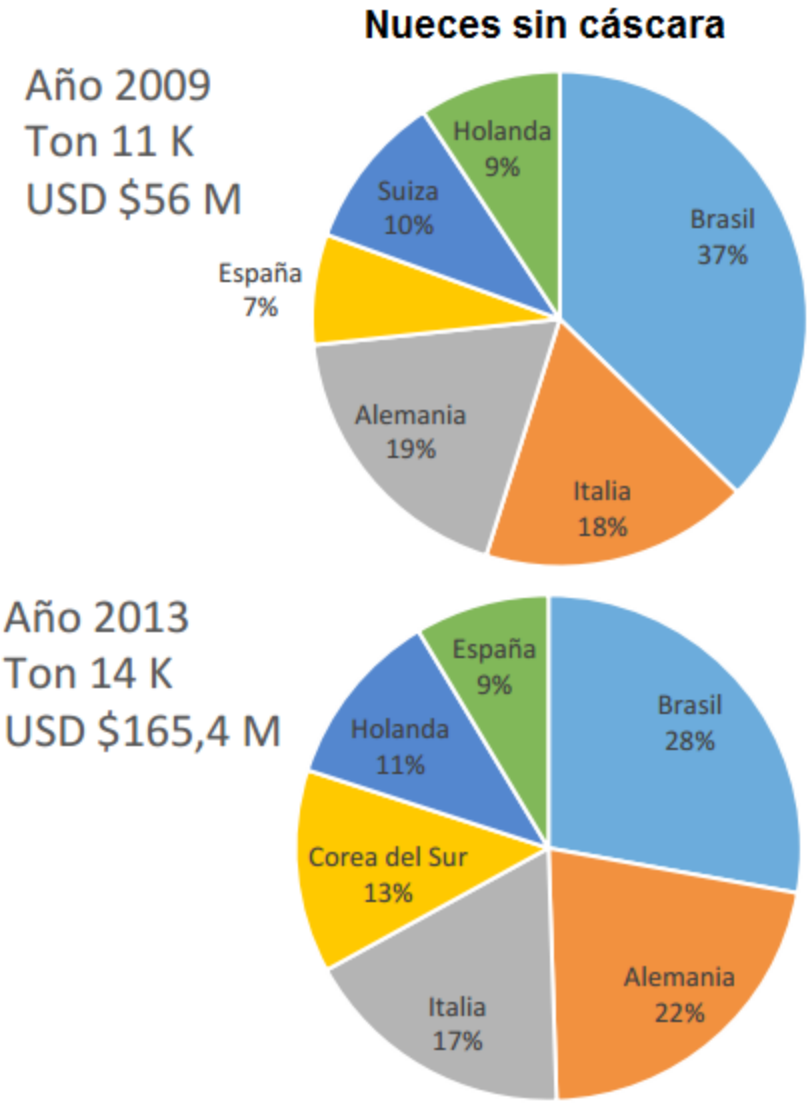


Ilustración 4: Destinos exportación y crecimiento precio, nueces sin cáscara.

2.2. Formas de deshidratación

El proceso de deshidratación o eliminación del agua de un fruto puede llevarse a cabo desde la comodidad de la casa, hasta en un proceso industrial de grandes dimensiones. Si bien el proceso es uno, se puede realizar de distintas formas, de las cuales se identifican tres principales, la osmótica, natural y por aire caliente.

La deshidratación osmótica consiste en sumergir la fruta en una solución concentrada, aproximadamente entre 75 % y 90% de azúcar y alta presión osmótica, lo cual crea un gradiente de potencial químico entre el agua contenida en el alimento y el agua en la solución,

originando un flujo de agua desde el interior del producto, para igualar los potenciales químicos del agua en ambos lados de la membrana de las células del vegetal. Este proceso no se estudia con profundidad en este documento, por lo que, solo se presenta como una opción para la industria química.

El secado natural es uno de los métodos más utilizados por el hombre para la conservación de alimentos. Es un proceso propio de la naturaleza que comienza con la utilización del calor proveniente del fuego para lograr la deshidratación y que al pasar de los siglos es reemplazado por la radiación solar, que en la actualidad cuenta con la tecnología suficiente para lograr óptimas eficiencias energéticas.

Ilustración 5: Deshidratación natural

El secado por aire caliente consiste principalmente en hacer circular aire, con una temperatura predeterminada para cada fruto, por una cámara de secado donde se encuentra el material. La circulación del aire puede ser forzada, mediante un ventilador y ductos, pudiendo instalar la fuente de calor en cualquier sector del ducto, antes o después del ventilador. La circulación también puede ser natural, gracias al cambio de densidad por el aumento de temperatura, instalando por debajo de la cámara el generador de calor.

La fuente de calor generalmente utilizada en el país es la radiación solar con ayuda de algún combustible (Caldera) para horarios de baja radiación, sin embargo, el aumento de la utilización de energía renovable, debido al cambio de mentalidad del sector agrícola, origina la iniciativa de trabajar de forma continua con energía solar.

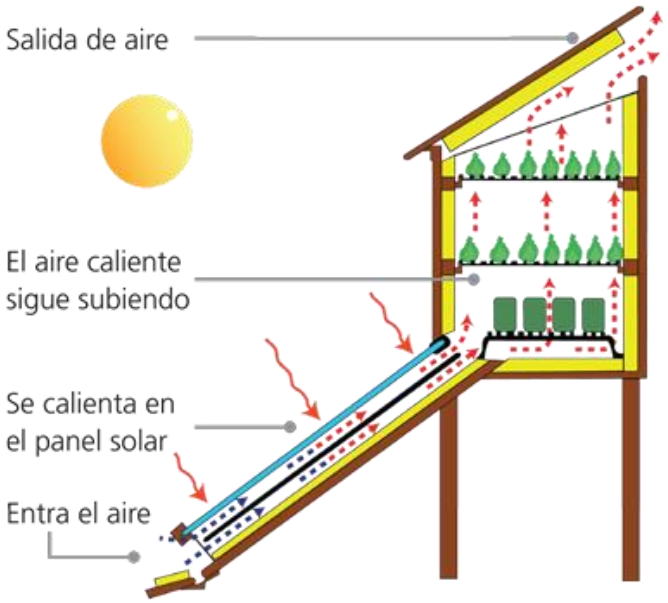


Ilustración 6: Deshidratación por aire caliente, no forzado.

2.3. El sol como fuente de energía

El sol es el causante de una gran cantidad de fenómenos naturales, incluso de la propia vida del planeta. Dentro de las numerosas e importantes funciones que cumple, como entregar luz y calor, se encuentra su gran papel como fuente de energía, lo cual es el tema principal por analizar.

Dos de las principales formas de obtener energía a partir del sol es gracias a su irradiación, también llamada energía solar, y al calor cedido al ambiente que genera cambios de densidad en el aire y con ello corrientes, denominada energía eólica.

La radiación solar no se transmite en su totalidad a la superficie terrestre, ya que existen perdidas por reflexión en la atmósfera y de absorción por las nubes, siendo radiación directa el 51% y reflejada por el suelo el 4 %. Cierta fracción de la radiación directa de una zona es la radiación indirecta de otra, ya que según la geometría del lugar puede existir reflexión colaborando con la radiación de sectores vecinos.

A pesar de todas las pérdidas que se puedan generar, la irradiación máxima ideal de la tierra es de 1000 [W/m^2] y siendo Chile uno de los países más privilegiados de esta recepción, se alcanzan valores cercanos del orden de los 900 [W/m^2] en la zona norte, y de los 800 [W/m^2] en la zona centro.

Hoy en día, la radiación se puede transformar en energía útil de dos formas ya conocidas mundialmente:

- Sistema solar fotovoltaico, donde en un panel solar se recibe la radiación y luego se transforma en energía eléctrica.
- Sistema solar térmico, donde un panel recibe la radiación y calienta un fluido o gas, que posteriormente se utiliza en algún proceso de transferencia de calor.

El estudio se centra únicamente en el uso de un sistema sola térmico, sin dejar de mencionar que uno fotovoltaico tiene excelentes usos en otros escenarios.

2.4. Sistema solar térmico

Este sistema varía su esquema de instalación dependiendo si es líquido o gas lo que circula por éste, sin embargo, el objetivo de transferir la mayor cantidad de energía posible, es el mismo. A pesar de que el dispositivo de recepción, o panel solar, puede tener una variedad de diseños, siempre existirán perdidas por reflexión, radiación, convección y conducción, en algunos casos más que en otros. En el caso del líquido en la mayoría de los casos se trabaja con agua y para el gas con aire, centrándose en ambos elementos este análisis.

Agua

La radiación incide en el panel calentando el agua que luego se almacena en un estanque para su posterior uso. La posición del estanque depende de la cantidad de agua que se necesite almacenar, si son pocos litros los necesarios, el recipiente se une sobre el panel, dejando actuar el cambio de densidad del agua para que circule de forma natural. Si es necesaria una gran cantidad de litros, el o los estanques se instalan a un costado haciendo circular el agua con una bomba centrífuga de potencia proporcional a la cantidad de agua.

Las mediciones de temperatura, presión y caudal se pueden obtener a partir de la instalación de un controlador digital conectado sensorialmente en todos los dispositivos. Cuando se necesita de una bomba de alta potencia, como en casos industriales, se necesita de un kit de expansión para mantener la presión y no bombear de forma continua.

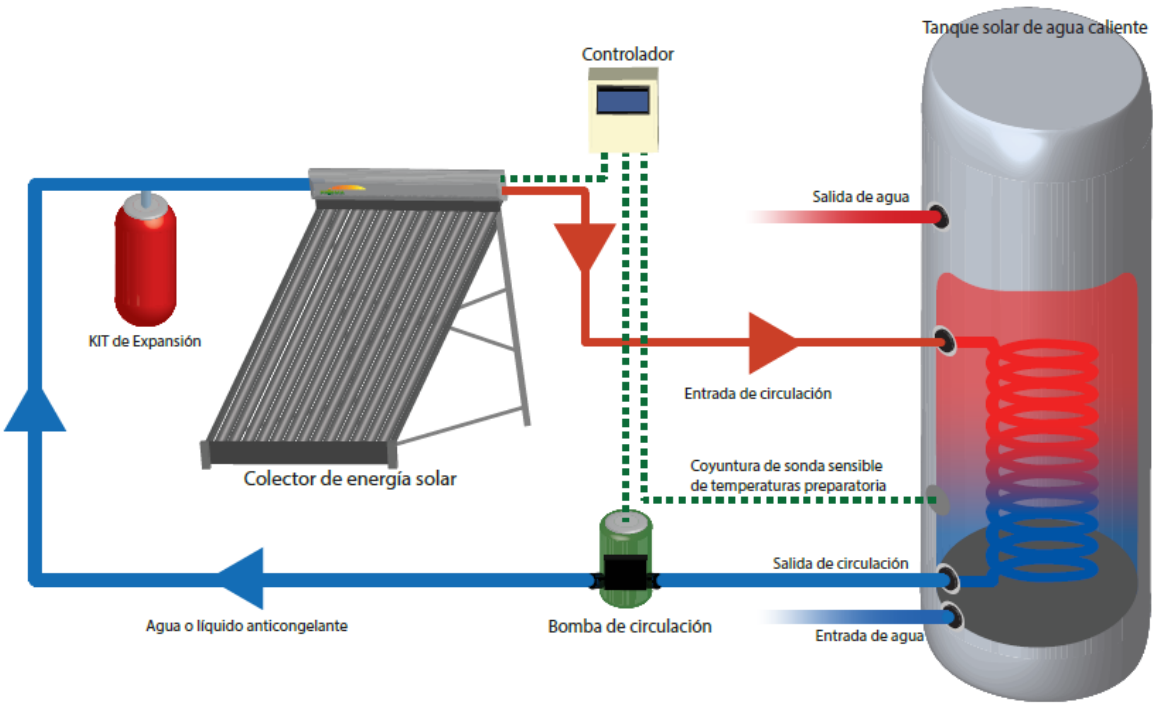


Ilustración 7: Sistema solar térmico, agua.

El estanque puede contar con un serpentín interior o intercambiador de calor para poder calentar una segunda línea de agua que se utiliza en otro proceso. También puede no contar con este serpentín y sólo utilizar el agua caliente en la parte superior del estanque.

Aire

El aire extraído del ambiente, al pasar por un panel solar, se calienta y genera una disminución de densidad causando que comience a ascender. Al conectar una cámara de secado posterior al panel, se puede aprovechar dicho fenómeno para secar cualquier tipo de material, sin embargo, este proceso es lento y útil para bajas cantidades de material por secar.

Cuando se necesitan procesar grandes cantidades de material, es necesario aumentar el caudal de aire mediante la instalación de un ventilador, idealmente de baja potencia.

Ilustración 8: Sistema solar térmico, aire.

2.5. Tecnologías incorporadas por el CIE

Desde el año 2013 el Centro de Innovación Energética de la Universidad Técnica Federico Santa María se ha dedicado a desarrollar y optimizar procesos relacionados con el uso eficiente de la energía solar, entre ellos, el deshidratado de frutos.

Los proyectos realizados son generalmente en la zona centro del país, como Melipilla, Paine y en Sexta Región, donde la agricultura es la principal fuente de trabajo. El proceso a mejorar puede llegar a ser desde un simple secado mediante convección natural, de una pequeña o mediana empresa, hasta un secado a convección forzada mediante un ventilador, de una gran empresa.

Un proceso de secado en general consta principalmente de una estructura, o galpón, que en su interior se encuentra una cámara de secado, o contenedor, donde se almacena el material a secar. En el techo de la estructura se instalan los paneles solares que aumentan la temperatura del aire que circula forzadamente mediante un ventilador centrífugo o axial y

ambos sectores encuentran conectados por ductos que pueden ser internos o externos con respecto al galpón.

2.5.1. Optimización del proceso

Si bien existen una gran variedad de diseños que logren el objetivo de entregar energía al aire mediante radiación solar, la gran optimización realizada por el CIE consiste en la modificación en la zona de captación de la radiación. La instalación de paneles sobre el techo de la estructura resulta tener tres grandes problemas.

- Altos costos: Los costos por compra, instalación y mantención de los paneles son significativos.
- Menor eficiencia: El área total del techo de la estructura no es aprovechado en su totalidad, captando menor radiación.
- Mayor complejidad en el manejo: Al ser dispositivos instalados en altura, su mantención se vuelve compleja.

La modificación por parte del CIE consiste en utilizar el propio techo como panel solar, utilizando una cubierta transparente como tejado y por debajo una serie de ductos sobre una superficie absorbente y un aislante térmico. Esta modificación es denominada *Techo activo*, (*Ilustración 9*) el cual no genera grandes inversiones, aprovecha al 100% el área del techo para la captación de radiación y al ser tan sencillo no requiere de mantenciones ni tratamientos complejos.

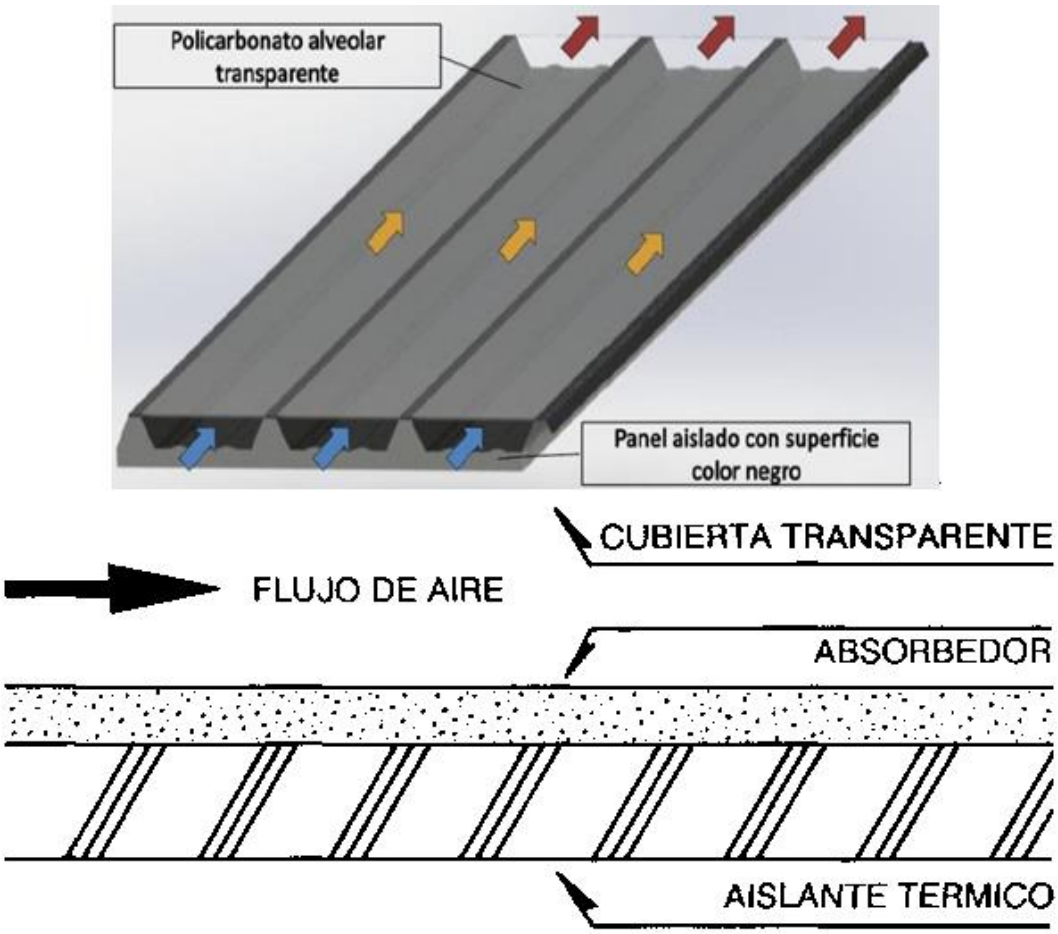


Ilustración 9: Techo activo.

El esquema en cuanto al ducto, ventilador y cámara de secado se mantiene, sin embargo, la instalación de ductos para esta modificación se vuelve mucho más sencillo, ya que los ductos fácilmente pueden ir por dentro del galpón sin necesidad de modificar la estructura. El esquema explicado se presenta en la *Ilustración 10.*

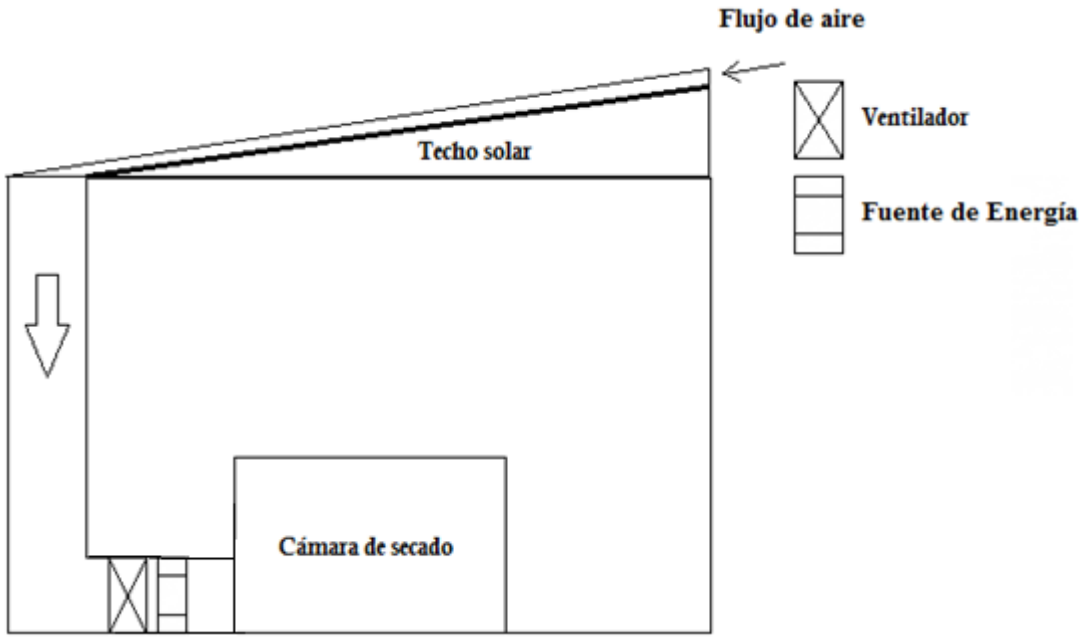


Ilustración 10: Esquema general secado techo activo.

2.5.2. Otros Proyectos

Contenedores

Este modelo es tipo conteiner, en las paredes superior y laterales de mayor área se instalan colectores solares de aire, en una de las dos paredes de menor área se instala el ventilador con el sistema de ductos que distribuye el aire caliente desde los colectores hacia la cámara de secado, y en la otra pared se instala la puerta de acceso a la cámara de secado, ya que está diseñado para que las personas puedan acceder a su interior. Las salidas de aire de los tres colectores hacia el ventilador se pueden cerrar o regular para así tener mayor control de las condiciones de secado de los productos. Además, todas las paredes y suelo se encuentran aisladas para disminuir las pérdidas de calor. Está diseñado de forma que sea transportable en un camión y se han fabricado dos versiones de este contenedor, una de gran tamaño de capacidad de 1000 [kg] con un ventilador de 400 [W] y otra más pequeña con capacidad de 250 [kg] con un ventilador de 200 [W], el primero con dimensiones de 2 x 2 x 5 [m] y el segundo de 1,2 x 1,2 x 4 [m].

Ilustración 11: Contenedor solar.

Modelo Unifamiliar

Este diseño compacto, para bajas capacidades, tiene como principal característica que se sustenta a sí mismo, ya que al contar con un módulo fotovoltaico se genera en fracción o totalidad la energía necesaria para hacer funcionar el ventilador.

El funcionamiento es similar a los antes mencionados, con un techo inclinado formado por colectores solares, conectado a una pequeña cámara de secado que cuenta con un ventilador que genera la circulación del aire caliente. Por un costado de la cámara de secado se encuentra el ventilador y al otro extremo la salida del aire húmedo, que evita la rehidratación de la fruta.

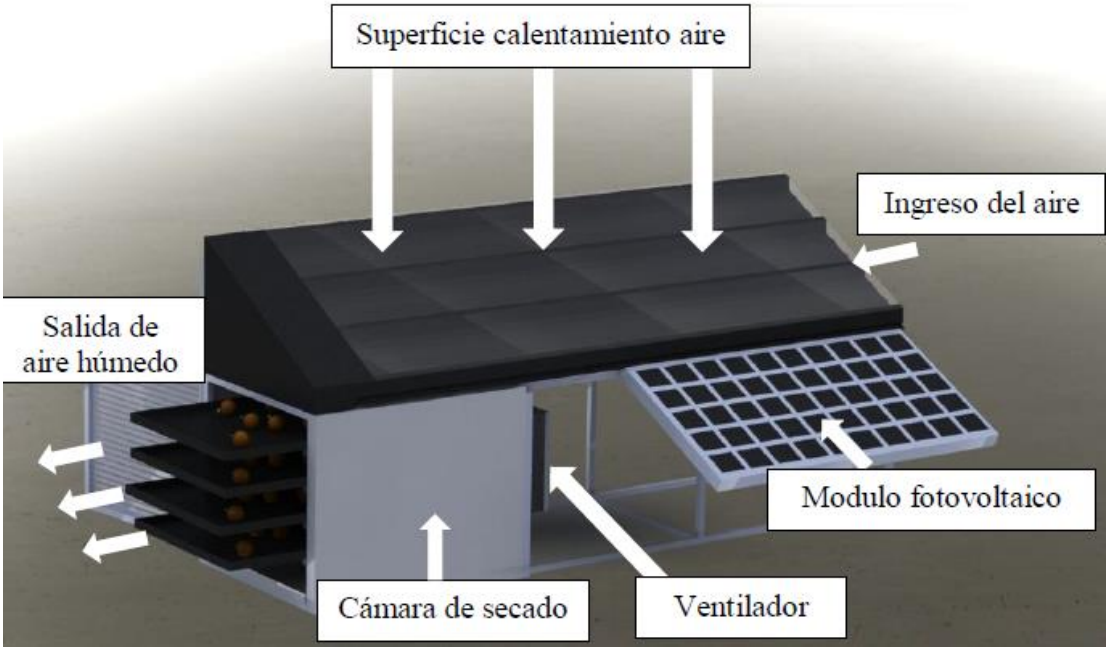


Ilustración 12: Modelo Unifamiliar.

Este modelo está diseñado para operar con 30 [kg] de fruta, el ventilador es de 90 [W], techo solar de 3 [m^2] de superficie y unas dimensiones de 1 x 1,6 x 3,2 [m]

El Centro de innovación Energético ha realizado una variedad de proyectos, por lo que, los mencionados son sólo ejemplos. En la actualidad se encuentra realizando de forma continua nuevos proyectos e innovando constante en éste tema y otros, del uso eficiente de energía.

2.6. Fundamentos del secado

El secado es un proceso donde se elimina de forma parcial o total, por evaporación, el agua de un sólido, que puede ser de manera natural o forzada. Los principales objetivos del secado son aumentar la perdurabilidad del fruto, disminución del peso y volumen para el empaquetado y traslado, facilitar posibles procesos siguientes y reducción indirecta de costos.

La gran desventaja de este tratamiento son las alteraciones en el producto que, si bien algunas son consecuencias propias como la pérdida de color, textura, forma y cambio en el sabor, otras son generadas por incorrecta ejecución como la calidad. Debido a esto es de suma importancia tener información sobre los productos susceptibles a secarse y manejar los porcentajes de humedad normal y mínimo.

Existiendo varios tipos de secado, por métodos químicos y mecánicos, el estudio se centra en el proceso por evaporación, para el cual se presentan sus propiedades correspondientes.

Humedad

Es la propiedad de mayor importancia al momento de definir la calidad del secado, pudiendo medirse en base seca (M_{db}) o húmeda (M_{wb}). Que esté expresada en base seca, significa que el porcentaje o fracción de masa de agua en el producto está calculado a partir del peso del material luego de ser secado, en cambio, en base húmeda a partir del peso inicial o sin secar.

$$M_{db} = \frac{W_o - W_d}{W_d} \qquad M_{wb} = \frac{W_o - W_d}{W_o} \qquad \textbf{(1)}$$

Siendo W_o el peso inicial o sin secar y W_d el peso del material luego de ser secado.
En casos donde sea necesario determinar la humedad en cierto instante, debido a cambios de condiciones u otro motivo, existen relaciones para obtener dicho dato para los dos tipos de bases.

$$M_{t_{db}} = \left[\frac{(1 + M_{o_{wb}}) \cdot W_o}{W_t}\right] - 1 \qquad M_{t_{wb}} = 1 - \left[\frac{(1 - M_{o_{wb}}) \cdot W_o}{W_t}\right] \qquad \textbf{(2)}$$

Para estos casos se introduce el término humedad inicial (M_o) en base húmeda y W_t el peso del material en el tiempo *"t"* seleccionado.

2.6.1. Propiedades Psicrométricas

Presiones de la mezcla

El aire húmedo, al ser una mezcla de dos elementos distintos, posee una presión resultante de la suma de las presiones del aire seco (P_{as}) y el vapor (P_v). El aire seco puede ser tratado como un gas ideal por lo tanto se puede obtener a partir de la ecuación de este tipo de gases.

$$P_{as} = \frac{R_{aire} \cdot (T + 273)}{v} \qquad (3)$$

Siendo R_{aire} la constante universal del aire, 0,287 [kJ/kgK] aproximadamente, la temperatura de la mezcla (T) en grados Celsius y el volumen específico del aire (v).
En cuanto al vapor de agua, puede considerarse gas ideal utilizando el factor de corrección Z, el cual se puede obtener a partir de la carta de compresibilidad de Nelson-Obert.

$$P_v = \frac{Z \cdot R_{vapor} \cdot (T + 273)}{v} \quad (4)$$

Este factor de compresibilidad para un gas ideal debe ser uno, y entre más se aleja de este valor, más lejano al estado perfecto es el comportamiento del elemento tratado.

Condiciones de saturación

La presión y temperatura de saturación, son las condiciones en el momento en que el líquido saturado (0% masa de vapor) se transforma en vapor saturado (100% masa de vapor). Para una presión específica, existe una temperatura de saturación y viceversa, condiciones que se mantienes constantes hasta lograr 100% masa de vapor. El calor necesario para lograr esta transformación, se denomina *calor latente de vaporización* y todas las propiedades involucradas pueden determinarse mediante *tablas termodinámicas*.

Temperatura de rocío

Considerando que la mezcla aire-vapor se mantiene a presión constante y la temperatura va variando, el vapor de agua a dicha presión puede alcanzar su temperatura de saturación, provocando condensación. Ese punto se denomina temperatura de rocío (T_{pr}) y se puede identificar en la parte izquierda de la carta psicrométrica.

Temperatura del bulbo húmedo

Esta temperatura se determina a partir de un termómetro especial que mide por contacto de un bulbo envuelto en un paño de algodón mojado. Las propiedades que se pueden medir son la humedad relativa y la temperatura de rocío.

Humedad Absoluta

La humedad absoluta (w), es la cantidad de masa de agua por unidad de masa de aire seco y se mide en fracción o porcentaje. También puede ser denominada humedad específica, si es por unidad de volumen de aire seco.

$$w = \frac{m_v}{m_{as}} = 0{,}622 \cdot \frac{P_v}{P_t - P_v} \qquad \textbf{(5)}$$

Siendo P_t la suma de la presión de aire seco y vapor.

Humedad relativa

La humedad relativa (φ), es la cantidad de agua que posee la mezcla en relación a la mayor cantidad de humedad absoluta que se puede tener sin que se produzca ninguna condensación. En pocas palabras es el cociente entre la presión de vapor y la presión de saturación a la respectiva temperatura.

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{sat}} \qquad (6)$$

Entalpía

Es una cuantificación de la energía absorbida o cedida por un sistema termodinámico. En casos de mezclas aire-agua, la entalpía total es la suma de las energías de los componentes y se determinan por separado. En el caso del aire seco, se puede utilizar las tablas termodinámicas o el calor específico a presión constante, y para el vapor la siguiente fórmula.

$$h_{as} = C_p \cdot (T + 273) \qquad h_v = 2501 + 1{,}77 \cdot T \qquad (7)$$

Con el calor especifico C_p en [kJ/kgK] y la Temperatura (T) en grados Celsius. Para el caso del vapor la mejor forma es determinar la entalpia mediante tablas termodinámicas.

Humedad de equilibrio y fases del secado

Un producto intercambia agua con el ambiente hasta que alcanza un estado de equilibrio. En dicho proceso la humedad relativa adopta el nombre de actividad (a_w), que, en el caso del aire en contacto con agua libre, se alcanza un equilibrio cuando este tiene 100% de humedad relativa, o 1 de actividad.

Para conseguir buenos resultados es primordial conocer la humedad relativa necesaria, a cierta temperatura, para lograr la actividad adecuada y con ello la calidad predeterminada. Esta relación puede calcularse mediante curvas llamadas *Isotermas de sorción.* La lógica de este gráfico consiste en determinar la humedad relativa o contenido de agua (%), como indica la *Ilustración 9*, interceptando la actividad seleccionada con la respectiva curva de temperatura, por ejemplo, para una actividad de 0,8 y una temperatura de 35 °C se necesita 45 % de humedad relativa, existiendo más estados que necesitan el mismo porcentaje de agua.

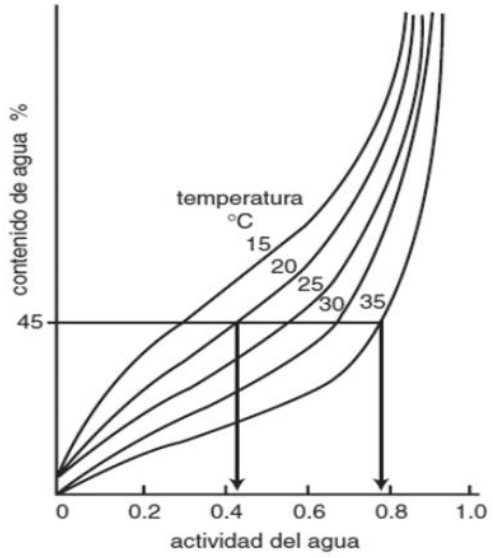


Ilustración 13: Isotermas de sorción.

2.7. Problemas del secado

La deshidratación de la fruta nace de la necesidad de extender la durabilidad del alimento, ya que, al contener grandes porcentajes de agua, existe mayores posibilidades de contaminación por partes de microorganismos, que a grandes rasgos se aprecia en la descomposición del fruto. Otra necesidad, aunque no tan importante, es la reducción del volumen del material para mejorar el almacenamiento y traslado de éste.

2.7.1. Problemas de propiedades

El uso de aire caliente para eliminar la cantidad de agua en la fruta genera que ésta pierda gran parte de su contenido de vitaminas, aun así, puede retener la gran mayoría de sus nutrientes. El fruto seco, al tener baja humedad intensifica su sabor que en algunos casos puede no ser agradable al gusto.

Aplicar este proceso en exceso, es decir, exponer el material a una temperatura mayor en un tiempo indebido provoca que se sobrecaliente, eliminando gran cantidad de nutrientes en ellas

2.7.2. Problemas operacionales

Una gran problemática del secado es el control en la temperatura, ya que un mal control de ésta puede generar sobrecalentamientos, que se reflejan en pérdidas de producción y económicas.

Extensión de horas de operación

Si bien procesar por más tiempo, en el rango de las 24 horas, genera mayor producción y ganancias económicas, también conlleva a mayores costos de producción y desventajas significativas. Por mencionar algunas:

- Aumento en el uso de gas, o mayor inversión en otras opciones.
- Reducción en los años de vida útil de los dispositivos y con ello mayores reinversiones.
- En caso de establecer dos o más turnos en 24 horas, el aumento de remuneraciones.
- Aumento en la cantidad de intervenciones o mantención de los dispositivos.
- Para casos de combustión, aumento en la emisión de gases contaminantes.

Problemas por la rehidratación nocturna

Luego del proceso de secado, la fruta se debe almacenar para su posterior comercialización. Este almacenamiento se ejecuta durante el horario nocturno, exhibiendo al producto a grandes porcentajes de humedad. Esta exposición del material causa un aumento en la cantidad del agua de la fruta ya secada, y con ello ciertas problemáticas.

- Posible descomposición de la fruta, causando pérdidas económicas.
- Si no existe descomposición, se vuelve a secar, generando retrasos en la producción.
- La realización de un segundo secado disminuye considerablemente la calidad del fruto.
- El incumplimiento del *reglamento sanitario de los alimentos dto. 977/96,* que establece porcentajes de humedad máximos.

2.8. Escenario General

Primeramente, es necesario definir de forma más prolija el escenario que se pretende optimizar, definiendo los parámetros más importantes: Sistema de aporte energético y horas de operación.

Este proceso de secado consta principalmente de un techo solar, cuyo objetivo se logra alcanzar cuando la radiación proveniente del sol es efectiva sobre la superficie de este. El aire circula a través del techo solar por una serie de ductos rectangulares (*Ilustración 9*) que circula mediante un ventilador conectado a una cámara de secado, dónde se encuentra la fruta a secar como se muestra en la *Ilustración 14*.

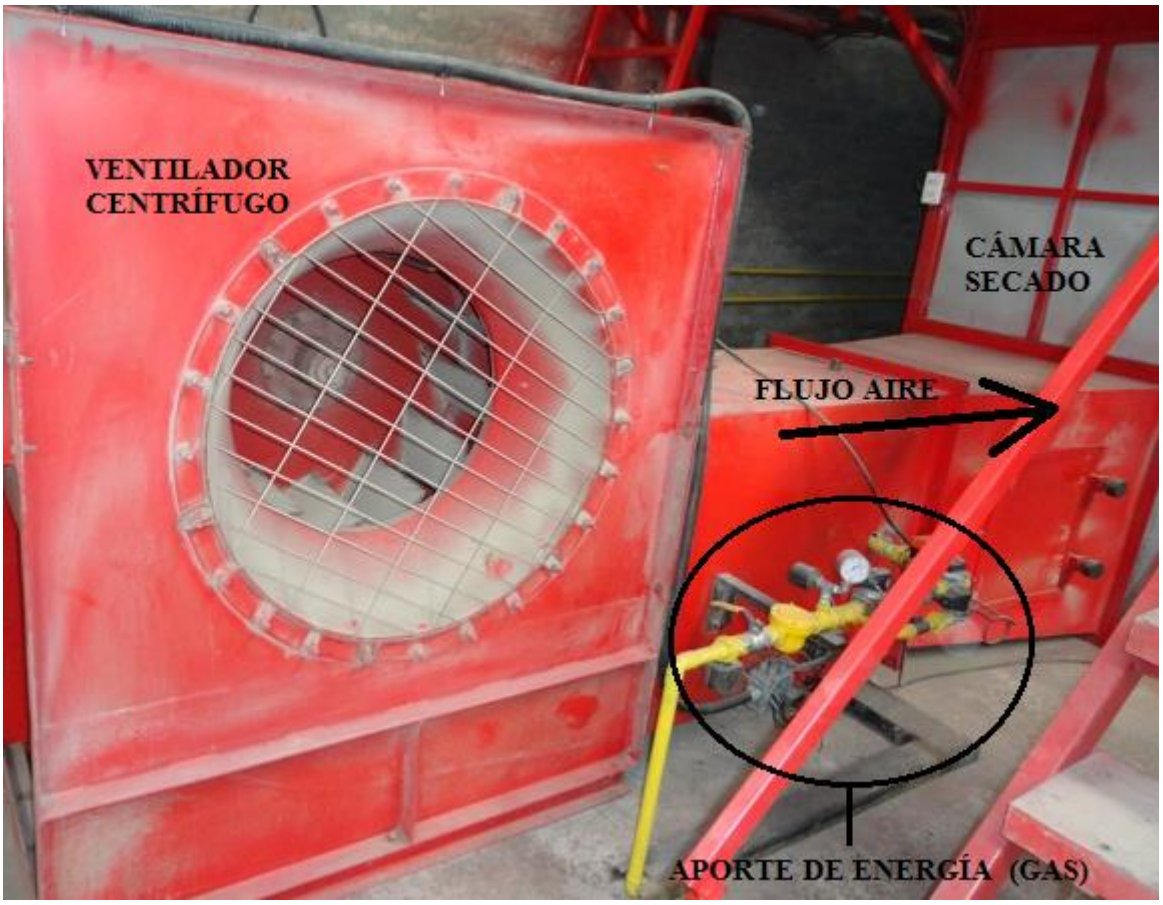


Ilustración 14: Esquema instalación real.

2.8.1 El problema

En la actualidad, este proceso descrito se realiza en turnos de ocho horas, donde la radiación es significativa, por lo que se requiere del aporte de calor en horario nocturno o de escasa radiación, para generar el aumento de la temperatura del aire necesario, y así mantener la humedad de la fruta o seguir secando, dependiendo del objetivo del proceso.

El aporte de calor antes mencionado, generalmente, es otorgado a partir de la combustión de gas, en un esquema encerrado en la *Ilustración 14*, generando a largo plazo grandes gastos y cierto impacto ambiental que se procura disminuir de forma significativa. Siendo estos los objetivos, es ineludible realizar un estudio de la factibilidad de cada caso considerado como accesible, o sea los escenarios donde la emisión de gases contaminantes y gastos operaciones se vean disminuidos.

Una gran solución se plantea como un dispositivo que aporte energía en la misma posición, y que sea de sencilla instalación, idealmente que pueda adaptarse al ducto con la facilidad de retirarse para su mantención.

Si bien se pueden presentar diferentes casos para suplir el gas, existe un concepto general en todo este estudio, que viene siendo el flujo de calor aportado al aire y en cuanto tiempo, es decir, la cantidad de energía total transferida.

2.9. Opciones de aporte

Como se menciona anteriormente, en horarios de baja o nula radiación, cuando el techo solar no es suficiente, para entregar la energía que necesita el aire para llegar a la temperatura de secado, se realiza un aporte energético generalmente proveniente de un combustible, como el gas licuado de petróleo. Los grandes cambios en planeta provocados por el efecto invernadero, junto con las grandes alzas en el precio del combustible en Chile, dan origen a la iniciativa de cambiar el sistema y encontrar otra fuente de energía, que evite preocupaciones ambientales y sea rentable al mismo tiempo.

Algo sencillo es lo primero que se tiene en mente, como lo es la utilización de energía eléctrica. El uso de este tipo de energía prescinde contaminación, pero considera altos gastos operacionales.

Una alternativa a simple vista excelente, es la utilización de la propia biomasa que desecha la empresa, como ramas de árboles o cáscaras de la fruta, que, al usarla como combustible en una caldera, no genera gastos operacionales. Si bien los costos anuales se ven anulados, la combustión de la biomasa sigue produciendo gases como el monóxido y dióxido de carbono, dejando intacta la preocupación medio ambiental.

Como ya se tiene en cuenta una forma sencilla que no contamina, pero de grandes costos operacionales y otra que contamina, pero de bajo opex, se plantea analizar una que sea ideal en ambos ámbitos, como es la utilización de un intercambiador de calor que entregue energía al aire a partir de agua caliente solar. Al igual que toda idea tiene ventajas y desventajas, que deben ser desarrolladas, analizadas y comparadas, para que finalmente se pueda establecer cuál es la mejor opción.

2.10. Extensión del turno de operación

El tiempo que generalmente operan este tipo de empresas es de ocho horas, mediante el techo solar, aprovechando los grandes índices de radiación durante el día. En días nublados donde la radiación directa es baja, o también en horarios donde por posición del sol, se registran índices bajos o nulos, el proceso de secado debe complementarse mediante la utilización de otro tipo de fuente de energía, que logre a cumplir con las condiciones de operación.

Luego de ser procesada la fruta, debe almacenarse generalmente en horario nocturno, exponiendo al producto a grandes porcentajes de humedad. Esta exhibición genera el antes mencionado problema de rehidratación, por lo que se debe mantener el material en un contendor donde circule aire con humedades cercanas a la de la fruta y evitar que vuelva a aumentar su contenido de agua.

Extender el horario de operación de ocho horas, a uno de 10 horas o de hasta 24 horas, resulta bastante tentador para una empresa que tenga como objetivo principal aumentar su producción, sin embargo, utilizar gas en los horarios nocturnos resulta sumamente caro, ya que existen 10 horas donde no existe radiación alguna.

El análisis se realiza en horarios donde aún exista radiación, como extenderlo en dos y cuatro horas. Luego al realizar el caso extremo donde sea de operación continua (24 horas) se pueden realizar conclusiones con respecto a las extensiones faltantes.

2.11. Escenario Específico

El estudio se plantea para el secado de nueces, en la zona centro del país, para las cuales la cosecha generalmente comienza al finalizar el verano, dependiendo de los objetivos de producción de la empresa. Por lo tanto, se utilizan los meses de marzo y abril como periodo de secado, y se establece que el proceso consta con un turno diario de 8 horas.

Como se muestra en la *Ilustración 15* la radiación para los meses de marzo y abril se encuentra en su peak entre las 9:00 y 17:00 horas presentando mínimos de 635,57 [W/m^2] y 541,33 [W/m^2], máximos de 875,29 [W/m^2] y 720,52 [W/m^2] para le meses de marzo y abril respectivamente. Como se menciona anteriormente la empresa en su respectivo turno trabaja a partir de un techo solar, y en el caso que el aporte energético no sea necesario se utiliza gas para cumplir con las condiciones necesarias de secado. Estos parámetros dependen

específicamente del calor necesario para subir la temperatura del aire desde 20 °C hasta 40 °C.

20:00							
19:00	246,7	100,4				52,7	194,4
18:00	641,3	547,0	302,2	40,9	217,1	445,8	583,9
17:00	815,8	754,7	644,5	425,9	501,3	653,4	754,7
16:00	914,3	857,8	785,1	632,1	647,8	767,5	861,7
15:00	954,5	896,5	848,7	712,1	704,3	831,3	904,5
14:00	971,2	908,8	870,6	720,5	724,0	845,6	923,0
13:00	964,9	914,4	875,3	714,0	729,9	860,6	934,4
12:00	946,6	902,8	858,1	708,6	732.42	851,1	913,3
11:00	904,4	846,6	818,4	674,3	708,8	820,6	883,6
10:00	844,4	774,5	733,0	617,3	679,8	769,1	836,8
9:00	746,2	666,3	635,6	541,3	615,9	704,9	755,8
8:00	618,2	538,4	495,8	418,6	516,4	606,6	648,4
7:00	475,0	377,3	298,8	160,0	384,1	468,0	517,2
6:00	191,3	84,4	10,9		170,0	294,8	314,2
	Ene	Feb	Mar	Abr	Oct	Nov	Dic

Ilustración 15: Radiación por día-mes [W/m^2]

Por motivos ya mencionados la suplencia del gas es el principal objetivo, sin embargo, se pretende optimizar el proceso completo, aumentando las horas de secado en momentos que la radiación es significativamente más baja, como por ejemplo entre 6:00 - 9:00 horas y 17:00-20:00 horas, generando como caso extremo un turno de 14 horas, analizando cada caso posible y también comparando distintos tipos de suplencias, como la biomasa, electricidad y el intercambiador agua-aire.

2.12. Caso actual

Antes de obtener una cuantificación del gas utilizado para cubrir la escasez de aporte energético es importante determinar el flujo de aire y la transferencia de calor necesarios para cumplir con las condiciones de secado. Este cálculo se utiliza para todos los siguientes casos, por lo que demanda la mejor aproximación.

2.12.1. Caudal de aire de secado

El aire húmedo en este proceso de secado se ve sometido a diferentes estados, los cuales se establecen antes de comenzar el cálculo.

Inicialmente el aire se encuentra en condiciones estándares según la zona, es decir a 20 °C y 75 % de humedad relativa. Antes de entrar a la cámara de secado sufre un precalentamiento que puede ser efectuado antes o después del ventilador. En ese calentamiento mencionado se mantiene constante la humedad específica, reflejando una disminución de la humedad relativa, ya que entre más baja sea esta, mayor podrá ser la cantidad de agua que el aire podrá recibir del material.

Luego de ese aumento de temperatura el aire se dirige al entorno con la mayor humedad relativa posible, generando una disminución de la humedad especifica. Este último procedimiento es isoentálpico y concluye con una temperatura ligeramente más elevada que la del ambiente, por lo que se asume en 25 °C. Lo mencionado se explica de forma gráfica en la carta psicrométrica en la *Ilustración 16.*

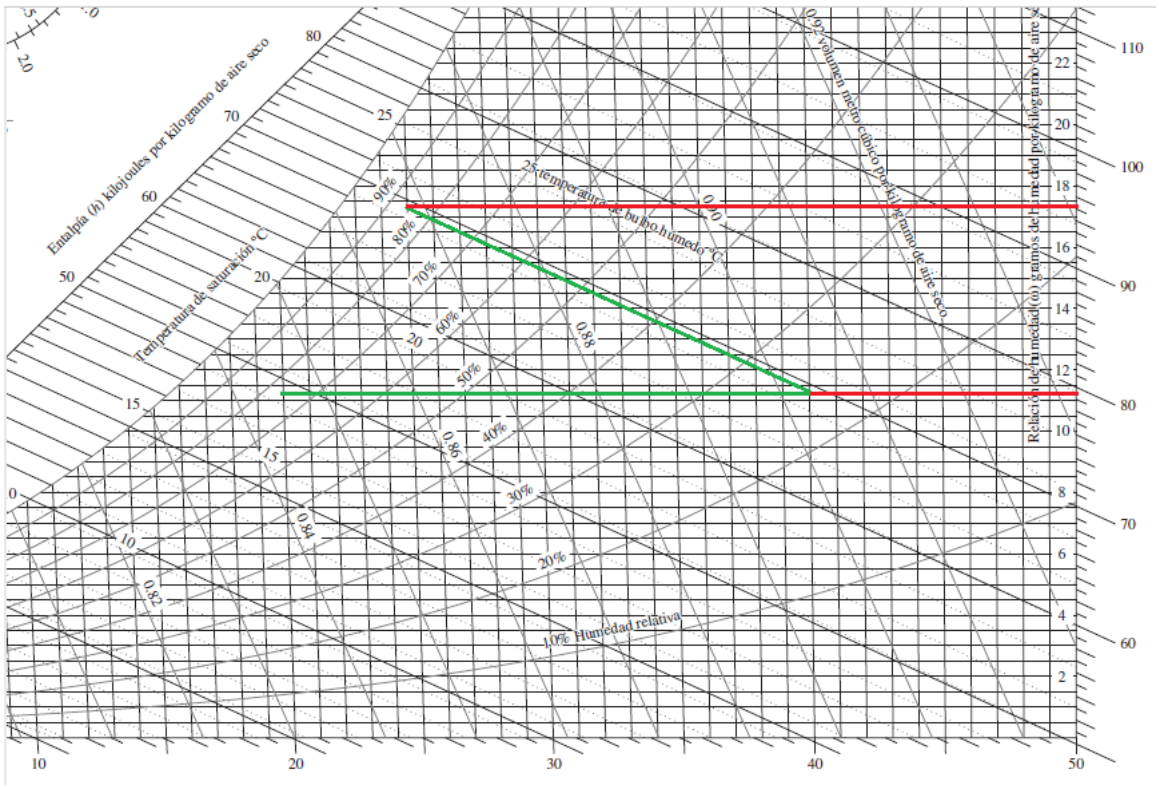


Ilustración 16: Carta Psicrométrica.

Ya establecidos los estados y ubicados en la carta psicrométrica, se pueden determinar las humedades específicas y relativas de los respectivos estados. Los resultados obtenidos a partir de las formulas mencionadas anteriormente y la *Ilustración 16* se resumen en la *Tabla 1*.

Tabla 1: Estados de secado.

Propiedad	Símbolo	Estado 1	Estado 2	Estado 3
Temperatura [°C]	T	20	40	25
Presión saturación [kPa]	P_{sat}	2,3392	7,3851	3,1698
Presión de vapor [kPa]	P_v	1,1696	1,1696	2,6943
Humedad relativa [%]	φ	75	15,84	85
Humedad especifica [kg agua/kg aire seco]	w	0,0175	0,0175	0,0115

Para determinar el caudal de aire necesario, primero se debe especificar la cantidad de agua que se extrae del material en este proceso (W_a).

$$W_a = W_o \cdot \left(\frac{M_{wb_1} - M_{wb_2}}{1 - M_{wb_2}}\right) = W_d \cdot \left(M_{db_1} - M_{db_2}\right) \tag{8}$$

Esta cantidad de agua extraída se mide en kilogramos y puede ser calculada a partir de la humedad en base húmeda o seca, dependiendo de los datos que se disponga. *Los subíndices 1 y 2 hacen referencia a los estados inicial y final respectivamente.*

Luego de obtener la cantidad de agua, se puede calcular el caudal másico de aire (m_a) necesario para la extracción, mediante la diferencia de humedad específica.

$$m_a = \frac{W_a}{(w_1 - w_2) \cdot t} \tag{9}$$

Siendo el consumo medido en kilogramos por unidad de tiempo (t) y las humedades específicas en kilogramos de agua por unidad de kilogramos de aire seco.

Se decide analizar diferentes casos de secado, desde 1 a 15 [ton] de secado diario. Aunque el aumento de agua extraída y aire necesario es lineal, de todas formas, se analiza y se indica por color la posible superficie transversal del ducto. Los valores óptimos de caudal volumétrico de aire, para una velocidad máxima de 10 [m/s], el blanco para un ducto de 600X600 [mm^2], el amarillo para 700X700 [mm^2], el naranjo para 800x800 [mm^2], el rojo para 1 [m^2] y el burdeo para 1,2x1,2 [m^2]. El caso elegido para analizar es el secado diario de 5000 [kg], ya que en un turno de 12 horas se aprovecha de mejor forma la radiación solar y para un ducto de 700x700 [mm^2], es la dimensión más común utilizada.
Para confirmar la elección del caso, se debe mencionar las pérdidas de carga que se generan al utilizar velocidades muy altas, por lo que se estima un máximo de 10 [m/s].

Tabla 2: Caudal de aire [m^3/s].

Kg diario a secar	Agua extraída [kg]	Aire necesario [kg]	8	10	12	14	16
1000	293	48913	1,48	1,18	0,99	0,84	0,74
2000	587	97826	2,96	2,36	1,97	1,69	1,48
3000	880	146739	4,43	3,55	2,96	2,53	2,22
4000	1174	195652	5,91	4,73	3,94	3,38	2,96
5000	1467	244565	7,39	5,91	4,93	4,22	3,69
6000	1761	293478	8,87	7,09	5,91	5,07	4,43
7000	2054	342391	10,34	8,27	6,90	5,91	5,17
8000	2348	391304	11,82	9,46	7,88	6,75	5,91
9000	2641	440217	13,30	10,64	8,87	7,60	6,65
10000	2935	489130	14,78	11,82	9,85	8,44	7,39
11000	3228	538043	16,25	13,00	10,84	9,29	8,13
12000	3522	586957	17,73	14,18	11,82	10,13	8,87
13000	3815	635870	19,21	15,37	12,81	10,98	9,60
14000	4109	684783	20,69	16,55	13,79	11,82	10,34
15000	4402	733696	22,16	17,73	14,78	12,66	11,08

Mediante la *ilustración 15* se puede deducir que la radiación solar varía de forma significativa durante el día, por lo tanto, si se trabaja con un valor promedio se da la posibilidad de obtener resultados sobre estimados. Como se utiliza gas cuando el aporte del techo solar no es suficiente, es crucial definir en qué horarios no es necesario y cuales si, generando cierta

problemática. La adición energética no resulta ser constante y si bien se puede utilizar un valor fijo, se generan casos extremos, como el del sobrecalentamiento o el no cumplimiento del objetivo, por lo tanto, se pretende utilizar un método que no genere en exceso ninguno de los dos casos.

2.12.2. Aporte energético necesario.

En la *tabla 3 y 4* se observan las radiaciones y temperaturas para cada hora donde la radiación afecta, siendo por ejemplo 17, el horario de 17:00 a 17:59 hrs. La sección *"Factor"* es la transformación desde radiación que incide sobre el panel a energía útil o *"Calor"* como es señalado. Para determinar dicho factor se define un área de techo solar de 250 [m^2], una eficiencia del 60% y la conversión de Watts a Kilowatts, ya que es el caso más común en la industria del secado en la zona.

Según cada horario y su temperatura correspondiente se calcula el calor necesario para lograr aumentar hasta los 40°C y con ello obtener el aporte que se debe realizar.

Las temperaturas resultantes de la radiación horaria se muestran en la última columna y se identifican según colores. Se escoge como turno base las horas más óptimas, es decir, desde las 10:00 hasta las 17:59, indicando en celeste las horas en las cuales se cumple el proceso, en rojo en las que se debe aportar si o si, en amarillo la mejor extensión a un turno de 10 horas y en naranjo la extensión a uno de 12 horas.

Tabla 3: Aporte energético de marzo.

MARZO							
Hora	Radiación [W/m2]	Factor	Temperatura [°C]	Calor necesario [kW]	Calor [kW]	Aporte [kW]	T. final [°C]
18	302,18	0,15	21	113	45	68	29
17	644,5	0,15	23	103	97		39
16	785,1	0,15	24	97	118		43
15	848,7	0,15	24	96	127		45
14	870,6	0,15	24	98	131		46
13	875,3	0,15	23	102	131		45
12	858,1	0,15	22	109	129		43
11	818,4	0,15	20	118	123		41
10	733,0	0,15	18	130	110	20	37
9	635,6	0,15	16	142	95	47	32
8	495,8	0,15	15	152	74	77	27
7	298,8	0,15	14	156	45	111	21

El máximo aporte debe realizarse a las siete de la mañana, ya que es el horario donde se presenta menor temperatura y radiación, provocando que la adición este significativamente lejos de la media.

Analizando de mejor forma el caso, si se utiliza una media entre la totalidad de los valores resulta que se debe trabajar con 65 [kW] de aporte, generando sobrecalentamiento en unos horarios, por lo tanto, con el fin de evitar esto se establece que el horario en “rojo” cumple con la temperatura designada.

Tabla 4: Aporte energético abril

ABRIL							
Hora	Radiación [W/m2]	Factor	Temperatura [°C]	Calor necesario [kW]	Calor [kW]	Aporte [kW]	T. final [°C]
18	40,9	0,15	18	130	6	124	19
17	425,9	0,15	20	119	64	56	31
16	682,1	0,15	21	114	102		38
15	712,1	0,15	21	112	107		39
14	720,5	0,15	21	113	108		39
13	714,0	0,15	20	117	107		38
12	708,6	0,15	19	124	106	18	37
11	674,1	0,15	18	133	101	32	35
10	617,3	0,15	16	145	93	52	31
9	541,3	0,15	13	158	81	77	27
8	418,6	0,15	12	167	63	104	22
7	160,0	0,15	12	169	24	145	16
6	0,0	0,15	12	168	0		

En el caso de abril, se asume el cumplimiento del horario "rojo" de las 11:00-12:59, al igual que marzo, ya que es bastante cercana a la temperatura de secado. En este mes, debido a las bajas temperaturas en la mañana, no se puede superar los 30 °C en el horario de las 7:00 siendo la única excepción para el turno de 12 horas. Si bien, en este período se tiene como resultado un mayor aporte necesario, se utiliza el del mes de marzo, ya que al entregar el aporte correspondiente al mes de marzo sólo se deja cumplir con un solo horario, resultado considerado válido.

2.12.3. Aporte a cargas menores

Existe la posibilidad que una empresa nueva en el rubro quiera comenzar con el secado a través de un sistema térmico solar, por lo tanto, se analizan dichos casos y se determinan las opciones más eficientes para cada caso.

Siguiendo con el mismo planteamiento anterior, es decir, con un área de techo solar de 250 [m^2] y eficiencia del 60 %, el calor aportado sólo por la radiación solar en algunos casos se vuelve excesiva. Por ejemplo, para una carga de 3000 [kg] diarios, la temperatura entre las 13:00 y 15:59 horas alcanza su peak de 60 °C, sobrecalentando el material. Debido a esto, en casos de cantidades bajas a secar, se determinan condiciones óptimas de trabajo.

Tabla 5: Condiciones óptimas con cargas bajas

[kg]	Aporte [kW] \ Área [m2]	
	Turno 10 [h]	Turno 12 [h]
1000	22 \ 50	15 \ 50
2000	40 \ 100	31 \ 100
3000	48 \ 180	40 \ 150
4000	62 \ 220	51 \ 200
5000	75 \ 280	65 \ 250

Si se desea secar bajas cantidades no es necesario tener grandes áreas de techo solar, por lo tanto, la instalación no debe ser de grandes dimensiones. Para el caso de un turno de 10 horas el aporte debe realizarse por dos horas en marzo y cuatro en abril, mientras que, para un turno de 12 horas, debe hacerse por cuatro horas en marzo y seis en abril, ya que en abril las condiciones de radiación y temperatura ambiente son irregulares.

2.12.4. Utilización de gas

El combustible utilizado en este caso es el gas licuado de petróleo (GLP), el cual según el instituto nacional de estadísticas presenta variaciones del 0,4% mensual y 5% anual, lo cual para grandes cantidades de consumo y a largo plazo no resulta conveniente.

Según un estudio hecho por la *SOFOFA,* el gas licuado este año ha presentado drásticas alzas alcanzando reajustes del 30 % en tan solo 3 meses. Sin dejar de mencionar que el combustible viene presentado grandes alzas desde los último 5 años.

En cuanto a su proveniencia, dos tercios de la totalidad que se puede encontrar en el país, es importado en su mayoría desde Argentina y países sudamericanos, seguidos por Estados Unidos. Esta dependencia del extranjero provoca que, al realizar un análisis a largo plazo, se deban considerar grandes variaciones.

El análisis se hace en base a un escenario donde la utilización de gas ya se encuentra presente, es decir, los costos que generan la compra de un quemador no están dentro de las posteriores comparaciones.

El cálculo de la cantidad de litros de combustible que se necesitan en este periodo de 40 días, se obtiene a partir de las características del combustible entregadas por la *Asociación Chilena de Eficiencia Energética.*

Tabla 6: Costo anual de gas, turno 12 horas.

Propiedad GLP	
Densidad [kg/m3]	0,55
Precio [CLP$/L]	737
Poder Calorífico [kJ/kg]	50.626
Valor proceso	
Tiempo total [h]	240
Caudal energético [kW]	65
Flujo combustible [kg/h]	8,4
Combustible total [L]	1.681
Costo Anual [CLP$]	$ 1.651.628

En resumen, se contabiliza un costo anual de gas que supera el millón y medio de pesos. Para el caso de un turno de 10 horas, considerando que se utiliza gas durante 160 horas, se obtienen costos anuales de $1.270.483. Estos valores tienen un incremento anual que se considera más adelante.

2.13. Primera opción: Intercambiador de calor

Esta alternativa contempla la utilización de un intercambiador de calor que entregue energía al aire a partir de agua caliente.

La ubicación de éste es anterior al ventilador y el líquido caliente se encuentra recirculando en un sistema de paneles solares térmicos. El cálculo de la disposición, cantidad de dispositivos y costos de este sistema, se basa en la norma técnica de la *ley N° 20.365*, que, si bien se centra en instalación doméstica, se pueden obtener resultados pensando que el agua a calentar es para uno o más domicilios que utilicen esa cantidad de agua.

Ventajas

- No es necesaria la utilización de algún tipo de combustible fósil o energía que presente inestabilidad económica.
- El proceso en general no incluye sistemas que generen gases contaminantes.
- El costo por operación anual es prácticamente nulo en comparación al uso de gas.
- Los dispositivos son de baja potencia, generando bajos costos de energía eléctrica.

Desventajas

- Requiere grandes inversiones de instalación.
- La superficie necesaria para la instalación es significativamente mayor que la de una caldera a gas.
- Para meses donde la radiación es baja, el uso de este sistema no es recomendable.
- Los cambios climáticos, no considerados, dificultan la utilización del sistema.

El primer dato necesario es la cantidad de líquido que se debe calentar y posteriormente acumular, ya que la cantidad de paneles y estanques dependerá directamente de esa magnitud. La obtención de este dato necesita de la formula general de calorimetría y con ello la suposición de un parámetro que resulta ser la diferencia de temperatura que sufre el agua.

$$Q = \dot{m}_{aire} \cdot c_p \cdot \Delta T_{aire} = \dot{m}_{agua} \cdot \left(h_f - h_i\right) \qquad (10)$$

Al intentar determinar el flujo másico del agua surge una problemática de falta de datos, ya que la temperatura de salida del agua, sin importancia a simple vista, es una incógnita, por lo tanto, se asume una disminución de temperatura fija y se procede a calcular.
Para este caso se asume una diferencia de 15 °C, por lo tanto, el agua entre a 70 °C y sale a 55 °C, que sólo es un valor de referencia inicial. Las entalpías utilizadas se obtienen por tablas termodinámicas para dichas temperaturas como líquido saturado. Al reemplazar en la fórmula, se obtiene que el flujo másico necesario del agua es de 1,02 [kg/s] que a una

temperatura promedio de 62,5 °C equivalen a 3755 [L/h] siendo una cantidad alta, ya que se debe almacenar en estanques de 500 [L].

Como son cuatro horas de funcionamiento del intercambiador se deben almacenar 15.000 [L] diarios de agua caliente, siendo una opción que sin dudas es de grandes costos. Para poder optimizar este número de almacenadores y paneles se pueden modificar las condiciones de operación para lograr alguna disminución.

La primera opción consiste en no realizar un secado constante, es decir, en los horarios de mayor radiación secar lo mayor cantidad de material posible y lo que falta hacerlo con el intercambiador. Esta modificación conlleva que se deba realizar un cambio de flujo en el aire, o bien un cambio en la velocidad de giro en el ventilador.

Tabla 7: Modificación de condiciones

[kg]	Caudal [m3/s]	[kg/h]
1000	2,96	250
4000	5,91	500
1500	4,43	375
3500	5,17	437,5
Constante	4,925	417

Al realizar esta modificación se disminuye el caudal de aire en el horario de uso del intercambiador, por lo tanto, el flujo de agua es menor generando una baja en los costos.

Para el primer caso la cantidad agua decrece significativamente hasta los 2.580 [L/h] y para el segundo hasta los 2.956 [L/h], que para las cuatro horas de funcionamiento bordean los 10.000 [L] de almacenamiento.

La segunda opción es recircular el agua y utilizarla hasta una temperatura cercana a la de salida del aire, asumiendo una temperatura final de 40 °C, por lo tanto, no se deben contemplar la totalidad de horas, sólo la mitad.

Debido a que las instalaciones no cuentan con variadores de frecuencia o algún tipo de arreglo que permita variar la velocidad del ventilador, la segunda opción donde se recircula el agua y se requiere la mitad del caudal, es el proceso que se analiza en cálculos posteriores.

2.13.1. Tipos de paneles solares a utilizar

La elección de un tipo de panel solar térmico, en general se justifica por su eficiencia, es decir, que en la mayoría de los casos se selecciona el de mayor rendimiento térmico, aunque sin considerar otros puntos relevantes, como por ejemplo el tiempo entre una mantención y otra, más bien, el cuidado que se debe aplicar. Ya dicho esto, entre los tipos más eficientes se encuentra los de tubos al vacío y los planos, en este caso al tener un panel de tubos al vacío, se vuelve un poco más complejo de mantener, pero estos alcanzan un mayor rendimiento, alcanzando eficiencias ópticas del 80% como máximo.
En cuanto al tipo de panel, cantidad y distribución de éste, se utiliza el manual de sistemas solares térmicos creado por el *Ministerio de Vivienda y Urbanismo*.

Los dos tipos antes mencionados tienen ventajas y desventajas que ayudan a la elección en este caso. Se selecciona según la eficiencia y la necesidad del aparato en ser mantenido, ya que dicha acción genera costos a largo plazo que se intentan reducir. También, las incrustaciones a largo plazo generan una disminución en la transferencia de calor, ya que producen una mayor resistencia en el tubo, por lo que el material de este es de suma importancia.

Debido a esto, se presenta un cuadro comparativo y se elige usar los paneles con tubos al vacío para este análisis.

Tabla 8: Cuadro comparativo tipo de panel.

Plano	Tubos al vacío
Eficiencia entre el 30% y 50 %	Baja emisividad, alta absorbencia del tubo y aislamiento por vacío (eficiencias superiores al 50%)
Sensibles a la rotura	No son sensibles a la rotura
En roturas pueden seguir trabajando a menor rendimiento	En roturas no pueden seguir funcionando
Montaje sencillo	Montaje sencillo
Sensible a las incrustaciones (limpieza química), se necesita mantención seguida	No es sensible a las incrustaciones, necesita poca mantención.
No resisten a vientos fuertes	Resisten vientos fuertes

2.13.2. Cantidad de Paneles y estanques

Para la realización de cálculos se utiliza como base la norma técnica de la *ley N° 20.365*, la que, si bien determina la contribución solar térmica mínima para empresas constructoras, específicamente para el uso sanitario, también puede utilizarse para calcular radiación incidente para superficies inclinadas.

Según el capítulo II, la radiación global media diaria para una superficie inclinada depende del grado de orientación, las pérdidas por sombras y el factor de modificación por ser una superficie inclinada.

$$R_{Gd_inc_i} = \left[\frac{R_{Gm_i}}{N_{días_i}} \cdot F_{d_i} \cdot \left(1 - \left(\frac{3{,}5}{100.000}\right) \cdot {O_{SST}}^2\right) \cdot \left(1 - \frac{PS}{100}\right)\right] \cdot 3{,}6 \qquad (11)$$

Siendo $R_{Gd_inc_i}$ la radiación solar global media diaria sobre una superficie inclinada del mes analizado [MJ/m^2], $N_{díaMes_i}$ los días del mes correspondiente, F_{d_i} el factor modificador de la radiación incidente a una superficie inclinada para el mes correspondiente, O_{SST} la orientación del sistema solar térmico en grados y PS las pérdidas por sombra [%].Para determinar las *pérdidas por sombra (PS)*, se necesita un software, por lo tanto, se estima el valor límite de 10 %.

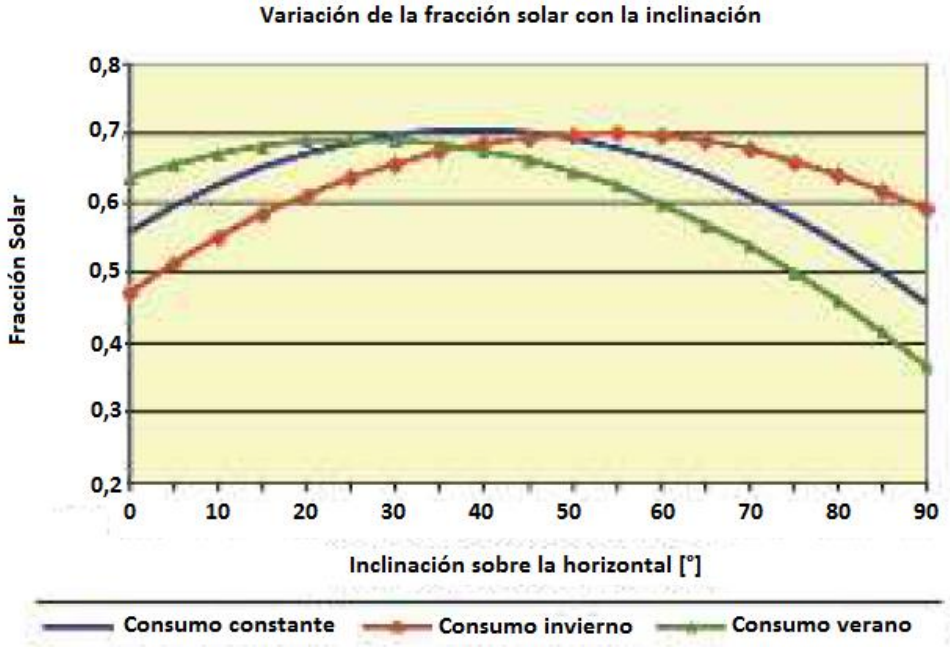


Ilustración 17: Fracción solar

Como se puede observar en la *ilustración 17*, la línea verde refleja la fracción solar útil en verano, (estación más cercana al periodo marzo-abril) la cual entre los valores 20° y 40° alcanza un valor máximo. Se utiliza una *inclinación de 30*° para el cálculo. Datos estimados y sacados de la norma técnica

Tabla 9:Datos mensuales norma técnica

Mes	Marzo	Abril
Radiación solar global sobre superficie horizontal [kWh/m^2] media mensual	148,48	97,5
Factor modificador radiación incidente [-]	1,14	1,29
Días del mes	31	30
Orientación SST [°]	30	30
Pérdidas por sombra [%]	10	10

Valores calculados mediante

$$Q = R_g \cdot A \cdot \eta = \dot{m} \cdot C \cdot \Delta T \qquad (12)$$

Donde el calor transmitido es el resultado de la multiplicación entre la radiación solar global (R_g), el área de captación del panel (A) y el rendimiento de éste (η).

Mediante la fórmula se realiza el cálculo, tomando en cuenta que el rendimiento de un panel solar es inversamente proporcional a la diferencia entre la temperatura de entrada y la ambiental. Debido a esta baja de rendimiento, se utiliza una función a partir de esta diferencia para los siguientes cálculos.

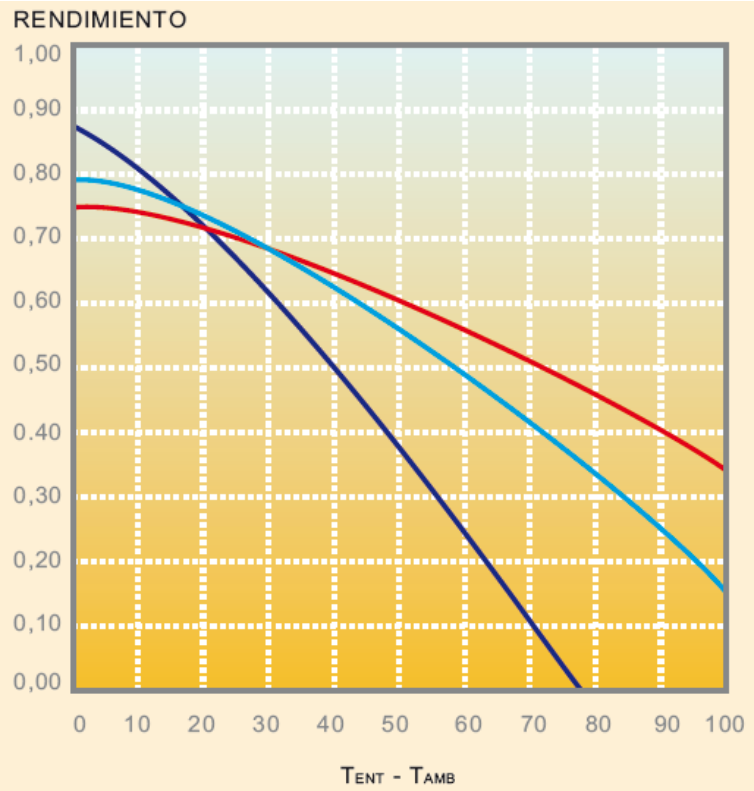


Ilustración 18:Rendimiento Panel Solar

Mediante el gráfico y asumiendo una función lineal, donde a una diferencia de 50°C el rendimiento del panel es 60%, se obtiene la siguiente función

$$\eta = 0{,}75 - 3 \cdot 10^{-3} \cdot (T_{ent} - T_{amb}) \qquad (13)$$

Ya seleccionadas las condiciones y el tipo de panel, el paso siguiente es la determinación de la cantidad de paneles solares térmicos y estanques. Al considerar la disminución en el rendimiento de dichos paneles, si se utiliza una disposición en serie la eficiencia termina en valores inferiores al 30%. Debido a esto la disposición en paralelo es la mejor opción, dividiendo en dos baterías de paneles de igual cantidad, separando en dos el caudal de agua y alcanzando eficiencias finales cercanas al 50%, junto con una menor pérdida de carga.

Tabla 10: Resumen cantidad Paneles carga 5000 kg

Turno [h]	10	12
Mes	marzo\abril	marzo\abril
Radiación promedio [W/m^2]	757\621	681\535
Temperatura salida [°C]	71	71
Cantidad de paneles	18\20	34\38
Cantidad de estanques	8	15

Analizando los resultados, se llega a que el turno de 12 horas tiene el doble de costos que el turno de 10 horas. Los cálculos hechos para ambos meses y turnos se encuentran en las *Tablas 39,40,41 y 42* en el anexo.

2.13.3. Elección del intercambiador [1]

La cantidad de diseños en intercambiadores sólo está limitada por la imaginación, sin embargo, existen unos predeterminados y más o menos eficientes, dependiendo de las condiciones de operación. Las limitaciones en el uso de cada tipo son variadas, desde presiones o temperatura máximas, hasta el tipo de elemento o el tamaño del aparato, todas estas afectas al correspondiente escenario de operación.

Estos dispositivos pueden ser clasificados según su función, flujo, contacto, cantidad o tipo de fluidos involucrados y un sin fin de características, sin embargo, lo principal es el tipo de modelo, que tiene una gran gama para su elección.

En dicha variedad se consideran los intercambiadores de doble tubo, tubo y coraza, radiadores, de placas, en espiral, entre los más importantes. Existen otros tipos los cuales tienen aplicaciones más específicas y que pueden considerarse un arreglo de los antes mencionados.

Luego de identificado el tipo de diseño estructural del equipo, tanto su disposición, dimensiones y materiales, la identificación del tipo de flujo es el siguiente paso.

Flujo paralelo: El flujo caliente y frio entran por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección. *(Ilustración 38, Anexo)*

Contraflujo: El flujo caliente y frío entran por extremos opuestos y se mueven en dirección opuesta. *(Ilustración 39, Anexo)*

Flujo cruzado mezclado: El flujo frío se mueve de forma perpendicular al caliente, existiendo uno interno, que fluye por los tubos y uno externo, que fluye por un ducto. Éste último cuenta con placas instalada en la misma dirección del flujo, disminuyendo la turbulencia. (*Ilustración 40, Anexo*)

Flujo cruzado no mezclado: El flujo frío se mueve de forma perpendicular al caliente, existiendo uno interno, que fluye por los tubos y uno externo, que fluye por un ducto. Éste último se mueve libremente aumentado la turbulencia del flujo. (*Ilustración 40, anexo*)

Intercambiador de doble tubo

Este intercambiador consiste en dos tubos concéntricos, un flujo en el tubo interior y el otro en la holgura entre ambos tubos. Si bien el diseño es bastante simple, se generan un par de inconvenientes, ya que esa holgura antes mencionada, para que la transferencia de calor sea efectiva, no debe ser de grandes dimensiones, complicando la mantención del dispositivo. Debido a esto se dificulta la instalación de aletas o alguna forma de aumentar el área de contacto.

Es óptimo el uso de este tipo de intercambiadores cuando el área de transferencia necesaria es de baja magnitud, no obstante, existe la posibilidad de extender el largo de los tubos, o realizar una conexión en serie de dispositivos pre fabricados. Esta alternativa genera el aumento de las pérdidas de presión del tubo, que por el lado del agua podrían ser significativas.

Para facilitar esta explicación se presenta un esquema general de este tipo de intercambiador con sus respectivas partes.

1-Codo. 2, 3, 5, 6-Prensa estopa. 4-Cabezal de retorno. 7-Tee.

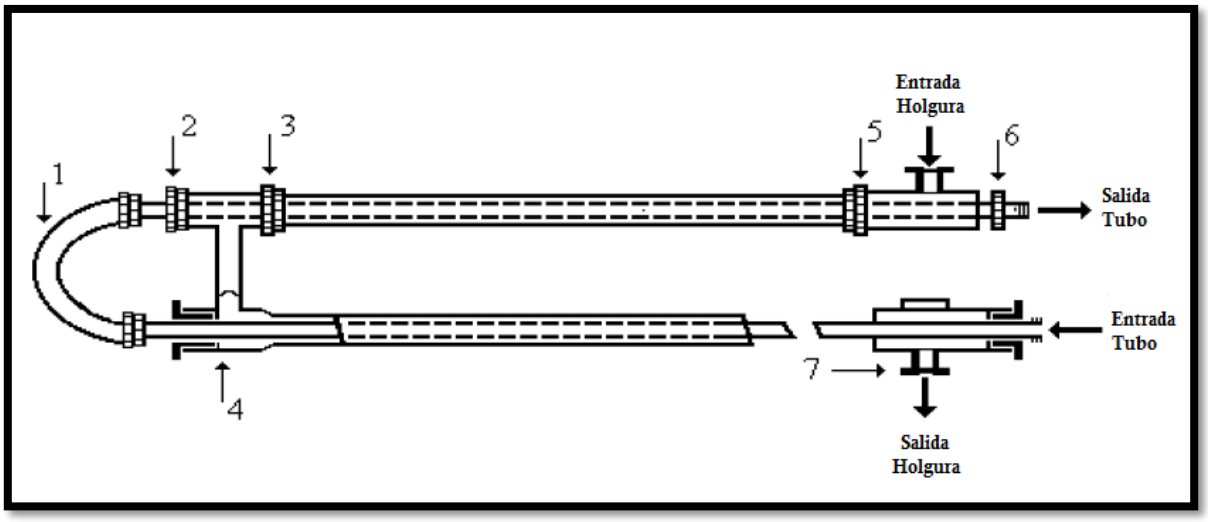


Ilustración 19: Intercambiador doble tubo.

Como se aprecia este tipo de diseño es óptimo cuando es necesaria un área pequeña (100 a 200 ft^2 o menor), lo que conlleva al uso de altas presiones, siendo estas sus principales características.

Intercambiador de tubo y coraza

Este tipo de diseño es el más utilizado en la industria, debido a que proporcionan grandes flujos de calor en relación con su peso y volumen, es relativamente fácil construirlos teniendo una gran gama de tamaños, es de mantención sencilla y el diseño puede ser adaptado para prácticamente cualquier aplicación.

Este aparato consiste en una coraza cilíndrica que en su eje longitudinal tiene un arreglo de tubos sostenidos por unas láminas situadas de forma perpendicular a éstos, denominadas deflectores (baffles). El objetivo de estos soportes es aumentar la turbulencia, en el lado de la carcasa, y con ello la transferencia de calor entre los flujos. Por el lado de los tubos el flujo es dirigido por los cabezales en el caso de tener más de una etapa.

A pesar de que, por lo mencionado anteriormente, podría ser el diseño más adecuado, en un caso donde el escenario debe ser adaptado para su instalación, puede llegar a tener varios inconvenientes, como es el caso del cambio de sección y con ello un gran aumento en la velocidad de flujo.

1-Coraza. 2-Tubos. 3-Placas de tubos. 4-Deflectores. 5-Deflector longitudinal. 6-Cabezal posterior. 7-Cabezal fijo. 8-Boquilla de la coraza. 9-Boquillas para los tubos.

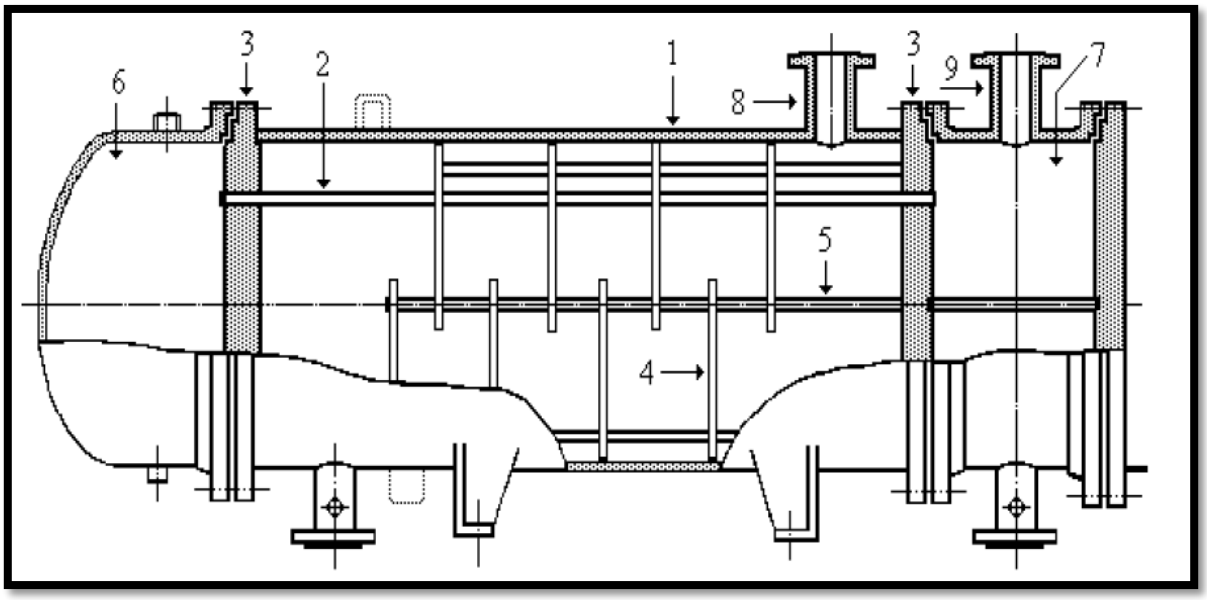


Ilustración 20: Intercambiador de tubos y coraza.

Intercambiadores enfriados por aire y radiadores

Este tipo de equipos es generalmente utilizado en sistemas de enfriamiento en vehículos, acondicionamiento de aire o calefacción, en la industria que necesita torres de enfriamiento y en procesos de tratamiento del aire en general.

El intercambiador consiste en un arreglo de tubos perpendiculares al flujo de aire, es decir que son de tipo flujo cruzado, que puede ser succionado o soplado dependiendo de la posición de los ventiladores. Debido a las grandes diferencias en las propiedades del aire y un fluido, como el agua, la cantidad necesaria de aire será 4 veces mayor en masa y 3200 veces en volumen en comparación al agua.

Una de las grandes propiedades del aparato es que cuentan con grandes superficies de transferencia en comparación a su volumen, ya que la tubería cuenta con aletas o placas poco espaciadas entre ellas que aumentan la superficie total del intercambiador.

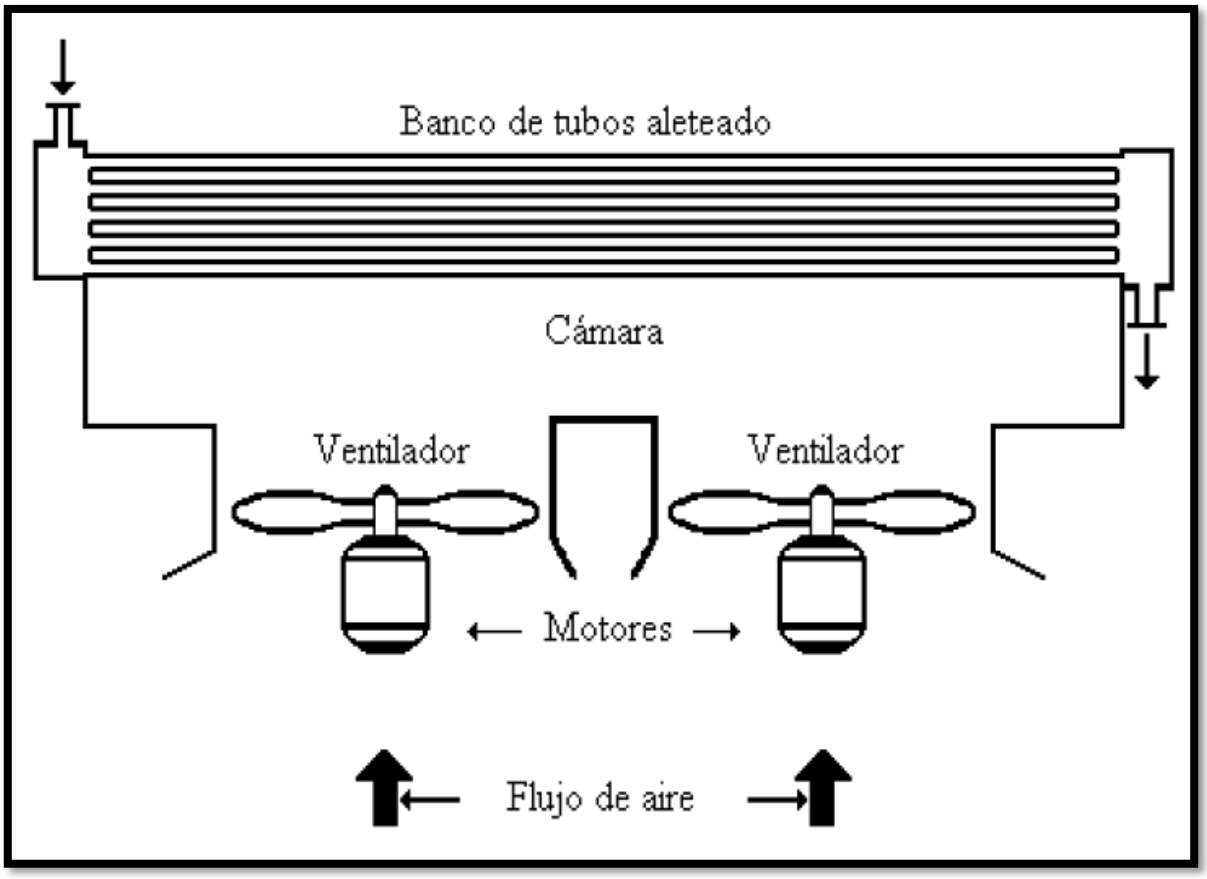


Ilustración 21: Radiador.

Intercambiadores de placas

El diseño consiste en dos flujos separados por placas corrugadas, entre la primera y segunda lámina pasa un flujo, mientras que por la segunda y tercera pasa el otro, así consecutivamente en las siguientes láminas. Las placas corrugadas pueden tener diversas formas con el objetivo de aumentar el área superficial efectiva. Debido al poco espacio la turbulencia es alta, siendo óptimo el uso del dispositivo para fluidos de gran viscosidad.

En los primeros equipos la presión de operación no supera los 0,2 [MPa] mientras que la temperatura no es mayor a los 60 [°C], sin embargo, al pasar el tiempo se han incrementado las condiciones hasta los 3 [MPa] y 250 [°C] debido a la mejora del rendimiento de las empacaduras y la elección de su material que limita las condiciones de operación.

1,5-Barra de soporte. 2-Conjunto de placas y empacaduras. 3-Perno por compresión. 4-Cubierta móvil. 6-Cubierta fija.

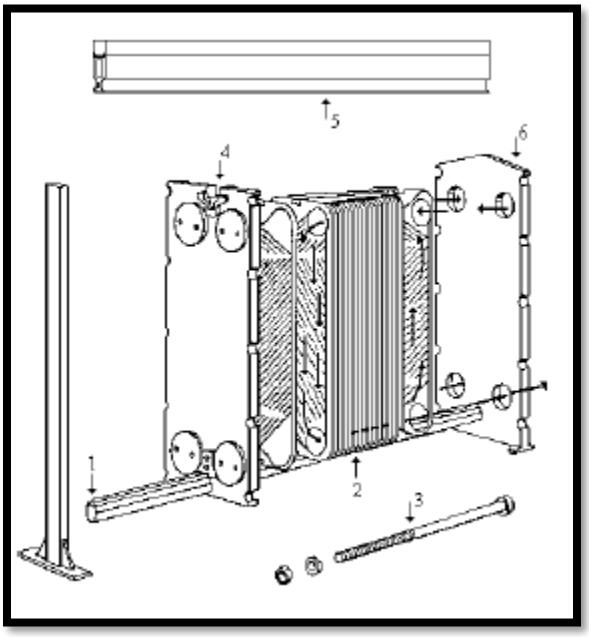


Ilustración 22: Intercambiador de placas.

El conjunto de placas también pude estar soldada en las esquinas, evitando las fugas hacia la atmosfera y permite el trabajo con elementos peligrosos. Este tipo de configuración se denomina placas no empacadas, que tiene como desventaja la imposibilidad de realizar procesos de mantenimiento. El diseño en la actualidad ha emplazado en varias condiciones al intercambiador de tubos y coraza, no obstante, aún existe la limitación que la diferencia de presión entre ambos flujos no puede superar los 4 [MPa].

Intercambiadores en espiral

Este diseño consiste en un par de placas enrolladas, con respecto a un eje, las cuales forman dos ductos por los cuales fluyen los fluidos. Las separaciones se mantienen mediante soportes, ya que al haber diferencia de presiones existirían cambios de superficie. En este equipo los flujos no se mezclan y es utilizado principalmente para fluidos viscosos, lodos o con sólidos en suspensión. El diseño se puede modificar de tal forma que se pueda intercambiar calor entre dos o más fluidos, siendo el tipo de dispositivo que requiere menor volumen y peso, por lo tanto, el más cómodo en cuanto a la logística del espacio.

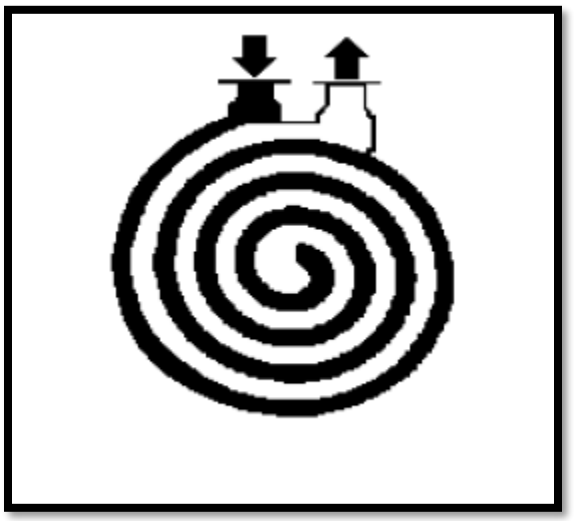


Ilustración 23: Intercambiador en espiral.

Una vez explicado el funcionamiento y características de cada tipo de intercambiador, se realiza un cuadro resumen con las propiedades más importantes y por las cuales se decide el diseño más adecuado.

Para el caso que se analiza, es necesario un diseño donde el cociente entre el área de intercambio y su volumen sea alto, ya que el espacio que se dispone es reducido y aun así se necesita obtener una óptima eficiencia. Debido a esto un intercambiador de tubos y coraza no es el más adecuado, ya que para obtener óptimas eficiencias se necesitan grandes dimensiones.

La caída de presión es primordial al momento de la instalación de una bomba, ya que la potencia instalada depende de esta diferencia. Debido a esto un intercambiador de placas no

es la mejor opción ya que presenta caídas de presión de hasta 100 veces mayor a los otros tipos.

Tabla 11: Cuadro comparativo intercambiadores

Propiedad	Tubos y coraza	Radiadores	Placas	Espiral
Temperatura máxima [°C]	700	150	900	400
Presión [Mpa]	35	5	35	0,02
Caída de presión	Baja	Baja	Alta	Media
Área intercambio/ Volumen	Baja	Alta	Alta	Baja
Mantenimiento	Compleja	Sencilla	Sencilla	Circunstancial
Aplicación más común	Líquido-Líquido	Líquido-Gas	Líquido-Líquido (Corrosivos)	Gas-Gas Líquido-Líquido (Sucios)

Entre un dispositivo tipo radiador y uno en espiral se escoge el que se utiliza comúnmente para el intercambio entre líquido y gas, el mantenimiento es más sencillo y la caída de presión es más baja, es decir, se escoge el modelo radiador.

2.13.4. Diseño del intercambiador

El dispositivo es cotizado en la empresa chilena *INTERCAL* dedicada específicamente a la fabricación de intercambiadores de calor para diferentes funciones, como refrigeración, climatización y aplicaciones industriales de enfriamiento o control de temperatura para productos y equipos.

Los modelos posibles para este escenario pueden trabajar con caudales de aire de hasta 90.000 [m^3/h] y consisten en un gabinete, serpentín, bandeja de condensado y filtros.

El gabinete es una estructura en perfiles de aluminio extruido de autoencaje, fijados a esquineros de material termoplástico, los que proveen de rigidez a la unidad. Cuenta con

aislación interna de poliuretano de 25 [mm] de espesor y 38 [kg/m^3], con una resistencia de térmica de 0,019 [W/mK], siendo más liviano y con mejores propiedades que la fibra de vidrio. Las características constructivas permiten la remoción de los paneles para una mejor accesibilidad para el mantenimiento.

Los serpentines son fabricado con tubos de cobre sin costura y aletas corrugadas de aluminio. Los tubos se expanden mecánicamente pasa un completo contacto con las aletas, logrando la máxima eficiencia de intercambio de calor. Todos los serpentines son probados a 350 [Psi] y se proveen con terminales de conexión de hilo interior.

La bandeja de condensado, para desplazar el agua producida en el proceso, es de aluminio y cuenta con desagüe. Los filtros son unas rejillas de tamaños comerciales estándar, montados en bastidores para su fácil mantenimiento.

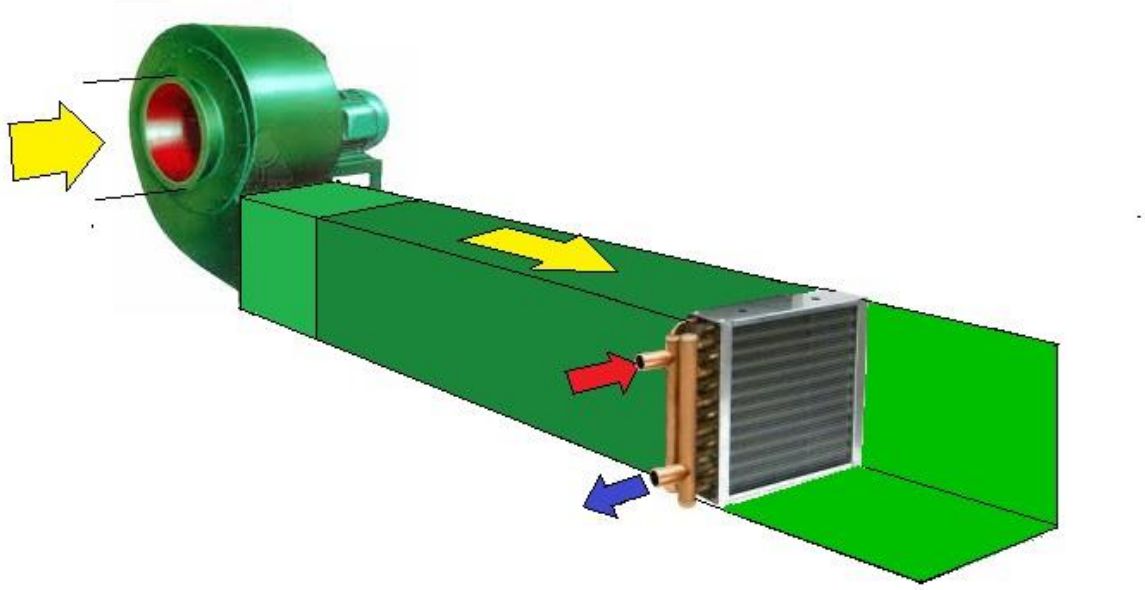


Ilustración 24: Modelo intercambiador de calor.

En la *Ilustración 24* el intercambiador se sitúa en la descarga del ventilador, este dispositivo puede retirarse para facilitar su mantenimiento, que consta principalmente de la limpieza del filtro, o la rejilla instalada en el bastidor. El flujo de aire se señala con flechas amarillas y en la *Ilustración 25* se muestra un esquema transversal del dispositivo donde se especifica el uso de la bandeja de condensación la cual cuenta con una válvula para su desagüe.

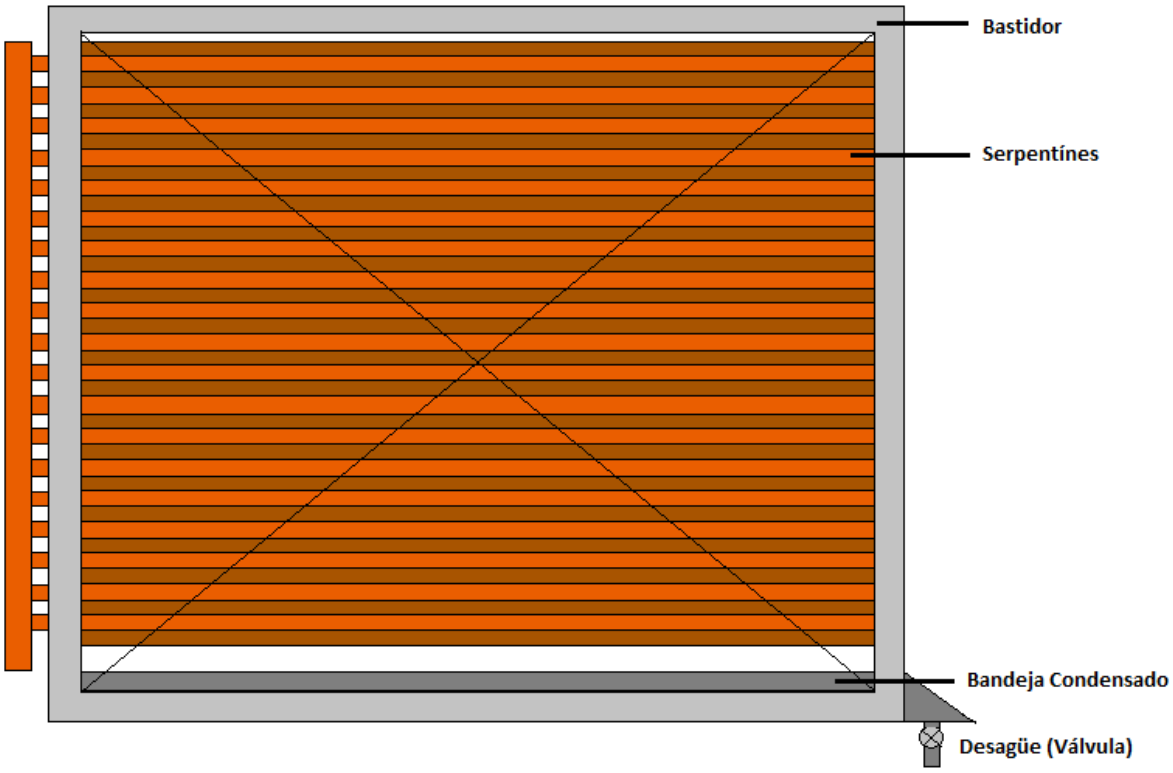


Ilustración 25: Esquema intercambiador

2.13.5. Cálculo del Intercambiador [2]

Para el cálculo y diseño de un intercambiador, que transfiere el calor desde un líquido a un gas, es vital especificar el uso de aletas, que son extensiones en la superficie de intercambio que aumentan la cantidad de calor y con ello la eficiencia.

La cantidad de energía por unidad de tiempo (Q) que capta la superficie de intercambio se determina por la multiplicación entre el coeficiente global de transmisión de calor (U), el área de contacto y la diferencia media de temperaturas (ΔT).

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \qquad (14)$$

Aunque la *fórmula 14* se vea sencilla, determinar el coeficiente global y el área necesaria a partir de los datos disponibles no es tan fácil. Primero se establecen las propiedades de los elementos a sus temperaturas promedio, para el caso del aire a 28 °C y el agua a 63 °C.

Tabla 12: Propiedades a temperatura promedio agua y aire

Propiedad	Símbolo	Agua	Aire
Densidad [kg/m^3]	ρ	980	1,184
Volumen Especifico [m^3/kg]	v	0,00102	0,845
Viscosidad Cinemática [m^2/s]	ν	4,42E-07	1,56E-05
Calor especifico [kJ/kgK]	C	4,187	1,007
Conductividad térmica [W/mK]	k	0,659	0,0255
N° Prandtl	Pr	2,75	0,7296

Para cada propiedad existe una diferenciación entre ambos fluidos, para el aire se utiliza el subíndice "g" y para el agua "f", por ejemplo, la densidad del agua se reconoce como ρ_f y la del aire ρ_g.

El material de los tubos con aletas anulares es el que utiliza la empresa contactada *Intercal*. La base del tubo es de cobre y sobre ella se encuentran las aletas de aluminio. Ambos materiales, dentro de los metales posibles, están entre de los grandes conductores de calor y los más económicos, siendo las mejores opciones a utilizar. Dicha unión aluminio-cobre genera una resistencia (R_T) de 0,000184 [m^{2}K/W] y las dimensiones generales se presentan en un cuadro.

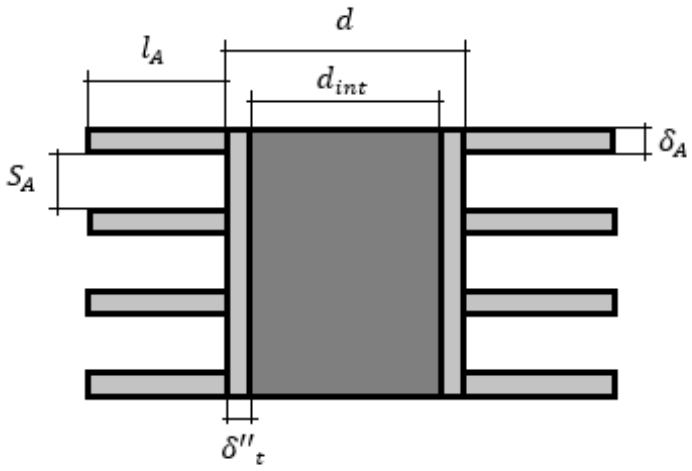


Ilustración 26: Perfil aletado.

La utilización de aletas es uno de los factores más importantes en este diseño, debido a que permite aumentar el área de transferencia por metro cúbico de espacio, es decir, con dispositivos más pequeños se logra una mayor transferencia de calor.

Tabla 13: Dimensiones generales intercambiador

Dimensiones		
Diámetro interno [m]	d_{int}	0,02
Espesor tubería [m]	δ''_t	0,0025
Diámetro externo [m]	d	0,025
Alto aleta [m]	l_A	0,01
Paso aleta [m]	S_A	0,003
Espesor aleta [m]	δ_A	0,0008

Ya definidas las dimensiones de trabajo se procede a calcular la superficie por metro de tubería aletada. Para esto se necesita un diámetro total (D) que incluye el tubo y la aleta.

$$D = d + 2 \cdot l_A \qquad \textbf{(15)}$$

Con este diámetro se logra determinar el área generada por las aletas (A_{A1}) y por la parte del tubo base (A_{T1}).

$$A_{A1} = \frac{\pi}{2} \cdot (D^2 - d^2 + 2 \cdot D \cdot \delta_A) \cdot \frac{L_A}{S_A} \cdot z \quad (16)$$

$$A_{T1} = \pi \cdot d \cdot \left[L_A \left(1 - \frac{\delta_A}{S_A} \right) \cdot z + L_T \right] \quad (17)$$

Siendo L_A la longitud aletada del tubo, que en este caso se trabaja por cada metro de tubo y L_T la parte no aletada del tubo, que se considera nula. La letra z es el número de tubos que posee el intercambiador que inicialmente se desconoce y se asume igual a uno.

El área total (A_1) por cada metro de tubo aletado es la suma de ambas superficies anteriores y el área que sostiene las aletas ($A_{sost\ 1}$) junto con el área interior del tubo ($A_{int\ 1}$) son utilizadas para cálculos posteriores.

$$A_1 = A_{A1} + A_{T1} \quad (18)$$

$$A_{sost1} = \pi \cdot d \cdot L_A \quad (19)$$

$$A_{int1} = \pi \cdot d_{imt} \cdot L_A \quad (20)$$

El coeficiente de aletado es una de las principales características de este tipo de dispositivo, ya que refleja el aprovechamiento del área base del tubo.

$$\Psi_A = \frac{A}{A_{sost}} \quad (21)$$

Para el caso donde se seca una carga de 5000 [kg] se obtienen los siguientes resultados.

Tabla 14: Área por metro de tubo

A_{A1}[m^2]	0,771
A_{T1} [m^2]	0,058
A_1[m^2]	0,828
Factor aletado Ψ_A	10,547

La cantidad de tubos que pueden instalarse verticalmente en un ducto, tomando en cuenta suficiente distancia entre ellos, depende directamente de su disposición. La forma recomendada es la triangular, ya que genera mayor turbulencia y aprovecha de mejor forma el espacio para lograr una mayor transferencia de calor.

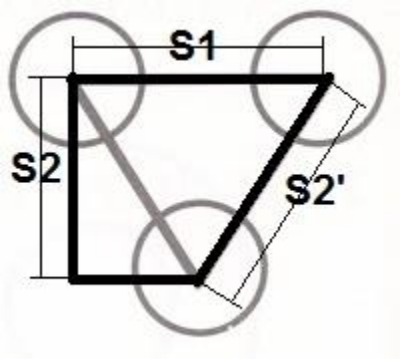


Ilustración 27: Disposición triangular.

En esta formación, los tubos están equidistantes diagonalmente, es decir que S_1 y S'_2 tienen el mismo valor.

$$S_2 = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot S_1 \tag{22}$$

$$S_1 = \frac{a}{z_1 + 0{,}5} = S'_2 \tag{23}$$

La formación de un triángulo isósceles es lo que permite utilizar el seno de 60 grados para obtener S_2. En un ancho "a" del ducto alcanzan z_1 tubos con una separación tecnológica suficiente, para la cual se debe cumplir que S_1 > D.

El aire al pasar por el intercambiador sufre una reducción en su área de flujo, por lo tanto, aumenta su velocidad, la cual alcanza un valor máximo que debe ser utilizado en la determinación de Reynolds o turbulencia. La velocidad del aire (u_g) depende de su flujo másico (G), volumen específico (v_g) y del área de paso en el intercambiador (F) para la cual es necesario un diámetro relativo del tubo aletado (d_{rel}) y la altura "b" del ducto.

$$d_{rel} = d + \frac{2 \cdot l_A \cdot \delta_A}{S_A} \quad (24)$$

$$F = a \cdot b - z_1 \cdot b \cdot d_{rel} \quad \textbf{(25)}$$

$$u_g = \frac{G \cdot v_g}{F} \quad (26)$$

La velocidad del agua depende cantidad de tubos considerando que el serpentín tiene dos vueltas (n_x=2). Como tiene dos entradas, el flujo másico (D_f) se divide en dos y se puede obtener el área (f) por donde circula el agua.

$$z_p = n_x \cdot z_1 \quad (27)$$

$$M = z_p \cdot \frac{\pi \cdot {d_{int}}^2}{4} \quad \textbf{(28)}$$

$$u_f = \frac{D_f \cdot v_f}{M} \quad (29)$$

Siguiendo con el caso planteado las distancias, cantidad de tubos, áreas y velocidades se muestran en la *Tabla 15*.

Tabla 15: Distancia y velocidades máximas

a=b [m]	0,8
z_1	16
S_1 [m]	0,048
S_2 [m]	0,042
S'_2 [m]	0,048
d_{rel} [m]	0,0303
F [m^2]	0,2517
u_g [m/s]	19,6
z_p	32
M [m^2]	0,0100
u_f [m/s]	0,1

Los cálculos anteriores son la base de la determinación de los coeficientes de convección y global de transmisión de calor. Hasta el momento no ha sido necesaria la explicación de los términos ya que resultan ser conocidos.

El coeficiente de convección relativo ($h_{1\,rel}$) de la superficie externa se calcula despreciando la transmisión de calor por radiación entre los tubos debido a que este parámetro tiene un valor muy pequeño. En este caso se plantea el uso de aire limpio por lo tanto se determina mediante la *fórmula 30*.

$$h_{1\,rel} = \left(\frac{A_A}{A} \cdot E \cdot \mu_A \cdot \psi_E + \frac{A_T}{A}\right) \cdot h_c \tag{30}$$

Este se calcula a partir de un coeficiente de convección para un caso sin considerar la eficiencia de aletado (h_c) y que luego se le aplica las respectivas correcciones.

$$h_c = 1{,}13 \cdot C_z \cdot C_q \cdot \frac{k_g}{d} \cdot \left(\frac{u_g \cdot d}{\nu_g}\right)^n \cdot Pr_g{}^{0{,}33} \tag{31}$$

Al igual que el corregido, h_c no deja de incluir factores que ayudan a obtener un valor lo más aproximado posible. El coeficiente C_z considera la influencia que tiene en la transmisión de calor el número de filas de tubos (z_2) donde se cumpla que $S_1/S_2 < 2$ y $z_2 < 8$ y en el caso de no cumplirse C_z=1.

Los coeficientes de forma C_q y n consideran la diferencia en el tipo de aletado, ya que este puede ser, anular, cuadrada o en espiral. Estos factores dependen del parámetro de forma X y el factor de aletado Ψ_A que para un arreglo triangular y alteas anulares se calculan de la siguiente forma.

$$X = \frac{S_1}{S_2} - \frac{1{,}26}{\Psi_A} - 2 \tag{32}$$

$$n = 0{,}7 + 0{,}08 \cdot \tanh(X) + 0{,}005 \cdot \Psi_A \tag{33}$$

$$C_q = \left(1{,}36 - \tanh(X)\right) \cdot \left(\frac{1{,}1}{\Psi_A + 8} - 0{,}014\right) \tag{34}$$

Con estos factores y las propiedades del aire se puede obtener sólo reemplazando valores el coeficiente de convección.

Para un caso de un tubo aletado se consideran tres factores no conocidos, primero, el coeficiente de eficiencia teórica de la aleta (E). Este valor depende de la temperatura promedio de la aleta, que es una resta entre la temperatura promedio del aire (θ) y la diferencia entre el promedio del aire y agua (T) multiplicado por un coeficiente de eficiencia teórico supuesto (E') con anterioridad.

$$T_A = \theta - (\theta - T) \cdot E' \tag{35}$$

Calculada esta temperatura de aleta se busca la conductividad térmica (k_A) del material correspondiente a dicha temperatura, que en este caso es el aluminio. Ya obtenidos todos los datos, se pueden determinar los factores de altura de aleta corregida l'_A y m necesarios para obtener E.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_c}{\delta_A \cdot k_A}} \tag{36}$$

$$l'_A = l_A \cdot \left[1 + \left(0{,}191 + 0{,}054 \cdot \frac{D}{d}\right) \cdot ln\left(\frac{D}{d}\right)\right] \tag{37}$$

$$E = \frac{\tanh(m \cdot l'_A)}{m \cdot l'_A} \tag{38}$$

Ya concluido este paso, se observa que tan cercano es el valor de E con E', ya que, si son significativamente diferentes, se debe realizar nuevamente este proceso.

El segundo factor μ_A sólo se considera si la aleta tiene un cambio de forma. Para el caso actual donde la aleta termina en punta recta este factor es igual a uno.

El tercer factor ψ_E, es una corrección del coeficiente de eficiencia teórica de la aleta, que considera las irregularidades en la distribución del coeficiente de convección

$$\Psi_E = 1 - 0{,}016 \cdot \left(\frac{D}{d} - 1\right) \cdot [1 + \tanh(2 \cdot m \cdot l'_A - 1)] \tag{39}$$

Con los tres factores y cocientes entre áreas se puede determinar el coeficiente de convección relativo de la superficie externa $h_{1\,rel}$.

El coeficiente de convección interno del tubo h_2 por donde circula el agua, requiere de una pequeña iteración, donde se asumen valores de área externa de intercambio y el propio coeficiente de convección interno, estas suposiciones se siguen utilizando luego de este paso, y al final de todo el cálculo de van comparando.

El cálculo de este coeficiente depende de las propiedades del agua y de los factores β y K que dependen de la turbulencia del fluido, y con ello del número de Reynolds.

$$Re_f = \frac{u_f \cdot d_{int}}{\nu_f} \tag{40}$$

$$K = 1 + \frac{900}{Re_f} \tag{41}$$

$$\beta = (1{,}82 \cdot \lg(Re_f) - 1{,}64)^{-2} \tag{42}$$

Ya calculados estos factores se procede a suponer área externa (A') y coeficiente de convección interno (h'_2). Con estos valores supuestos se calcula temperatura promedio interna del tubo y área interna, siendo valores momentáneos.

$$A'_{int} = \frac{A'}{\left(A_1/A_{int1}\right)} \tag{43}$$

$$T'_w = T + \frac{Q \cdot 10^3}{A'_{int} \cdot h'_2} \tag{44}$$

Luego de obtener esta temperatura promedio del tubo se debe corregir esa diferencia de temperatura con respecto a la del fluido. El coeficiente C_{tem} es el encargado de corregir dicha diferencia a partir de las viscosidades del agua a la temperatura promedio del fluido μ_f y la del tubo μ_w.

$$C_{tem} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0{,}25} \tag{45}$$

$$h_2 = \frac{k_f}{d_{int}} \cdot \left[\frac{0{,}125 \cdot \beta \cdot Re_f \cdot Pr_f \cdot C_{tem}}{K + 4{,}5 \cdot \beta^{0{,}5} \cdot \left({Pr_f}^{0{,}666} - 1 \right)} \right] \quad (46)$$

Obtenido este coeficiente se siguen manteniendo los supuestos y se determina el coeficiente global de transmisión de calor (U) siendo el valor que identifica junto con la eficiencia, al intercambiador.

El único factor faltante es el coeficiente de efectividad térmica Ψ que para los casos donde el aire está limpio toma un valor de 0,95.

$$U = \frac{\Psi}{\frac{A}{A_{int}} \cdot \frac{1}{h_2} + \frac{A}{A_{int}} \cdot R_T + \frac{1}{h_{1\,rel}}} \quad \textbf{(47)}$$

Con R_T la resistencia generada por la unión cobre-alumnio identificada al comienzo del análisis. El último paso consta de la determinación del área de intercambio externo total y la cantidad de tubos, es decir el diseño completo, pero antes, se debe comparar valores en caso de ser necesario seguir iterando.

Se comienza con un valor fijo de diferencia de temperatura logarítmica media, donde el delta mayor o resta entre la temperatura de entrada del aire (θ') y salida del agua (T''), junto con el delta menor o resta entre la temperatura de salida del aire (θ'') y entrada del agua (T').

$$\Delta T_{mayor} = \theta' - T'' \qquad \Delta T_{menor} = \theta'' - T' \quad (48)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{mayor} - \Delta T_{menor}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{mayor}}{\Delta T_{menor}}\right)} \quad (49)$$

Ya obtenidos todos los datos necesarios y provenientes de supuestos, se determina el área externa de intercambio, área interna y temperatura promedio interior del tubo, para luego comparar con los datos iniciales, que en caso de no ser similares se debe volver a usar un valor cercano hasta converger en un valor final y correcto.

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta T} \quad \textbf{(50)}$$

$$A_{int} = \frac{A}{\left(A/A_{int}\right)} \tag{51}$$

$$T_w = T + \frac{Q \cdot 10^3}{A'_{int} \cdot h_2} \tag{52}$$

Los resultados para el caso planteado donde se secan 5000 kg de fruta diaria en un turno de 12 horas se presentan en la *Tabla 16*.

Tabla 16: Superficie de intercambio

Q [kW]	65
$h_{1\,rel}$ [W/m² K]	119,8
h_2 [W/m² K]	1066,7
U [W/m² K]	36,8
A [m²]	45,5

Luego de conseguir que los valores de T'_w y T_w converjan se pueden definir las dimensiones finales del intercambiador. Lo primero es definir la longitud total de tubo aletado (L_{Al}) a través del cociente entre el área total de intercambio y el área por metro de tubo.

$$L_{Al} = \frac{A}{A_1} \tag{53}$$

Luego mediante el cociente entre la longitud total y la altura del ducto se puede calcular la cantidad total de tubos en el intercambiador (z).

$$z = \frac{L_{Al}}{b} \tag{54}$$

Finalmente, con la cantidad total de tubos y el número de filas de tubos verticales, se determina la cantidad de tubos horizontales (z_2). Como adicional se obtiene la profundidad del intercambiador (c) y el número real de tubos (z') que resulta de la aproximación de decimales.

$$z_2 = \frac{z}{z_1} \tag{55}$$

$$c = (z_2 - 1) \cdot S_2 \tag{56}$$

$$z' = z_1 \cdot z_2 \tag{57}$$

Como adicional y mejorar la referencia, se utiliza el método de efectividad-NTU para obtener el rendimiento de dicho intercambiador. En este método se utiliza el número adimensional NTU.

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{mín}} \tag{58}$$

Que en este caso $C_{mín}$ es el resultado de la multiplicación entre la masa y el calor específico del agua. Por el otro lado $C_{máx}$ es el resultado de la multiplicación entre la masa y el calor específico del aire.

Luego de obtener este número adimensional se utiliza la fórmula de efectividad para el caso de flujo cruzado no mezclado.

$$\varepsilon = 1 - e^{\left[\frac{-NTU^{0,22}}{c} \cdot e^{-c \cdot NTU^{0,78}} - 1\right]} \tag{59}$$

Para el caso planteado los resultados finales se presentan en la *Tabla 17.*

Tabla 17: Diseño resultante y eficiencia.

L_{Al}[m]	55
z	69
z_2	5
z'	80
c [m]	0,168
ε [%]	63,2

En la *Ilustración 31,32,33 en el anexo,* se muestran imágenes del serpentín simulado, su disposición y diseño.

2.13.6. Diseño Intercambiador para cargas menores

En todo el análisis se ha visto el caso para un rango de carga a secar entre 1000 [kg] a 4000 [kg] diarios, que son opciones para empresas nuevas en el rubro o que sólo quieran secar fracción del total de la fruta con energía renovable.

Para el uso de un intercambiador no solo basta con saber las dimensiones del dispositivo de intercambio, sino que también la cantidad de paneles solares térmicos y estanques necesarios, ya que al necesitar menor caudal de aire, la demanda de agua disminuye.

El caso planteado donde se trabaja con un techo solar de 250 [m^2] de superficie, si bien puede ser utilizado para cargas menores, no es óptimo debido a que el área queda sobredimensionada, por lo tanto, se establece la mejor opción de instalación.

Para un turno de 10 horas donde se utiliza el secado mediante dos horas extras y también en las horas de menor radiación del turno base, mientras que para un turno de 12 horas son cuatro horas extras.

La elección de la magnitud de la superficie no consiste solo en seleccionar la menor cantidad de aporte que se necesita para dicho caso, ya que también se debe considerar que la inversión aumenta entre mayor es la superficie. Lo ideal de instalar el sistema solar térmico es aprovechar lo mayor posible la inversión y no otorgar un bajo aporte energético.

Por ejemplo, en un turno de 10 horas tanto para una carga de tres toneladas y una de cuatro toneladas se puede instalar un techo de 250 [m^2], sin embargo, en el primer caso se sobredimensiona y en el segundo se aprovecha la instalación

Tabla 18: Aporte energético turno 10 horas en [kW]

Área [m^2]	1000 [kg]	2000 [kg]	3000 [kg]	4000 [kg]
50	19	55	90	125
100	3	39	74	109
150	0	23	58	93
180	0	13	49	84
200	0	7	42	77
250	0	0	26	61
300	0	0	10	45

Tabla 19: Aporte energético turno 12 horas en [kW]

Área [m^2]	1000 [kg]	2000 [kg]	3000 [kg]	4000 [kg]
50	17	46	75	104
100	5	34	63	92
150	0	22	51	80
180	0	15	44	72
200	0	10	39	68
250	0	0	27	56
300	0	0	15	44

Una vez analizado el aprovechamiento óptimo de la instalación, se debe determinar la cantidad de paneles solares térmicos y estanques de acumulación necesarios para cada caso. Para esto se utiliza una radiación promedio tanto para el turno de 10 horas como para el de 12 horas, también se consideran paneles en paralelo, dividiendo en dos el caudal de agua para los cálculos.

Tabla 20: N° de paneles y estanques cargas menores

Carga [kg]	1000		2000		3000		4000	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12	10	12
Flujo de aire [m^3/s]	1,18	0,99	2,36	1,97	3,55	2,96	4,73	3,94
Aporte [kW]	19	17	23	22	42	39	61	56
Flujo de agua [kg/s]	0,303	0,271	0,367	0,351	0,669	0,622	0,972	0,892
Área Techo solar [m^2]	50		150		200		250	
N° Paneles	6	10	8	12	12	18	14	24
N° Estanques	3	4	5	8	5	10	7	13

Al igual que la superficie de techo solar óptima, también es necesario establecer una dimensión de ducto adecuada. Un ducto de 800 [mm] x 800 [mm] es adecuado para todas estas cargas, sin embargo, para caudales bajos queda sobredimensionado, por lo tanto, se plantean las dimensiones óptimas.

Tabla 21: dimensiones óptimas ducto e intercambiador

Carga [kg]	1000		2000		3000		4000	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12	10	12
a=b [m]	0,5	0,5	0,6	0,6	0,7	0,7	0,8	0,8
U [W/m^2 K]	26	23,6	28	26,2	36	33	40	37
A [m^2]	21,2	21	24	24,4	34	34,3	44,4	44,3
z1	9	9	11	11	13	13	15	15
z'	54	54	55	55	65	65	75	75
e [%]	63,2	63,2	63,2	63,2	63,2	63,2	63,2	63,2

Como se puede apreciar en los resultados para las distintas cargas, el intercambiador no varía según su turno. Esto se debe a que las dimensiones del ducto son fundamentales, tanto como las condiciones de temperatura de entrada y salida de los fluidos.

Una deducción importante a partir de los resultados, es la eficiencia, que resulta ser igual en todos los casos, a pesar de tener distintos flujos, áreas y coeficientes globales de transferencia. Esto se debe a que los dos fluidos y temperaturas no cambian, siendo factores principales en el cálculo de la eficiencia.

2.13.7. Pérdidas de carga en el ducto

Uno de los factores fundamentales en el funcionamiento apropiado de un ventilador son las pérdidas de carga generadas en el ducto. Si bien en este análisis se asume que el ventilador es capaz de hacer circular el aire no está demás dejar en claro las pérdidas producidas por la instalación del intercambiador.

Las pérdidas de carga dependen cuadráticamente de la velocidad del aire y es proporcional a la cantidad de tubos en la dirección del flujo.

Tabla 22: Pérdidas de carga intercambiador.

Diámetro [m]	0,015	0,019	0,025	0,031
Vel. máx. [m/s]	15,7	17	17,8	19,6
Pérdidas [Pa]	288	358	470	710

La velocidad al aumentar de forma proporcional con el diámetro, éste tiene una relación cuadrática con las pérdidas, siendo ambos parámetros los con mayor influencia en las pérdidas.

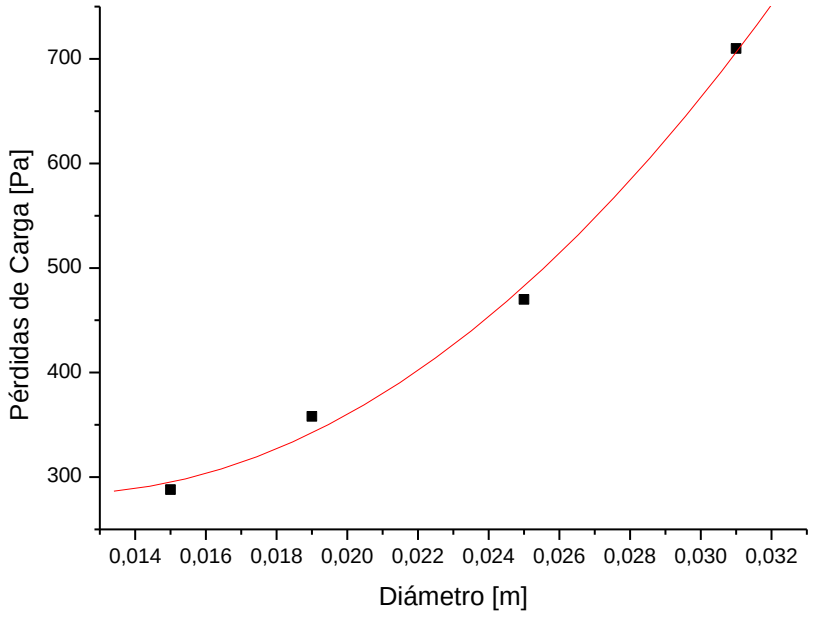


Ilustración 28: Pérdidas de carga en el intercambiador.

Para el caso planteado se presentan 470 [Pa] o 47 [mm c.d.a] de pérdidas en el intercambiador, siendo un valor razonable y cumple con las condiciones de operación de un ventilador de 700 [mm] de diámetro.

2.13.8. Sensibilidad en el diseño del intercambiador

El diseño y condiciones de operación del intercambiador, a pesar de quedar establecidas mediante cálculo, pueden modificarse generando cambios en otros parámetros de tal manera que pueda favorecer o perjudicar la operación del dispositivo. Sin embargo, no cualquier característica del dispositivo puede generar grandes cambios, por lo que se analizan las dos más significativas.

- Cantidad de tubos (Área de intercambio)
- Dimensiones.

Cantidad de tubos

La superficie total de intercambio depende directamente de la cantidad de tubos del intercambiador, que al ir disminuyendo genera un aumento en la velocidad del fluido interno. Este aumento de la velocidad provoca un efecto dominó, ya que se genera un aumento en la

turbulencia junto con su número adimensional asociado y el coeficiente de convección interno.

El alza en coeficiente de convección interno conlleva al aumento del coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador y a la disminución de la resistencia térmica en el intercambio de energía.

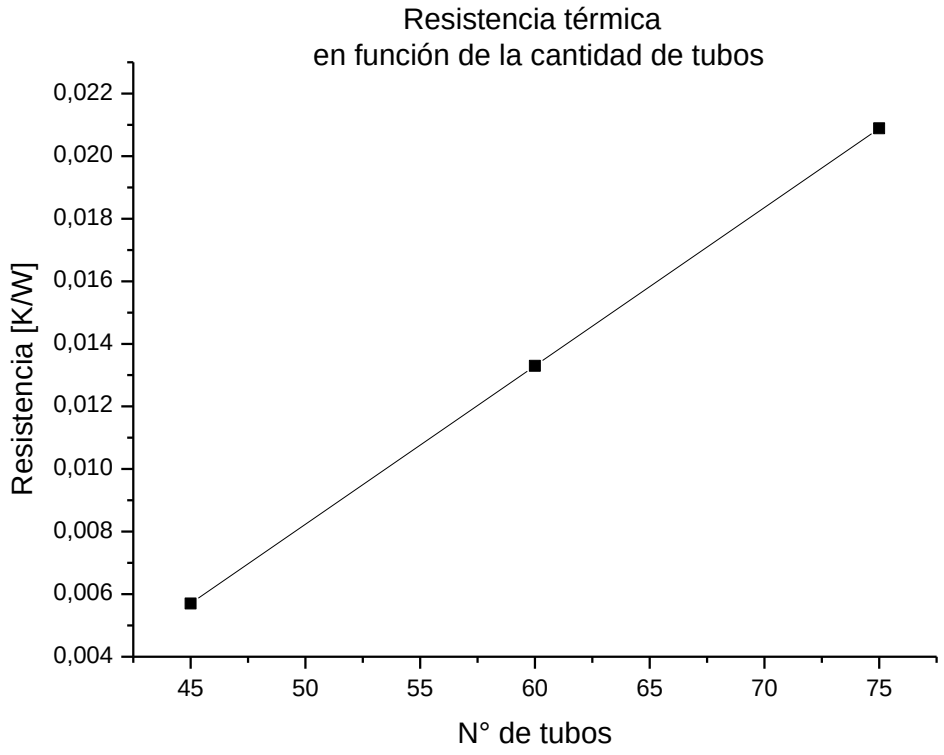


Ilustración 29: Resistencia térmica interna.

La resistencia resulta tener un aumento proporcional a la cantidad de tubos que para una cantidad de 75 tubos presenta una resistencia de 0,0209 [K/W]. Al disminuir la cantidad de tubos en un 60% la resistencia disminuye un 72 % debido a que, al contar con una menor cantidad de cilindros, se debe aumentar la velocidad del agua para poder lograr generar el aporte energético necesario.

Dimensiones

Las dimensiones del diseño, diámetro, paso, espesor y alto de aleta, son rasgos que a simple vista no tienen gran importancia, sin embargo, pequeños cambios en estas dimensiones pueden producir grandes variaciones en otros parámetros.

El coeficiente de convección interno es un parámetro que presenta grandes cambios al ir variando las dimensiones ya que es inversamente proporcional al diámetro interno. Para diámetros de 5/8 de pulgada este coeficiente supera los 3000 [W/m^{2}K] mientras que para uno de 1 ¼ no supera los 800 [W/m^{2}K]. Como se menciona al aumentar al doble el diámetro el coeficiente de convección cuadruplica su valor, disminuyendo significativamente la resistencia interna.

Como se detalla en el inciso 2.13.7 las pérdidas de carga es otro parámetro que se ve afectado de forma significativa, ya que las dimensiones están directamente relacionadas con la velocidad del aire, y las perdidas una función cuadrática de ésta.

2.13.9. Disposición general

Los paneles ya tienen una disposición que se utiliza en los cálculos anteriores. Se selecciona que estén en paralelo con el fin de reducir las pérdidas de carga y con ello el consumo energético por parte de la bomba de circulación. También, al elegir esta disposición se evita la drástica disminución de la eficiencia de los paneles. Este esquema consta de los siguientes elementos.

Paneles solares

Como ya se ha menciona anteriormente, se utilizan paneles de tubos al vacío con un largo de 1,8 metros, 58 [mm] de diámetro y 30° de inclinación (*Ilustración 38*, *anexo*). Estos dispositivos se agrupan en baterías, en este caso dos filas en paralelo, que deben tener una separación mínima entre ellas que depende directamente de las dimensiones e inclinación del panel.

$$x = k \cdot H \cdot sen(\alpha) \qquad \textbf{(60)}$$

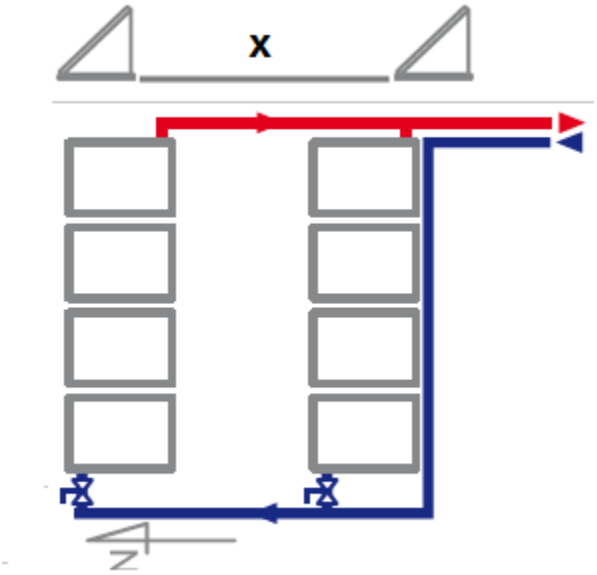


Ilustración 30: Distancia entre baterías

Esta distancia "x" se determina a partir de una constante adimensional (k) que depende de la latitud del lugar donde se pretende instalar, el largo del tubo al vacío (H) y la inclinación del panel (α). Para el sector de Melipilla o zona central del país k=1,53 y tanto el largo como inclinación del panel es conocido, obteniendo una separación de 1,4 [m]. Los paneles cotizados son de 2,6 [m] de ancho, por lo tanto, el espacio necesario para la instalación depende directamente de la cantidad de paneles en cada batería.

Estanques

Los estanques cotizados tienen una capacidad de 500 Litros (*Ilustración 47, anexo*) y son de pequeñas dimensiones. El dispositivo cuenta con una entrada y salida del fluido para calentar en el día a través de los paneles solares y también con otra entrada y salida para la circulación del intercambiador de calor.

En cuanto espacio se ubican en un costado de las baterías de paneles por lo tanto solo se necesita ampliar dos metros por el lado ya que la distancia entre paneles es suficiente.

Tabla 23: Área de instalación necesaria

Carga [kg]	1000		2000		3000		4000		5000	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12	10	12	10	12
Área total [m^2]	60	98	86	123	98	149	123	199	123	250

Se realiza un esquema general que puede ser asociado a un turno de 12 horas para una carga de 2000 [kg] por la necesidad de 12 paneles, que se muestra en la *Ilustración 31*.

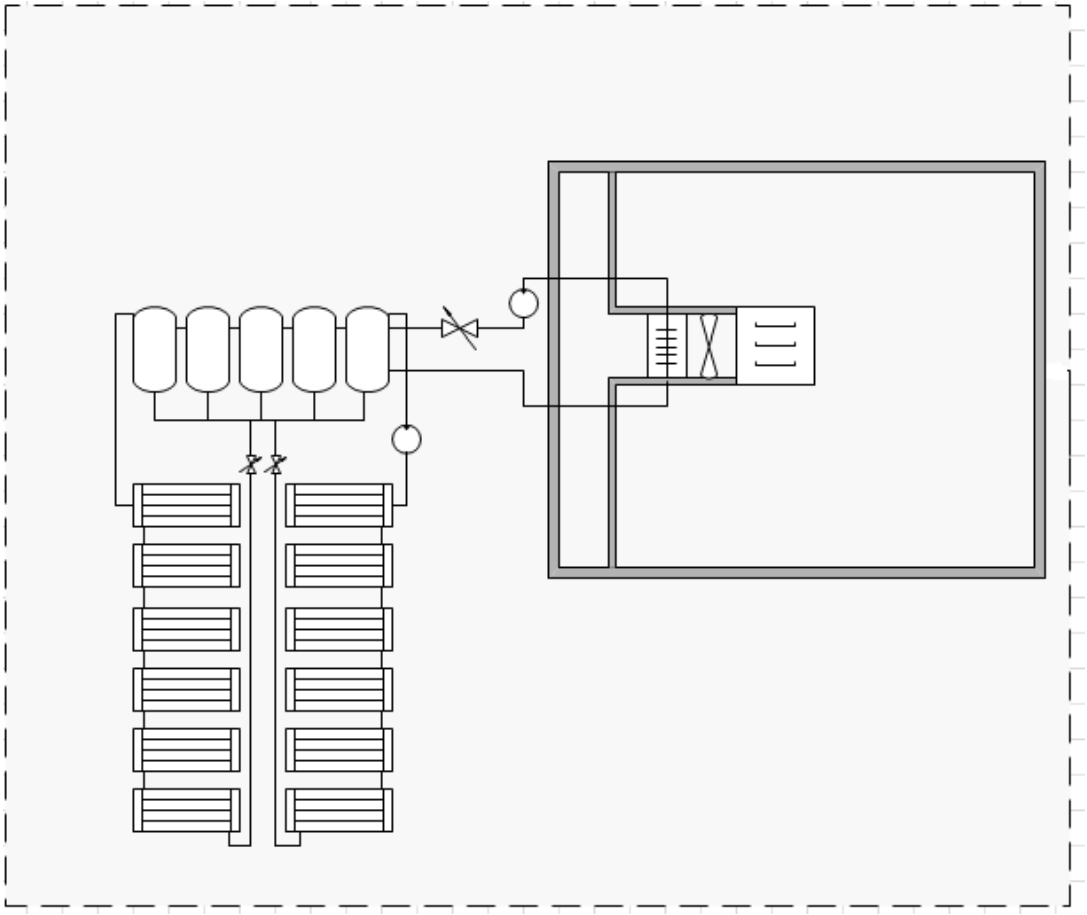


Ilustración 31: Esquema general

Controlador Digital

Este dispositivo va conectado a todos los elementos del esquema y entrega información de temperaturas de entrada y salida, presión de la bomba y sus variaciones a través del circuito.

Bomba de circulación y tubería

Para esta disposición se necesitan dos bombas, una para el circuito de paneles solares y el otro para la circulación en el intercambiador de calor. La selección de tipo de bomba depende de una variedad de factores, entre ellos el caudal, perdidas de carga, altura estática, dimensiones y material de la tubería, que se calculan para cada caso y se busca una bomba que cumpla con cada caso.

$$TDH = H_{est} + f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \qquad \textbf{(61)}$$

Siendo TDH la altura dinámica total que es resultado de la suma entre la altura estática (H_{est}) y las pérdidas de carga que depende del factor de fricción (f), largo de la tubería (L), diámetro de tubería (D), velocidad del agua (v) y la aceleración de gravedad (g).

La altura estática para toda carga es la altura del panel inclinado, siendo un metro de alto. El factor de fricción depende del número de Reynolds, del cociente entre la rugosidad y el diámetro, que para este análisis se utiliza PVC o Cobre como material. Este factor se calcula mediante el diagrama de Moody, (*Ilustración 34*, *anexo*).

Tabla 24: Selección modelo de bomba.

Carga [kg]	1000		2000		3000		4000		5000	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12	10	12	10	12
Tubería [m]	34	47	45	63	49	75	61	97	63	116
Velocidad [m/s]	0,24	0,36	0,29	0,47	0,53	0,83	0,65	1,19	0,95	1,63
f	0,032	0,03	0,029	0,027	0,029	0,026	0,028	0,023	0,024	0,024
TDH [m]	1,16	1,47	1,29	1,94	2,04	4,39	2,82	8,96	4,48	19,81
Diseño bomba	Low	Low	Low	Low	Low	Low	Low	Middle	Low	High
Potencia [W]	20	23	20	24	25	25	25	42	26	65

Para obtener estos resultados se utiliza una rugosidad absoluta de 0,0015 [mm] en la tubería, un diámetro de 20 [mm] y una aceleración de gravedad de 9,8 [m^2/s]. En cuanto la elección del modelo, High, Middle o Low (*Ilustración 46, anexo*) se utiliza la curva característica de la bomba cotizada en *ESOL*, la cual se muestra en la *Ilustración 35* del anexo

Tabla 25: Información bomba cotizada

Modelo bomba	Potencia		Máx. Flujo	Máx. cabezal	Entrada/salida
	W	HP	L/min	M	mm
GRS25/6(High)	90	0,12	40	6	38x38(1,5")
GRS25/7 (Middle)	60	0,06	30	5	38x38(1,5")
GRS25/8 (Low)	40	0,05	20	3	38x38(1,5")

El modelo GRS25/6 es el seleccionado ya que es el que trabaja con menores caudales, alturas y diámetros de entrada y salida, evitando la sobredimensión del dispositivo.

La tubería de PVC es cotizada mediante catalogo en *Vinilit* y se selecciona el modelo que trabaje con diámetros menores como es la clase 10 cementar con un costo cada seis metros (*Ilustración 58*, anexo).

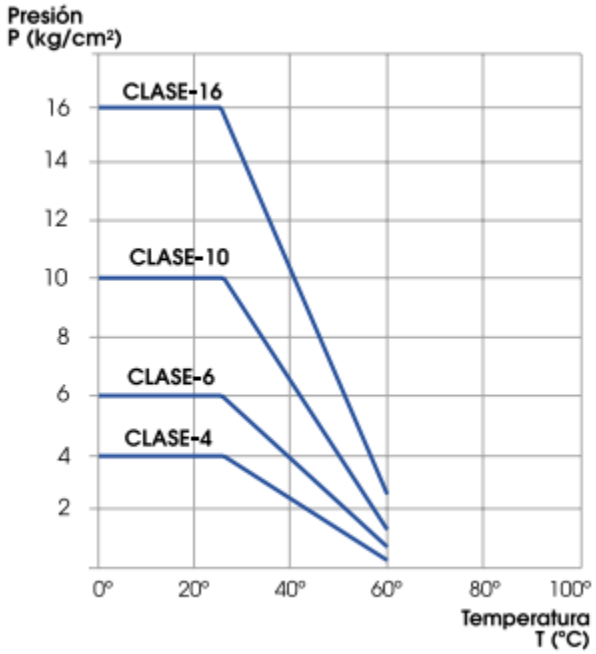


Ilustración 32: Tuberías Vinilit

Al elegir este tipo de tuberías, se necesita especificar las condiciones de operación, ya que como se puede apreciar en la *Ilustración 32* para temperaturas mayores a 60°C la tubería prácticamente es disfuncional. Debido a que se pretende trabajar con temperaturas mayores al límite de estas tuberías, se escoge trabajar con Cobre como material.

Las tuberías de cobre son cotizadas en *Homcenter Sodimac*, para obtener un precio referencia de $10.690 cada seis metros de una tubería de media pulgada. El modelo se puede apreciar en la *Ilustración 57* del anexo.

Intercambiador

Este dispositivo mantiene una posición removible anterior al ventilador, que necesita de un recorte del ducto para poder deslizar el aparato junto a su caja o envoltura que coincide con el ducto, así cuando se deba realizar mantención este pueda retirarse de forma completa.

El diseño a utilizar es cotizado en la empresa *Intercal* y cuenta con serpentines de cobre con aletas de aluminio que, al aumentar el caudal de aire a calentar, aumenta sus dimensiones y costos. Cotizaciones en las *ilustraciones 44,45,46 y 47* en el anexo.

Tabla 26: Costos equipos intercambiador

Carga [kg]	5000	
Turno [h]	10	12
Paneles	$ 4.879.000	$ 9.270.100
Estanques	$ 5.807.200	$ 10.888.500
Bomba	$ 60.000	$ 60.000
Tubería	$ 112.423	$ 206.852
Controlador	$ 34.510	$ 34.510
Accesorios	$ 75.720	$ 139.320
Intercambiador	$ 1.095.540	$ 1.095.540
Total	$ 12.064.393	$ 21.694.822

De la misma forma se estiman costos para cargas menores. En cuanto a tuberías, se estiman un largo y medio pasando por las baterías, dos metros por conexiones, dos metros por cada estanque y 10 metros extras desde el intercambiador al estanque. Para los accesorios, como aislamiento, se consideran $1200 pesos por cada metro de tubería y finalmente una bomba para la circulación de los paneles y otra para el intercambiador. Las especificaciones para los costos de cargas menores se encuentran en la *Tabla 43 y 44* del anexo.

Tabla 27: Costos equipos cargas menores

Costos Totales	
1000 [kg]	
10 [h]	$ 4.060.199
12 [h]	$ 5.802.748
2000 [kg]	
10 [h]	$ 6.340.398
12 [h]	$ 9.546.673
3000 [kg]	
10 [h]	$ 7.526.866
12 [h]	$ 12.696.397
4000 [kg]	
10 [h]	$ 9.698.780
12 [h]	$ 16.599.231

Al analizar los costos totales por Kilowatt de aporte, se aprecia un comportamiento cúbico debido a la elección de condiciones para bajos aporte se vuelve complicado. Dicho comportamiento que se puede apreciar en *Ilustración 33*, también puede ser tratado de forma lineal para efectos de aproximar valores de otros escenarios.

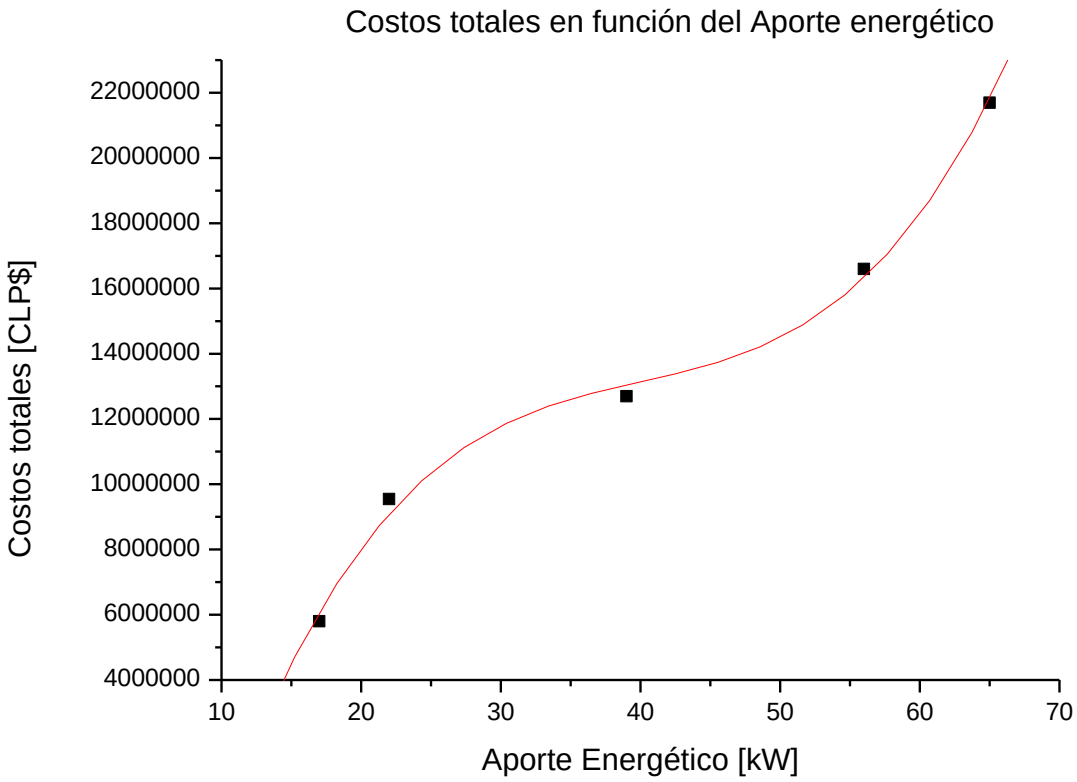


Ilustración 33: Costos totales Intercambiador por kW de aporte.

2.14. Segunda opción: Energía eléctrica

El consumo de energía eléctrica en el país siempre es un tema en el centro de la polémica, debido a sus constantes alzas y la existencia de un monopolio comercial en diferentes regiones del territorio nacional. A pesar de la inestabilidad comercial, sigue siendo un tipo de energía que genera bajas emisiones de gases contaminantes, por lo tanto, se hace necesario incluir su utilización en este análisis.

A diferencia del caso anterior no genera grandes costos de instalación, pero si gastos operacionales, lo que a simple vista no resulta ser una opción rentable.

Ventajas

- Cuenta con una instalación sencilla, sin necesitar accesorios ni procesos previos, asociando bajos costos de instalación.
- La utilización de energía eléctrica no genera emisión de gases contaminante, siendo un tipo de energía limpio.
- Al ser de simple montaje, los costos en mantención son bajos.

Desventajas

- El costo de la energía depende de un monopolio comercial sujeto a variaciones constantes.
- Al adquirir energía de un sistema privado, se generan altos costos mensuales disminuyendo su rentabilidad.
- La energía eléctrica presenta una demanda alta, por lo que se está estimulando el uso responsable y eficiente de esta.

2.14.1. Esquema de instalación

El esquema es bastante simple y consta de una sección removible en el ducto para introducir un serpentín por donde circula corriente y mediante la diferencia de voltaje otorgan la potencia o aporte energético necesario para cumplir con el objetivo.

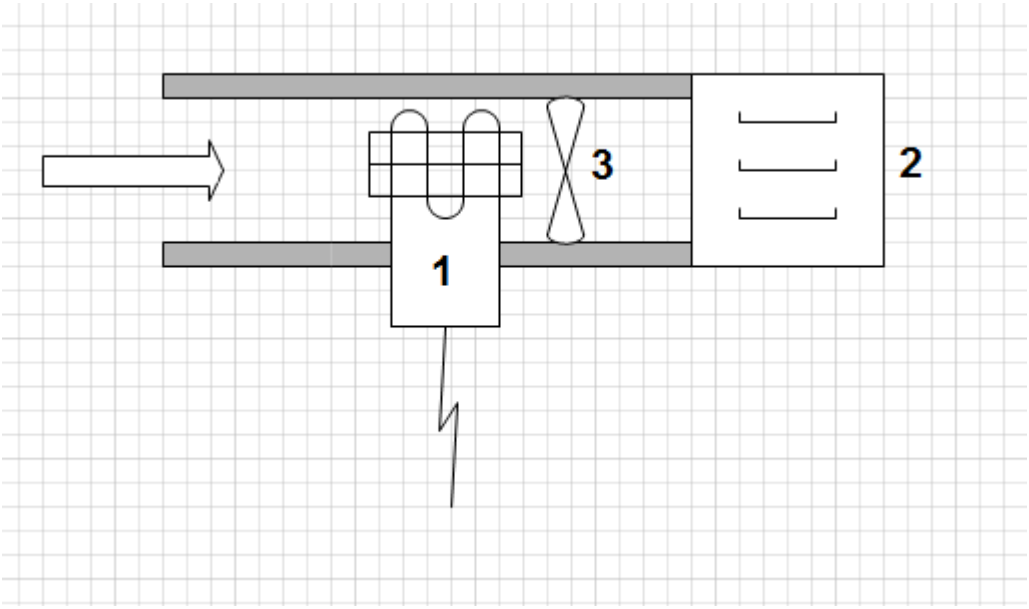


Ilustración 34: Esquema serpentín eléctrico.

Tabla 28: Componentes instalación eléctrica

N°	*Componente*
1	Serpentín eléctrico
2	Cámara de secado
3	Ventilador

El diseño del serpentín es similar al intercambiador del primer caso, es decir, consiste en una serie de serpentines, relacionada recíprocamente con el aporte necesario. Estos serpentines están aislados con óxido de magnesio compactado que permite adicionar una mayor cantidad de Watts por centímetro cuadrado.

Para este análisis los serpentines son cotizados en la empresa *Comind* de donde se recaudan especificaciones técnicas y costos.

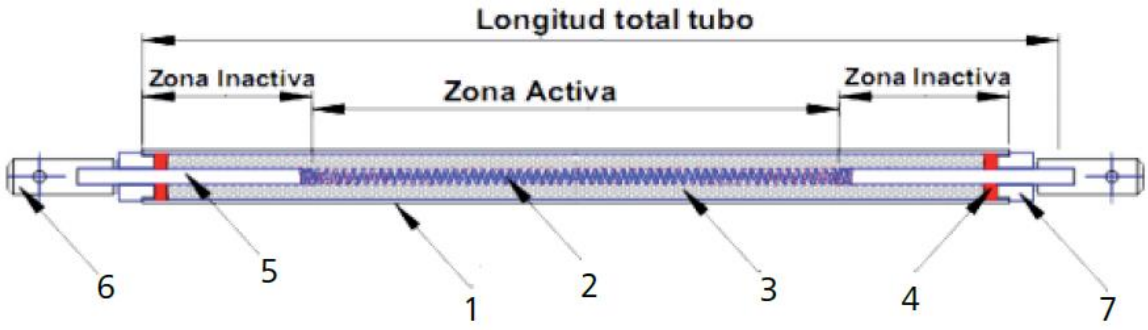


Ilustración 35: Resistencia eléctrica.

Tabla 29: Componentes resistencia eléctrica

N°	*Componente*
1	Funda tubular
2	Hilo resistivo
3	Aislante (Oxido de Mg)
4	Sellado
5	Eje de conexión
6	Terminales y bornes de conexión
7	Aislante

La empresa contactada trabaja con serpentines de diámetro 11,1 [mm] con una diferencia de potencial de 380 [V] y con cantidades de elementos tubulares fijos, variando la potencia de cada unidad. Se presentan ejemplos enviados por la empresa.

Tabla 30: Especificaciones serpentines

Potencia [kW]	*19*	*42*	*65*
N° tubos	12	24	36
Potencia/tubo [W]	1583	2100	1800
Largo tubo [mm]	1200	1500	1500

La inversión de los serpentines, en comparación a otros casos, es bastante menor, siendo a simple vista una opción rentable, sin embargo, hay que considerar que el gasto mensual de energía eléctrica es de grandes magnitudes. Dicho costo se asocia al kWh consumido, que en este caso se mide de forma anual y se asigna un valor de 112 pesos chilenos por kilowatt-hora, valor promedio de las tarifas de la región. Estos costos son proporcionales al aporte energético, por lo tanto, para cargas mayores se deben esperar costos más elevados.

Tabla 31: Costos serpentín eléctrico

Carga [kg]	5000	
Turno [h]	10	12
Aporte [kW]	75	65
kWh/año	9000	13000
Costo anual [$CLP]	$ 1.008.000	$ 1.456.000
Serpentín [$CLP]	$ 2.425.747	$ 2.118.200

Como en todo el análisis, se realiza el mismo cálculo para cargas menores y los resultados se muestran en la *Tabla 45 y 46* del anexo.

2.15. Tercera opción: Biomasa

Muchos de los residuos de una empresa terminan en la basura o desechados de alguna forma, siendo uno de los, quizás, grandes errores de un empleador. Existe una gran variedad de residuos provenientes de la naturaleza que poseen un elevado poder calorífico, generando un gran interés en intentar utilizarlos como combustible.

En cuanto al secado de nueces, los dos residuos candidatos son la madera de nogal, proveniente de la poda de árboles, y la cáscara de nueces.

Este caso, se realiza en base a un estudio hecho el año 2011, donde se determina la mejor opción de caldera a base de biomasa para utilizar en lugar del secado completo mediante gas. A diferencia del estudio mencionado, en este caso el gas solo se utiliza si es necesario, ya que el techo solar cumple con el objetivo principal.

Ventajas

- La biomasa es un recurso natural, que no depende de las alzas de los combustibles o la energía eléctrica.
- El bajo contenido en sulfuro no aumenta el riesgo de lluvias ácidas.
- La utilización de los propios residuos naturales disminuye esfuerzos y/o costos asociados en el manejo y traslado fuera de instalación de trabajo.
- La combustión de la biomasa produce menor cantidad de ceniza en comparación a otros combustibles, sirviendo también para tratamientos de suelos.

Desventajas

- La combustión de biomasa, por lo general de forma incompleta, produce gases contaminantes, como monóxido de carbono u óxidos de nitrógenos que ayudan al crecimiento del efecto invernadero.
- La gran humedad de los residuos disminuye su poder calorífico, dificultando el proceso de conversión de la biomasa a combustible eficiente.
- A diferencia de los combustibles fósiles, se necesita un gran volumen de residuos naturales para lograr obtener una cantidad significativa de combustible natural.
- Si la fuente de residuos no se encuentra cerca del sector de utilización del combustible, el aumento en traslado y manejo de los desechos puede ser elevado.
- Para su funcionamiento necesita de energía eléctrica, siendo un costo inestable en el tiempo.

2.15.1. Esquema de instalación

El esquema de este caso, tiene dos tipos de diseño, el primero consiste en el calentamiento de aire directamente a partir de una caldera y el segundo es el calentamiento de agua que se utiliza posteriormente en un intercambiador de calor que aporta calor al aire, de la misma forma que el primer caso. El estudio hecho con anterioridad demuestra que la mejor forma es el calentamiento directo del aire, ya que su instalación y montaje son más sencillos, generando menores costos de inversión, que a largo plazo resulta ser más rentable.

El modelo a analizar es el AIR GS-60 cotizado en la empresa *Recal* que incluye un ventilador que hace circular el aire por la cámara combustión y luego retorna al ducto principal. En cuanto al combustible cuenta con una tolva por donde se introducen los residuos naturales, luego pasa por un sinfín que evita el retorno tanto del material como del humo producto de la combustión. El aire necesario para la combustión proviene de un pequeño ventilador que regula el paso de éste.

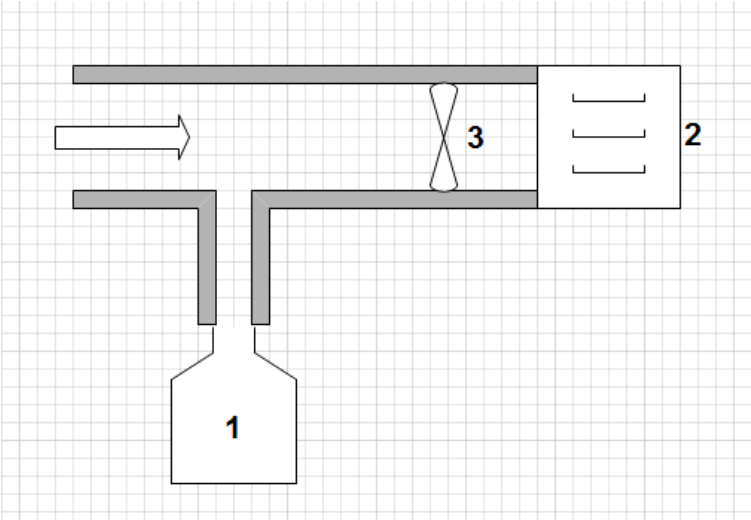


Ilustración 36: Esquema biomasa

Tabla 32: Componentes biomasa

N°	COMPONENTE
1	Caldera
2	Cámara de secado
3	Ventilador

Ilustración 37: Caldera AIR GS-60

Tabla 33: Componentes caldera biomasa

N° / COMPONENTE
1 / TOLVA
2 / VENTILADOR
3 / SINFÍN
4 / CÁMARA COMBUSTIÓN
5 / ZONA AIRE CALIENTE
6 / CONTROLADOR DIGITAL

Esta Caldera funciona a partir de pellet o trozos pequeños de madera o cáscara, debido a que tamaños grandes de biomasa generan el mal funcionamiento del equipo, por lo que será necesaria un chipeadora o una pequeña trituradora, por la cual entra la biomasa de grandes dimensiones y sale hecho pellet.

Debido a que tanto la caldera como la chipeadora, necesitan de energía eléctrica para su funcionamiento, también se tiene en cuenta el consumo de energía eléctrica en este caso.

2.15.2. Cantidad de biomasa

Parte fundamental de este caso es el poder calorífico de los residuos naturales, ya que el material contiene altos porcentajes de humedad, disminuyendo la energía disponible en los desechos.

Debido a esta gran humedad, se establece el uso del poder calorífico inferior, ya que esta característica es medida luego de haber eliminado el porcentaje de vapor de agua del combustible, entregando resultados más exactos.

Tabla 34: Poder calorífico inferior biomasa

Poder calorífico	*Madera de nogal*	*Cáscara de nueces*
P.C inferior [kJ/kg]	17.233	16.185

Estos valores fueron determinados mediante ensayos, certificados según la norma ASTM D-240, realizados en el Laboratorio de Termodinámica de la *Universidad Técnica Federico Santa María.*

El aporte que se debe realizar en horarios de baja radiación y en las extensiones de horario, se genera a partir de cierta cantidad de biomasa que puede ser calculada de la siguiente forma

$$Q_{aporte} = PCI \cdot \dot{m}_{bio} \quad (62)$$

*D*onde PCI es el poder calorífico inferior, Q_{aporte} el aporte energético necesario, ambos datos ya conocidos, y $\dot{m}_{bio}$ el caudal másico de biomasa.

La determinación del modelo de caldera y la cantidad de biomasa ($\dot{m}_{bio} \cdot t$) necesaria para el secado de una carga de 5000 [kg] y las correspondientes cargas menores, es el objetivo del análisis de a continuación.

Para lograr el objetivo de utilización de la biomasa, antes de realizar cálculo y balance de costos, se realizan las siguientes consideraciones:

- Se asume que la empresa cuenta con el tonelaje necesario para cumplir con el aporte energético.

- El porcentaje de cáscara de nuez y madera de nuez para cumplir con el caudal másico necesario, es insignificante debido a que el poder calorífico de ambos es similar.
- La caldera según especificaciones alcanza eficiencias máximas del 95%, por lo que se considera una del 85% como caso crítico.
- Como ya se encuentra un quemador instalado, no se estiman costos de extensión en el ducto.

Tabla 35: Cantidad de biomasa necesaria

Carga [kg]	1000		2000		3000		4000		5000	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12	10	12	10	12
Aporte [kW]	19	17	23	22	42	39	61	56	75	65
Biomasa total [kg]	579	863	700	1.117	1.279	1.980	1.858	2.843	2.284	3.299
Biomasa diaria [kg]	14	22	18	28	32	49	46	71	57	82
Área nogal [m^2]	1.929	2.876	2.335	3.722	4.264	6.599	6.193	9.475	7.614	10.998

La sección "área nogal" refleja la cantidad de metros cuadrados que la empresa debe tener de plantación, ya que, según un estudio del gobierno de argentina, se recaudan 3 [ton/hectárea]. Este dato es considerando que se usa sólo madera de nogal como combustible natural, siendo sólo una referencia.

En cuanto a la elección del modelo apropiado para cada caso, la caldera consta de un modelo de potencia 40 [kW], que tiene como caudal de trabajo medio 12 [kg/h], quedando un poco sobredimensionado, sin embargo, es el más adecuado para todos los casos presentados, ya que la cantidad de biomasa es baja en comparación a las condiciones de uso predeterminadas de la máquina. En las *ilustraciones 39 y 40* se encuentra una tabla donde se muestran otros modelos de mayores potencias, donde se puede observar el sobredimensionamiento de dichos diseños.

Tabla 36: Costos equipos biomasa

Equipo	*Costo [CLP$]*
Caldera	$10.283.830
Chipeadora	$4.610.940
Total	$14.894.770

El costo de la chipeadora fue obtenido de una cotización pasada, por lo que se aplica un pequeño ajuste, aumentando su valor en 5%. La caldera como antes se menciona, es cotizada en la empresa *Recal*.

2.16. Análisis de costos

Antes de comenzar a definir costos en cada caso y comparar la utilización de gas con las alternativas de suplencia, hay que establecer las condiciones y consideraciones para el escenario general y cada posible reemplazo.

Condiciones generales

- La empresa cuenta con la instalación del techo solar, por lo que no se consideran costos por dicha instalación en ningún caso planteado.
- El flujo de caja se realiza con un horizonte a largo plazo de 15 años.
- La limpieza química para las calderas, intercambiador, paneles y tuberías, se realiza con poca frecuencia y no se consideran costos significativos.
- La tasa de descuento utilizada para este tipo de proyectos agrícolas es del 10%.
- Se plantea un escenario optimista que considera que inversiones iniciales reducen sus costos un 10% y que existen alzas los primeros 8 años.
- Se plantea un escenario pesimista que considera que las inversiones iniciales aumentan en un 10% manteniendo los años de alzas.
- Impuesto al valor agregado (IVA) está incluido en todos los precios.
- El costo de contingencia es asignado por la empresa y se considera el mismo para cada caso.
- El valor actual neto (VAN) se trabaja en miles de pesos chiles, para evitar números grandes.

Condiciones gas

- El costo por litro de gas es de $737, que ya incluye el costo por el traslado y manejo de grandes cantidades.
- Debido a las significativas alzas en los últimos años y la dependencia de otros países en cuanto a su obtención, se consideran aumentos del 15% anual los primeros 5 años, y luego, no se consideran aumentos.

- El consumo de gas contempla un uso de aproximadamente una hora en el turno de 8 horas, y las horas de extensión contempladas.

Condiciones Intercambiador de calor

- En cuanto a conexiones de tuberías, codos, soportes y válvulas, se consideran $800 por metro de tubería.
- El agua a utilizar en el circuito paneles-intercambiador no genera costos, ya que recircula y puede obtenerse sin costo alguno.
- La bomba o ventilador de mayor potencia es de 0,065 [kW], lo que genera un costo de mil pesos anuales en energía eléctrica, por lo que se desprecia este valor.

Condiciones Energía eléctrica

- El precio por Kilowatt-hora es en promedio $112 en los meses de marzo y abril.
- Debido a que la energía eléctrica proviene en su mayoría de una empresa privada, las alzas a largo plazo pueden llegar a ser radicales, por lo tanto, se consideran alzas de 10 % anual, los primeros 5 años y luego no se consideran aumentos.

Condiciones Biomasa

- El mantenimiento de las calderas de biomasa es muy bajo, se retira con poca frecuencia la ceniza, pero no se consideran costos significativos.
- La caldera de potencia 40 [kW] no opera con el caudal nominal, sino que menor, por lo que se realiza una relación lineal costo energía eléctrica-caudal másico biomasa.
- Debido a que no se encuentran calderas para caudales nominales de biomasa menores a 12 [kg/h], se debe utilizar la de potencia 40 [kW] y utilizarla con un caudal menor, generando una inversión inicial constante para todas las cargas.

Ya establecidas las condiciones con las cuales se realizan los respectivos flujos de caja, se realiza un análisis de rentabilidad, payback y sensibilidad en las distintas cargas.

2.16.1. Carga 5000 [kg]

Escenario Base

Tabla 37: Indicadores económicos carga 5000 [kg], base.

Caso	Intercambiador		Energía Eléctrica		Biomasa	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12
VAN	$ 5.077	$ 653	$ 10	$ 3	$ 589	-$ 1.780
TIR	16%	10%	10%	10%	11%	8%
Payback	6	8	9	8	8	9

Escenario Optimista

Tabla 38: indicadores económicos carga 5000 [kg], optimista.

Caso	Intercambiador		Energía Eléctrica		Biomasa	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12
VAN	$ 10.555	$ 8.369	$ 4.147	$ 5.056	$ 4.506	$ 4.551
TIR	22%	16%	24%	27%	14%	14%
Payback	6	7	8	8	8	8

Para esta carga diaria, siguiendo con la lógica del indicador VAN, para un escenario base sólo en un turno de 12 horas con utilización de biomasa no se puede considerar su aprobación, debido que no cumple con las expectativas financieras.

Tanto para un escenario, pesimista, base y optimista, el único caso que resulta rentable es el reemplazo por un intercambiador de calor con turno de 10 horas.

En cuanto a comparación de turnos, el de 10 horas resulta ser más recomendable debido a que en todo escenario y caso tiene mejores indicadores económicos.

2.16.2. Carga 4000 [kg]

Escenario Base

	Intercambiador		Energía Eléctrica		Biomasa	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12
VAN	$ 4.261	$ 2.648	$ 16	$ 26	-$ 3.810	-$ 1.109
TIR	16%	12%	10%	10%	6%	9%
Payback	6	7	9	9	11	9

Escenario optimista

	Intercambiador		Energía Eléctrica		Biomasa	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12
VAN	$ 8.703	$ 9.087	$ 3.379	$ 4.378	$ 1.163	$ 5.177
TIR	22%	18%	24%	27%	11%	15%
Payback	6	7	7	8	8	8

Para esta carga, los indicadores reflejan los mismos resultados que para la carga de 5000 [kg], es decir, sigue siendo más recomendable invertir en un intercambiador de calor que trabaje en un turno de 10 horas. En este caso tanto la biomasa como la energía eléctrica resulta ser más rentable en un turno de 12 horas debido a que las alzas de la energía eléctrica se consideran menores a las de gas

2.16.3. Carga 3000 [kg]

Escenario base

	Intercambiador		Energía Eléctrica		Biomasa	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12
VAN	$ 2.099	$ 2.648	-$ 159	$ 31	$ 198	-$ 8.298
TIR	14%	12%	8%	10%	10%	0%
Payback	7	7	9	9	9	15

Escenario optimista

	Intercambiador		Energía Eléctrica		Biomasa	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12
VAN	$ 5.241	$ 5.319	$ 2.174	$ 3.060	$ 3.340	-$ 3.903
TIR	20%	16%	23%	27%	10%	5%
Payback	6	7	7	8	9	11

Los resultados se siguen repitiendo para esta carga, siendo el único cambio que el uso de biomasa para esta y cargas menores, en un turno de 12 horas, ya deja de ser rentable, debido a que la caldera de menor potencia es utilizada para todos los casos.

El caso más recomendable para invertir sigue siendo el intercambiador en un turno de 10 horas, seguido por el mismo dispositivo en 12 horas.

2.16.4. Carga 2000 [kg]

Escenario base

	Intercambiador		Energía Eléctrica		Biomasa	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12
VAN	-$ 1.035	-$ 1.938	$ 32	$ 36	-$ 1.981	
TIR	7%	7%	11%	11%	4%	
Payback	10	10	8	8	11	

Escenario optimista

	Intercambiador		Energía Eléctrica		Biomasa	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12
VAN	$ 904	$ 889	$ 1.297	$ 1.743	-$ 42	
TIR	12%	11%	25%	28%	10%	
Payback	9	9	7	8	9	

Dentro de todas las cargas, en este caso se presentan cambios significativos en cuanto a rentabilidad. Esto se debe a que la elección del área de techo solar no fue la más óptima, provocando que la utilización de energía eléctrica es lo más recomendable para esta carga. El uso de biomasa al igual que la carga anterior ya no resulta rentable.

2.16.5. Carga 1000 [kg]

Escenario base

	Intercambiador		Energía Eléctrica		Biomasa	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12
VAN	$ 315	$ 74	-$ 49	$ 37	-$ 942	
TIR	11%	10%	9%	11%	6%	
Payback	8	8	9	8	10	

Escenario optimista

	Intercambiador		Energía Eléctrica		Biomasa	
Turno [h]	10	12	10	12	10	12
VAN	$ 1.800	$ 2.102	$ 1.004	$ 1.355	$ 543	
TIR	16%	15%	23%	28%	12%	
Payback	7	8	7	8	8	

Como se observa, para un turno de 12 horas con la utilización de biomasa no se muestran resultados, debido a que al tener que invertir en una caldera de la misma potencia para todas las cargas, se deduce que ya no es rentable. La tasa interna de retorno para un caso base está apenas sobre la tasa de descuento, por lo que para estas cargas es arriesgado invertir.

2.16.6. Análisis costos escenarios especiales

Luego de realizar todas las consideraciones, analizar hasta que valor de ciertos factores la instalación resulta recomendable, es fundamental al momento de tomar decisiones y sacar conclusiones finales.

Alzas de gas

Según las consideraciones hechas en un comienzo, las alzas anuales de gas se estiman en un 15%, debido a motivos ya señalados. Sin embargo, no se puede dejar de lado los posibles escenarios donde las alzas son menores, por lo que se encuentra el porcentaje mínimo para el cual la opción sigue siendo rentable.

La instalación de un intercambiador de calor, según los resultados, es la opción más rentable si se opera en un turno de 10 horas. Dicho escenario para una carga de 5000 [kg] o 4000 [kg] sigue siendo recomendable para alzas, en el precio del gas, iguales o mayores al 6% anual, alcanzando una tasa interna de retorno del 10,3% y 11% respectivamente, mientras que para cargas menores para alzas mayores al 9% anual.

En caso de utilizar energía eléctrica, el tema de las alzas es un factor bastante sensible, ya que al presentar el mismo porcentaje de aumento tanto el precio del gas como el aire, esta opción no es rentable presentando un valor actual neto negativo.

En cuanto a la utilización de biomasa, al implicar una gran inversión se deben presentar alzas en el precio del gas iguales o mayores al 15%, siendo un escenario poco recomendado para estas condiciones.

Inversión inicial

Utilizando un valor intermedio del 10% de alzas anuales en el precio del gas, se determina el porcentaje de incremento máximo que puede presentar una inversión inicial y aun así mantenerse rentable.

Para las condiciones más convenientes, siendo la instalación del intercambiador en un turno de 10 horas, sigue siendo favorable si la inversión inicial resulta ser 17 % mayor a lo estimado, para cargas de 5000 [kg] o 4000 [kg], mientras que para cargas menores sólo debe resultar ser 10% mayor.

Para la energía eléctrica, la inversión es considerablemente baja, por lo que para poder realizar este análisis deben considerarse alzas en el precio del gas mayores al 10%. Para alzas del 15% del combustible, la inversión inicial puede llegar a ser 60% mayor a la estimada, sin embargo, provoca que el escenario sea más inestable aún y al mínimo aumento del precio por kWh, deja de presentar valores rentables.

En cuanto a la utilización de biomasa, la inversión inicial es fundamental debido a que acceder a calderas de menor potencia y menor precio, se pueden obtener grandes resultados. Para una carga de 5000 [kg] el escenario al presentar una disminución del 14 % en su inversión, logra tener un VAN positivo. Para las cargas de 4000, 3000, 2000 y 1000 kilogramos, el escenario es rentable si se presentan inversiones de nueve, siete, cuatro y tres millones respectivamente.

2.17. Extensión a turno entre 14 y 24 horas

Tomando en cuenta los datos obtenidos anteriormente para los turnos de 10 y 12 horas, junto con el análisis de una extensión de 24 horas, se pueden deducir los indicadores del panorama completo.

Para poder secar 5000 [kg] diarios en un turno de 24 horas, en los horarios donde no existe radiación, se necesita realizar un aporte de 80 [kW] hacia un caudal de 8.800 [m^3/h] de aire, desde un caudal de 4.860 [L/h] de agua. Al tener que extender en 16 horas el turno base de ocho horas, y considerando la recirculación del agua, es necesario almacenar 37.000 [L] de agua caliente.

Considerando que el sistema solar térmico para calentar el agua funciona 10 horas diario, por los paneles solares circula 1 [kg/s] y que, separando en dos baterías en paralelo, son necesarios 132 paneles y 74 estanques.

Para el intercambiador es necesario uno similar al del turno de 10 horas para una carga de 2000[kg]. Ya considerados todos los elementos necesarios se estiman la inversión inicial y ahorro de gas, resultando un monto de $84.000.000 y $5.285.525 respectivamente. Al realizar el respectivo flujo de caja se obtiene un payback de 11 años, un VAN de – 25 millones y un TIR de 5%.

Según los indicadores económicos la utilización de un intercambiador no resulta ser rentable para grandes extensiones.

La energía eléctrica, aumenta su VAN al aumentar las horas de extensión, aunque de forma no tan significativa. A pesar de este crecimiento, su instalación cuenta con una gran incertidumbre, que como ya se menciona anteriormente, un aumento de 20 pesos en el precio del kWh, vuelve a este caso no rentable y que no exista la devolución de inversión.

3. Conclusiones

Para facilitar la comprensión y orden de las conclusiones finales, se separan por tipo de caso y luego se realizan las generales.

Intercambiador de calor

La utilización de agua calentada hasta los 70°C a través de un sistema de paneles solares térmicos resulta rentable al recircular el agua y no generar costos por este fluido. Sin embargo, la decisión de invertir en este tipo de proyecto está directamente relacionado con la carga y la cantidad de energía que se deba aportar, ya que, para grandes cantidades de aporte energético, la cantidad de agua que se debe acumular puede aumentar de forma desfavorable conllevando a una mayor inversión de estanques, equipo que es el principal elemento de la sensibilidad económica de este caso.

Reemplazar el uso de gas por un intercambiador resulta ser más rentable, según indicadores económicos, que los otros casos planteados, debido a que la utilización de energía eléctrica para este caso no supera costos de dos mil pesos anuales.

La incorrecta instalación del área del techo solar y la cantidad de equipos a utilizar puede generar que este caso termine presentando pérdidas económicas y no sea recomendable, como se da para una carga de 2000 [kg].

Estableciendo un escenario pesimista donde las inversiones resultan ser 10% mayores de lo presupuestado, el caso sigue siendo rentable para un turno de 10 horas, obteniendo una tasa interna de retorno del 14%.

Al aumentar el aporte energético necesario, el ahorro de gas crece en menor cantidad que la inversión de equipos, por lo que un turno de 10 horas resulta ser la mejor opción.

El tiempo que demora la devolución de la inversión, en este caso, es el más adecuado en comparación a otros casos, siendo el mínimo de seis años para cargas altas y para las bajas entre siete y ochos años. Este tiempo regular se debe a que una empresa de nueces trabaja solo dos meses al año, generando menor ahorro de gas.

Energía eléctrica

En cuanto a instalación, este caso resulta ser el más simple, ya que considera un solo equipo de sencillo funcionamiento. Dicha simpleza genera que la inversión inicial sea significativamente baja y a que en un comienzo sea lo más rentable, sin embargo, el gasto de energía eléctrica es cercano al ahorro de gas, y en algunos casos superiores, generando un ahorro final bajo.

El ahorro final bajo es causa por la cual el tiempo de devolución de la inversión sea mayor al primer caso, a pesar de tener una inversión significativamente menor.

A pesar de resultar rentable, según indicadores económicos, es el caso más sensible, ya que si llegan a existir alzas de $20 por kilowatt-hora, la instalación no registra payback, o más bien, nunca se devuelve la inversión, ya que todos los años los costos de la energía eléctrica superan el ahorro de gas.

Entra elegir si operar en un turno de 10 horas o uno de 12 horas, se elige el que cuente con mayores horas de funcionamiento ya que al considerar que las alzas de gas son mayores a las de la electricidad, se genera un aumento lineal en la diferencia de ahorro final.

Biomasa

La utilización de los propios desechos para alimentar una caldera y que luego se genere el aporte necesario, resulta ser rentable para grandes caudales energéticos, donde se necesite caudales de biomasa iguales o mayores a 12 [kg/h], ya que se pueden analizar más diseños de calderas y con ello tener un mejor balance económico.

Como es necesario caudales de biomasa menores a 12 [kg/h], sólo se puede analizar un modelo de caldera, quedando sobredimensionado para cargas menores y generando grandes costos de energía eléctrica, provocando que este tipo de reemplazo no sea rentable.

Este caso sólo resulta ser rentable para casos optimistas o para inversiones menores, por lo que al considerar que la empresa cuenta con una chipeadora los resultados son positivos para todas las cargas.

Conclusiones generales

- Para procesos de duración mayores a dos meses, el ahorro de gas aumenta de modo que la rentabilidad de los casos aumente significativamente, por lo tanto, entre mayor sea el tiempo de utilización del gas, más rentable es el reemplazo de éste.
- El escenario más rentable, según indicadores económicos y payback, resulta ser la utilización de un intercambiador de aire-agua caliente.
- La energía eléctrica resulta ser rentable para toda extensión, pero extremadamente sensible, resultando ser una opción inestable.
- El uso de biomasa debe considerarse sólo para turnos mayores a 16 horas, donde el aporte energético y el ahorro de gas sean mayores.
- La incorrecta elección de equipos y condiciones pueden generar pérdidas en proyectos teóricamente rentables.
- La extensión a un turno entre 14 y 24 horas, la instalación de un intercambiador resulta ser no rentable ya que cada dos hora más de extensión, la inversión inicial aumenta aproximadamente al doble.

Bibliografía

[1] Dosinda González. (2002). *Guía de intercambiadores de calor: tipos generales y aplicaciones*. Sartenejas, Venezuela: Universidad Simón Bolívar.

[2] Yevgen Pysmennyy, Gerogiy Polupan, Ignacio Carvajal Mariscal, Florencio Sánchez Silva (2007*). Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados*. Barcelona, España: Editorial Reverté.

[3] Yunus A. Cengel. (2007). *Transferencia de calor y masa*. México: Mc Graw Hill.

[4] Alexander Galetovic, Ricardo Sanhueza (2016). *Chile y el mercado mundial de GLP*. Chile.

[5] Centro de conferencias SOFOFA. (2016*) El precio del gas licuado sube y queda 21% más caro que el gas natural*. Chile. Desde www.sofofa.cl/mantenedor/detalle.asp?p=60&s=6130&n=24731

[6] Ander Lertxundi Terradillos ,Tknika (2016). Las Calderas de Biomasa. España. Desde http://www.tknika.eus/liferay/web/aldizkaria/15-zenbakia/las-calderas-de-biomasa-en-la-climatizacion-de-edificios

[7] Sánchez, M Teresa. (2003). *Proceso de Elaboración de Alimentos y Bebidas*, págs. 504-506. AMV Ediciones, Argentina: Universidad de Córdoba.

[8] Red de agrometeorología de INIA. Consulta humedad relativa sector Melipilla. Desde http://agromet.inia.cl

[9] Servicio de impuestos internos. Precio del dólar, IPC, vida útil dispositivos. Desde http://sii.cl

[10] Comisión Nacional de energía, Ministerio de Energía. Precio del gas licuado de petróleo. Desde http://gasenlinea.gob.cl

[11] Agencia Chilena de Eficiencia Energética, AChEE. Anexo N°2 *Capacidades Caloríficas de distintos combustibles y factores de conversión de unidades*. Desde http://www.drtoro.cl/ACHEE/documentos/recursos/DireccionAnexo2.pdf

[12] Irving H. Shames (1995). *Mecánica de Fluidos*. Mc Graw Hill. Colombia: Santa fe de Bogotá.

[13] Juan Carlos Martínez, Cristián Yáñez, Rodrigo Escobar, Sebastián Encina, Pablo Jiménez (2010). *Sistemas Solares térmicos II, Guía de diseño e instalación para grandes sistemas de agua caliente sanitaria*. Ministerio de energía, Chile.

[14] Ministerio de Energía (2009). *Norma Técnica que determina algoritmo para la verificación de la contribución solar mínima de los Sistemas solares térmicos acogidos a la franquicia tributaria de la ley N°20.365*. Chile.
[15] Evandro Santiago Tapia Ascari (2011). *Estudio de optimización del secado de nueces y utilización de su biomasa como combustible.* Universidad Técnica Federico Santa María. Chile: Valparaíso.
[16] Rodrigo Pérez Mackenna, Camilo Lanata Giralt. Manual Sistemas Solares Térmicos. Ministerio de Vivienda y Urbanismo. Chile.
[17] Control Ambiental España sur S.L. Limpieza química. España.

ANEXO

Tabla 39: Cantidad paneles turno 10 horas, marzo.

N°	Radiación [W/m2]	Área Panel [m2]	Caudal [kg/s]	Temperatura Ambiente [°C]	Temperatura Entrada [°C]	Rendimiento panel [-]	Calor transmitido [kW]
1	756,5	2,84	0,052	21	21,0	0,75	1,61
2	756,5	2,84	0,052	21	28,4	0,71	1,53
3	756,5	2,84	0,052	21	35,5	0,68	1,46
4	756,5	2,84	0,052	21	42,2	0,64	1,38
5	756,5	2,84	0,052	21	42,2	0,64	1,38
6	756,5	2,84	0,052	21	48,5	0,61	1,32
7	756,5	2,84	0,052	21	54,6	0,58	1,25
8	756,5	2,84	0,052	21	60,3	0,55	1,19
9	756,5	2,84	0,052	21	65,8	0,53	1,13
10	756,5	2,84	0,052	21	71,0	0,50	1,07

Tabla 40: Cantidad paneles turno 10 horas, abril.

N°	Radiación [W/m2]	Área Panel [m^2]	Caudal [kg/s]	Temperatura Ambiente [°C]	Temperatura Entrada [°C]	Rendimiento panel [-]	Calor transmitido [kW]
1	621,4	2,84	0,052	21	21	0,75	1,32
2	621,4	2,84	0,052	21	27,1	0,72	1,27
3	621,4	2,84	0,052	21	32,9	0,69	1,22
4	621,4	2,84	0,052	21	38,5	0,66	1,17
5	621,4	2,84	0,052	21	43,9	0,64	1,12
6	621,4	2,84	0,052	21	49,1	0,61	1,08
7	621,4	2,84	0,052	21	54,0	0,58	1,03
8	621,4	2,84	0,052	21	58,8	0,56	0,99
9	621,4	2,84	0,052	21	63,3	0,54	0,95
10	621,4	2,84	0,052	21	67,7	0,52	0,91
11	621,4	2,84	0,052	21	71,9	0,50	0,87

Tabla 41:Cantidad paneles turno 12 horas, Marzo

N°	Radiación [W/m2]	Área Panel [m^2]	Caudal [kg/s]	Temperatura Ambiente [°C]	Temperatura Entrada [°C]	Rendimiento panel [-]	Calor transmitido [kW]
1	756,5	2,84	0,102	21	21,0	0,75	1,61
2	756,5	2,84	0,102	21	24,8	0,73	1,57
3	756,5	2,84	0,102	21	28,5	0,71	1,53
4	756,5	2,84	0,102	21	32,1	0,69	1,49
5	756,5	2,84	0,102	21	32,1	0,69	1,49
6	756,5	2,84	0,102	21	35,6	0,68	1,45
7	756,5	2,84	0,102	21	39,0	0,66	1,42
8	756,5	2,84	0,102	21	42,3	0,64	1,38
9	756,5	2,84	0,102	21	45,5	0,63	1,35
10	756,5	2,84	0,102	21	48,7	0,61	1,31
11	756,5	2,84	0,102	21	51,8	0,60	1,28
12	756,5	2,84	0,102	21	54,8	0,58	1,25
13	756,5	2,84	0,102	21	57,7	0,57	1,22
14	756,5	2,84	0,102	21	60,6	0,55	1,19
15	756,5	2,84	0,102	21	63,4	0,54	1,16
16	756,5	2,84	0,102	21	66,1	0,52	1,13
17	756,5	2,84	0,102	21	68,7	0,51	1,10
18	756,5	2,84	0,102	21	71,3	0,50	1,07

Tabla 42:Cantidad paneles turno 12 horas, abril.

N°	Radiación [W/m2]	Área Panel [m^2]	Caudal [kg/s]	Temperatura Ambiente [°C]	Temperatura Entrada [°C]	Rendimiento panel [-]	Calor transmitido [kW]
1	621,4	2,84	0,102	21	21,0	0,75	1,32
2	621,4	2,84	0,102	21	24,1	0,73	1,30
3	621,4	2,84	0,102	21	27,1	0,72	1,27
4	621,4	2,84	0,102	21	30,1	0,70	1,24
5	621,4	2,84	0,102	21	33,0	0,69	1,22
6	621,4	2,84	0,102	21	35,9	0,68	1,19
7	621,4	2,84	0,102	21	38,7	0,66	1,17
8	621,4	2,84	0,102	21	41,4	0,65	1,14
9	621,4	2,84	0,102	21	44,1	0,63	1,12
10	621,4	2,84	0,102	21	46,7	0,62	1,10
11	621,4	2,84	0,102	21	49,3	0,61	1,07
12	621,4	2,84	0,102	21	51,8	0,60	1,05
13	621,4	2,84	0,102	21	54,3	0,58	1,03
14	621,4	2,84	0,102	21	56,7	0,57	1,01
15	621,4	2,84	0,102	21	59,1	0,56	0,99
16	621,4	2,84	0,102	21	61,4	0,55	0,97
17	621,4	2,84	0,102	21	63,7	0,54	0,95
18	621,4	2,84	0,102	21	65,9	0,53	0,93
19	621,4	2,84	0,102	21	68,1	0,51	0,91
20	621,4	2,84	0,102	21	70,2	0,50	0,89

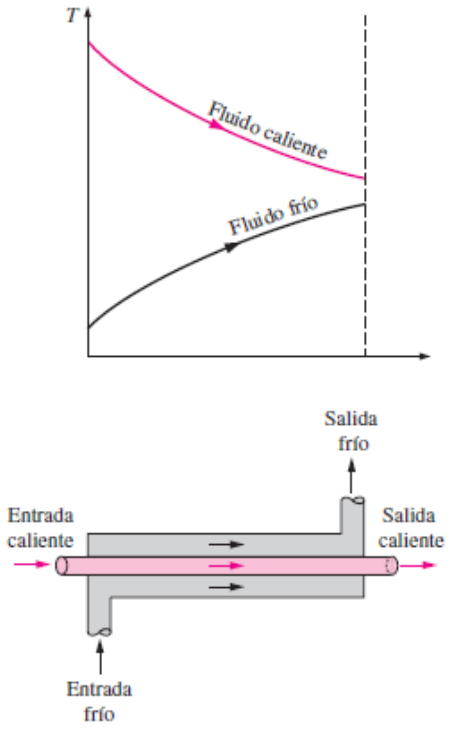


Ilustración 38: Flujo paralelo.

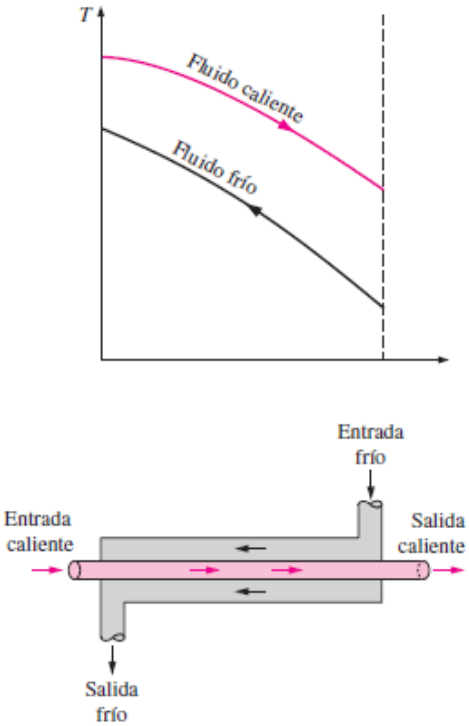


Ilustración 39: Contraflujo.

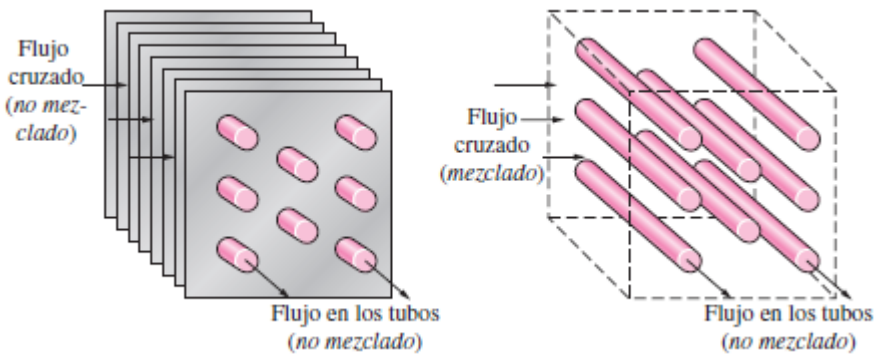


Ilustración 40: Flujo cruzado.

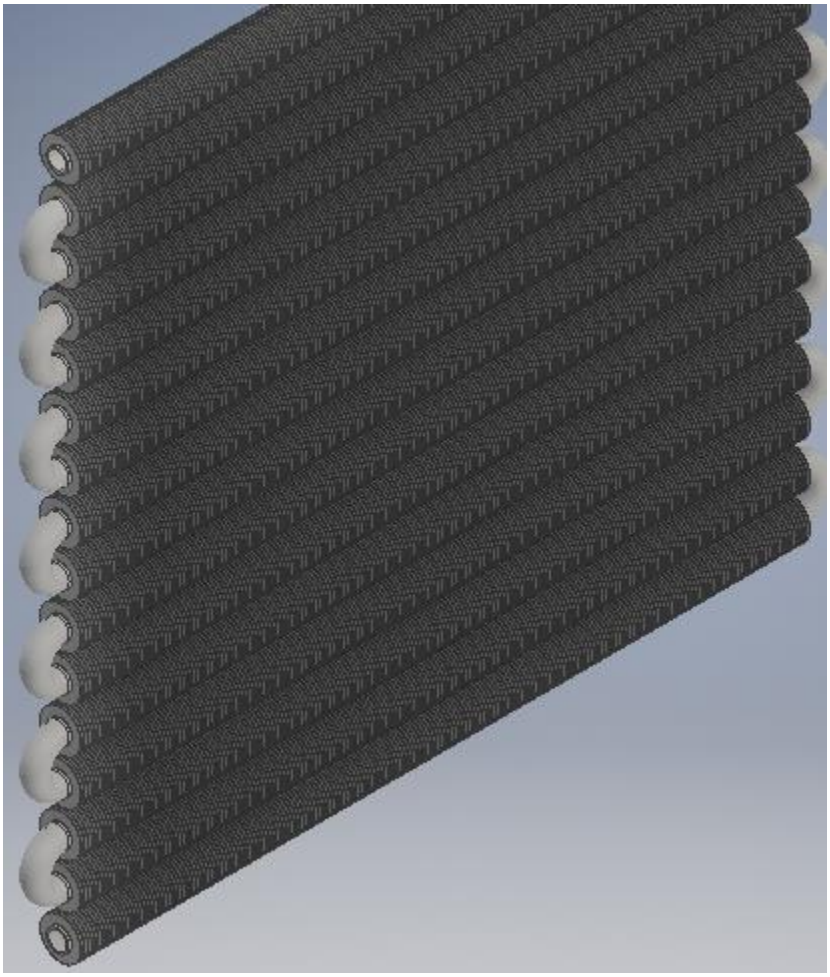


Ilustración 41: Simulación serpentín

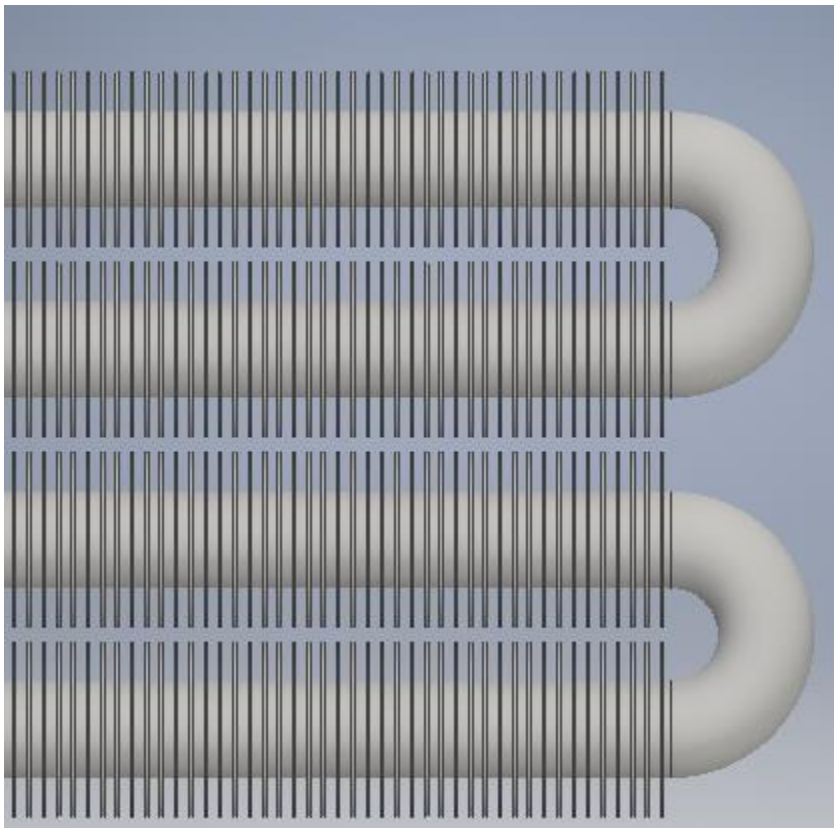


Ilustración 42: Vista vertical y vuelta de serpentín

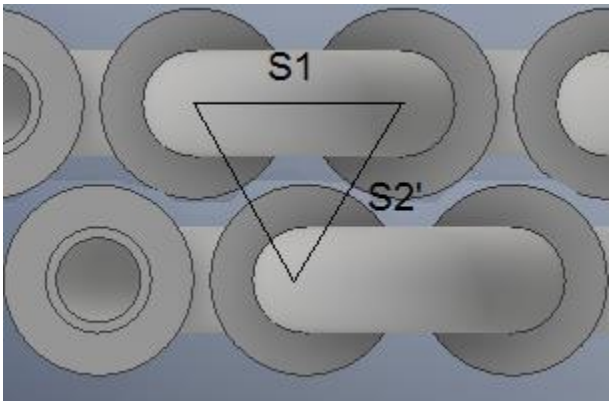


Ilustración 43: Disposición paralela

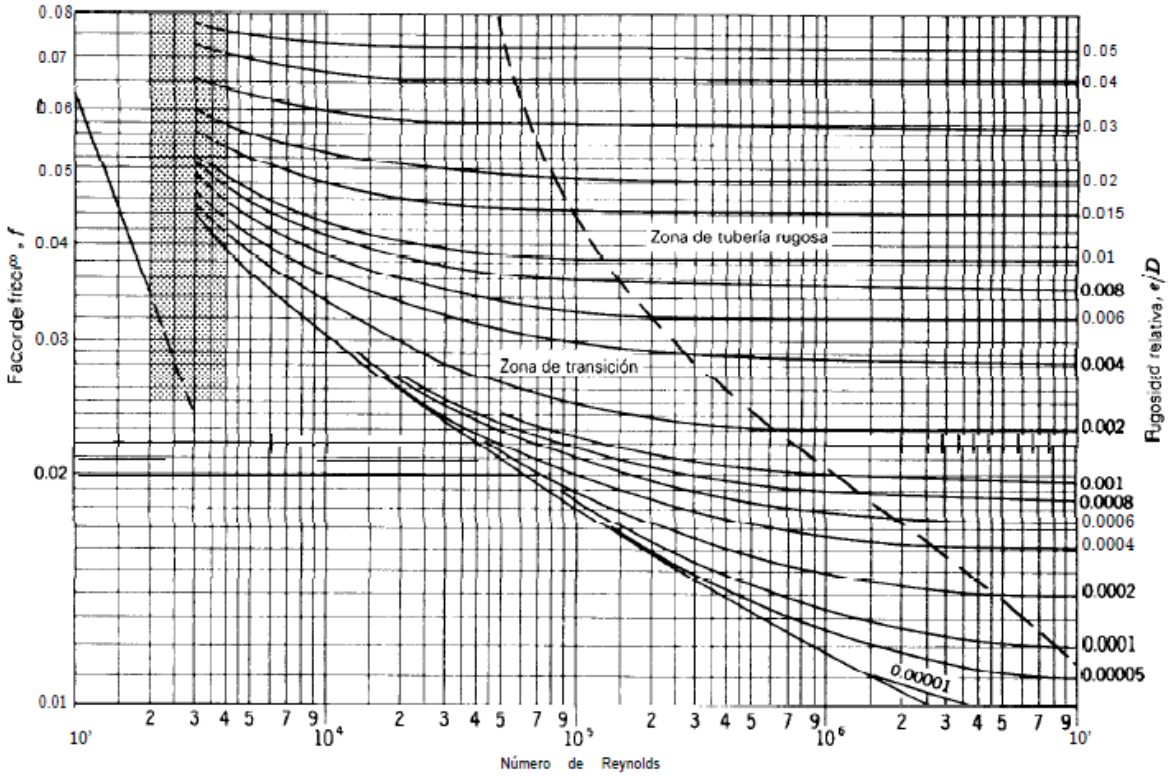


Ilustración 44: Diagrama de Moody (Libro Irving H. Shames)

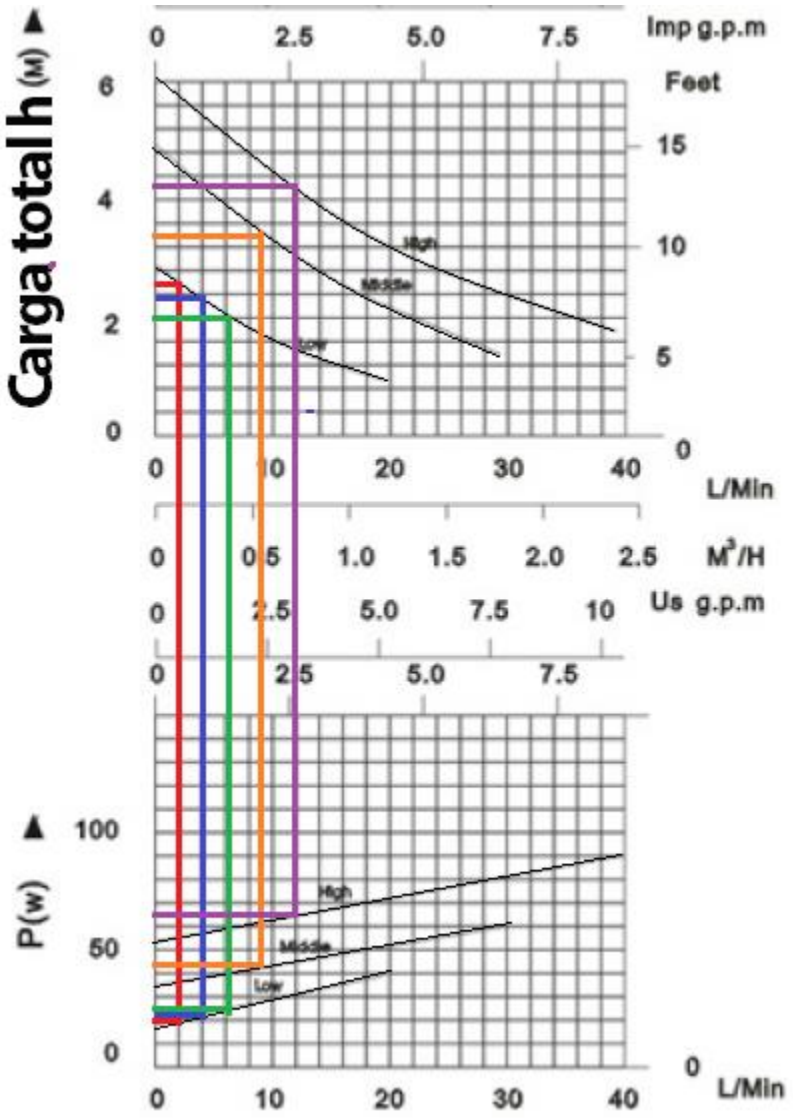


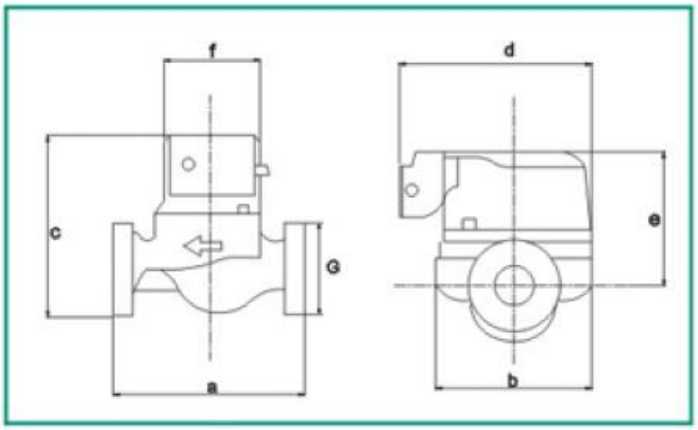
Ilustración 45: Selección de modelo bomba

Tabla 43: Costo cargas menores intercambiador, parte 1

Carga [kg]	1000		2000	
Turno [h]	10	12	10	12
Paneles	$ 1.463.700	$ 2.439.500	$ 1.951.600	$ 2.927.400
Estanques	$ 2.177.700	$ 2.903.600	$ 3.629.500	$ 5.807.200
Bomba	$ 60.000	$ 60.000	$ 60.000	$ 60.000
Tubería	$ 59.864	$ 84.273	$ 80.888	$ 112.423
Controlador	$ 34.510	$ 34.510	$ 34.510	$ 34.510
Accesorios	$ 40.320	$ 56.760	$ 54.480	$ 75.720
Intercambiador	$ 224.105	$ 224.105	$ 529.420	$ 529.420
Total	$ 4.060.199	$ 5.802.748	$ 6.340.398	$ 9.546.673

Tabla 44: Costos instalación cargas menores, parte 2

Carga [kg]	3000		4000	
Turno [h]	10	12	10	12
Paneles	$ 2.927.400	$ 4.391.100	$ 3.415.300	$ 5.854.800
Estanques	$ 3.629.500	$ 7.259.000	$ 5.081.300	$ 9.436.700
Bomba	$ 60.000	$ 60.000	$ 60.000	$ 60.000
Tubería	$ 87.836	$ 133.447	$ 108.860	$ 171.931
Controlador	$ 34.510	$ 34.510	$ 34.510	$ 34.510
Accesorios	$ 59.160	$ 89.880	$ 73.320	$ 115.800
Intercambiador	$ 728.460	$ 728.460	$ 925.490	$ 925.490
Total	$ 7.526.866	$ 12.696.397	$ 9.698.780	$ 16.599.231



GRS	Rp	G	a	b	c	d	e	f
			mm					
GRS25/4	1.5"	1.5"M	130	90	125	120	100	80
GRS25/6	1.5"	1.5"M	180	90	125	120	100	80
GRS25/4	1.5"	1.5"M	180	90	125	120	100	80
GRS25/6	1.5"	1.5"M	130	90	125	120	100	80

Ilustración 46: Especificaciones Bomba, Esol

Características

Código:T0.500E

Stock: Disponible

Ficha Técnica

$610.000 + IVA

Ilustración 47: Cotización estanque vertical, Esol

Número de tubos heat pipe	18 unid.
Dimensiones Tubo	58x1800 mm
Largo de Absorción Tubo	1715 mm
Porcentaje de Absorción	> 92 %
Porcentaje de Emisión	< 8 %
Largo / Ancho / Alto	2020x2655x155
Conexiones Manifold	38 mm/ 34 mm
Presión de Trabajo	0,6 MPa.
Temperatura de Estancamiento	200,3 °C.
Máxima temperature de servicio	95 °C.
Peso Neto Colector	114 kg.
Área de Apertura	2,84 m2.
Eficiencia Optica	71,4 %
Pérdida Lineal	1,08 W/m2K

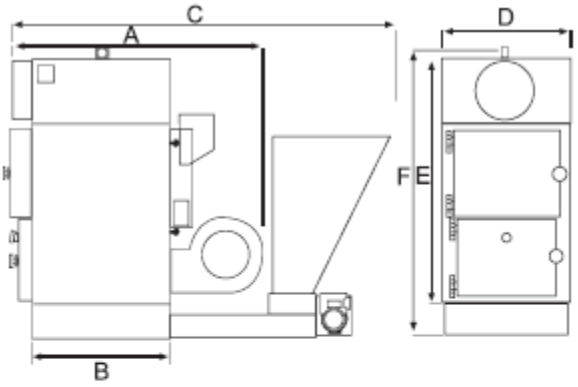
Ilustración 48: Especificación Panel tubos al vacío, Esol

Tabla 45: Costos serpentín eléctrico cargas menores, parte1

Carga [kg]	1000		2000	
Turno [h]	10	12	10	12
Aporte [kW]	19	17	23	22
kWh/año	2280	3400	2760	4400
Costo anual [$CLP]	$ 228.000	$ 340.000	$ 276.000	$ 440.000
Serpentín [$CLP]	$ 666.400	$ 517.827	$ 715.198	$ 682.303

Tabla 46: Costos serpentín eléctrico cargas menores, parte 2

Carga [kg]	3000		4000	
Turno [h]	10	12	10	12
Aporte [kW]	42	39	61	56
kWh/año	5040	7800	7320	11200
Costo anual [$CLP]	$ 504.000	$ 780.000	$ 732.000	$ 1.120.000
Serpentín [$CLP]	$ 1.523.200	$ 1.241.521	$ 1.965.215	$ 1.800.739



Modelo		40	60	80	130	180	230
A	mm	1280	1540	1740	2200	2450	2700
B	mm	600	800	1000	1100	1350	1600
C	mm	1530	1530	1530	3750	3750	3750
D	mm	760	760	760	1010	1010	1010
E	mm	1450	1450	1450	1920	1920	1920
F	mm	1740	1740	1740	2300	2300	2300
Camino	Ø mm	200	200	200	300	300	300

Ilustración 49: Dimensiones caldera AIR GS-60

CALDERA AIR GS		40	60	80
Potencia nominal	Kw	40	60	80
Consumo medio	Kg/h	12	18	24
Tensión	V	230	230	230
Humos	cm.	Ø 20	Ø 20	Ø 20
Caudal aire	mc/h	3.100	4.000	5.500
Volumen estanque	Lt	170	170	170

Ilustración 50: Características técnicas caldera AIR GS-60

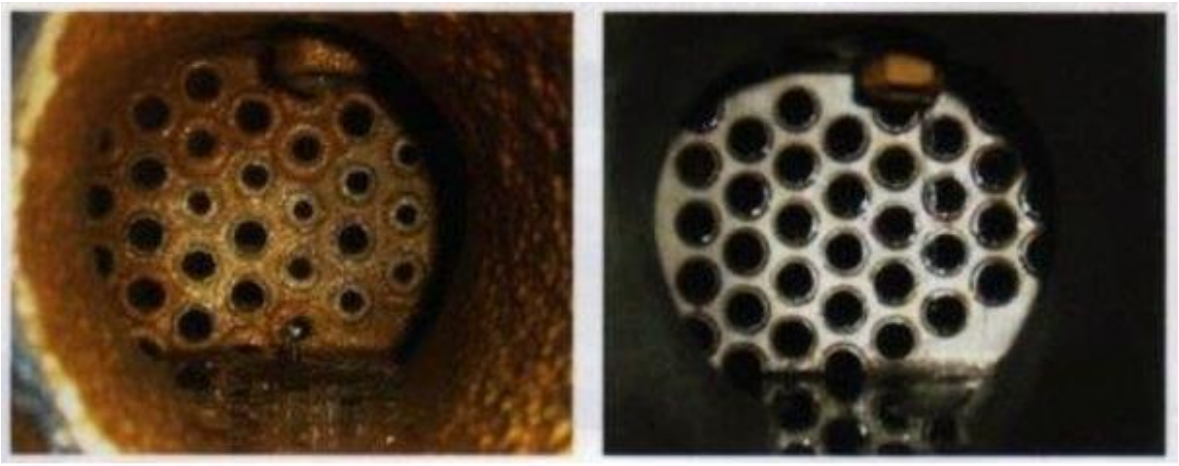


Ilustración 51: limpieza química caldera

Ilustración 52: Limpieza química tubería

FICHA TECNICA SERPENTINES AGUA - AIRE 5/8"

Cliente	Cristian PAcheco		
Empresa	Cristian Pacheco	Telefono	0
Direccion	0	Fax	0
Email	c.pachecofu@gmail.com	Fecha	13-sep-16

Modelo **CE-109 (P3,0-1830x870)** Cod: CW5CG175X084X012T30

Ref.- a

CONDICIONES DE TRABAJO

Capacidad Total	**137618 Kcal/h**	**160 KW**	Humedad Relativa	Entra 85%	Sale 18,6%
			Temp. de Agua	Entra 70,0 °C	Sale 32,5 °C
Caudal de Aire	17730 m3/h		Temp. de Aire	Entra 16,0 °C	Sale 42,2 °C
Caudal de Agua	1,02 kg/s		DTml	23,7 °K	
DP agua	2,37 mca				

DIMENSIONES ALETEADAS

Largo Aleteado	1750 mm
Alto Aleteado	840 mm
Fondo Aleteado	120 mm

DIMENSIONES GENERALES

Largo Total	2160 mm
Fondo Total	190 mm
Alto Total	870 mm
Peso Aprox. (vacio)	77,8 Kg
Entrada Agua	1 x HE 1 1/4"
Salida Agua	1 x HE 1 1/4"
Volumen Interno	20,1 Lt

MATERIALES

Tubos	COBRE
Aletas	AL Gold Fin

Intercal S.A. se reserva el derecho de modificar sin previo aviso las caracteristicas tecnicas y opcionales del equipo

Cantidad	Precio Lista	Descuento	Precio Unitario	Precio total neto	COTIZACION N°
Unidad	Total $	%	Total $	Total $	
1	1.153.200,00	5%	1.095.540,00	1.095.540,00	33106/FM

VALORES NO INCLUYEN IVA

Condiciones de Pago:	**CLI. ANTICIPO 50%, SALDO 01 PAGO A 0 DIAS.**
Plazo entrega :	**A convenir según programa**
Validez de la oferta :	**30 días**
Vendedor :	**Facundo Muencke**

Ilustración 53: Cotización intercambiador 17730 [m^3/h] de aire.

FICHA TECNICA SERPENTINES AGUA - AIRE 5/8"

Cliente	Cristian PAcheco		
Empresa	Cristian Pacheco	Telefono	0
Direccion	0	Fax	0
Email	c.pachecofu@gmail.com	Fecha	13-sep-16

Modelo **CE-88 (P3,0-1730x750)** Cod: CW5CG165X072X012T30

Ref.- b

CONDICIONES DE TRABAJO

Capacidad Total	**98426 Kcal/h**	**114,5 KW**	Humedad Relativa	Entra 85%	Sale 22%
			Temp. de Agua	Entra 70,0 °C	Sale 43,2 °C
Caudal de Aire	14184 m3/h		Temp. de Aire	Entra 16,0 °C	Sale 39,4 °C
Caudal de Agua	57,9 Lt/min		DTml	28,8 °K	
DP agua	1,49 mca				

DIMENSIONES ALETEADAS

Largo Aleteado	1650 mm
Alto Aleteado	720 mm
Fondo Aleteado	120 mm

DIMENSIONES GENERALES

Largo Total	2060 mm
Fondo Total	190 mm
Alto Total	750 mm
Peso Aprox. (vacio)	65,4 Kg
Entrada Agua	1 x HE 1 1/4"
Salida Agua	1 x HE 1 1/4"
Volumen Interno	16,2 Lt

MATERIALES

Tubos	COBRE
Aletas	AL Gold Fin

Intercal S.A. se reserva el derecho de modificar sin previo aviso las caracteristicas tecnicas y opcionales del equipo

Cantidad	Precio Lista	Descuento	Precio Unitario	Precio total neto	COTIZACION N°
Unidad	Total $	%	Total $	Total $	
1	974.200,00	5%	925.490,00	925.490,00	33106/FM

VALORES NO INCLUYEN IVA

Condiciones de Pago:	**CLI. ANTICIPO 50%, SALDO 01 PAGO A 0 DIAS.**
Plazo entrega :	**A convenir según programa**
Validez de la oferta :	**30 días**
Vendedor :	**Facundo Muencke**

Ilustración 54: Cotización intercambiador 14184 [m^3/h] de aire.

FICHA TECNICA SERPENTINES AGUA - AIRE 5/8"

Cliente	Cristian PAcheco		
Empresa	Cristian Pacheco	Telefono	0
Direccion	0	Fax	0
Email	c.pachecofu@gmail.com	Fecha	13-sep-16

Modelo **CE-65 (P3,0-1530x630)** Cod: CW5CG145X060X012T30

Ref.- c

CONDICIONES DE TRABAJO

Capacidad Total	**80538 Kcal/h**	**93,67 KW**	Humedad Relativa	Entra 85%	Sale 20%
			Temp. de Agua	Entra 70,0 °C	Sale 48,4 °C
Caudal de Aire	10656 m3/h		Temp. de Aire	Entra 16,0 °C	Sale 41,5 °C
Caudal de Agua	58,1 Lt/min		DTml	30,5 °K	
DP agua	2,34 mca				

DIMENSIONES ALETEADAS

Largo Aleteado	1450 mm
Alto Aleteado	600 mm
Fondo Aleteado	120 mm

DIMENSIONES GENERALES

Largo Total	1860 mm
Fondo Total	190 mm
Alto Total	630 mm
Peso Aprox. (vacio)	50,6 Kg
Entrada Agua	1 x HE 1 1/4"
Salida Agua	1 x HE 1 1/4"
Volumen Interno	11,9 Lt

MATERIALES

Tubos	COBRE
Aletas	AL Gold Fin

Intercal S.A. se reserva el derecho de modificar sin previo aviso las caracteristicas tecnicas y opcionales del equipo

Cantidad	Precio Lista	Descuento	Precio Unitario	Precio total neto	COTIZACION N°
Unidad	Total $	%	Total $	Total $	
1	766.800,00	5%	728.460,00	728.460,00	33106/FM

VALORES NO INCLUYEN IVA

Condiciones de Pago:	**CLI. ANTICIPO 50%, SALDO 01 PAGO A 0 DIAS.**
Plazo entrega :	**A convenir según programa**
Validez de la oferta :	**30 dias**
Vendedor :	**Facundo Muencke**

Ilustración 55: Cotización intercambiador 10656 [m^3/h] de aire.

FICHA TECNICA SERPENTINES AGUA - AIRE 3/8"

Cliente	Cristian PAcheco		
Empresa	Cristian Pacheco	Telefono	0
Direccion	0	Fax	0
Email	c.pachecofu@gmail.com	Fecha	13-sep-16

Modelo **CE-14 (P2,1-880x480)** Cod: CW3CG080X045X004P21

Ref.- d

CONDICIONES DE TRABAJO

Capacidad Total	**26861 Kcal/h**	**31,24 KW**	Humedad Relativa	Entra 85%	Sale 20%
			Temp. de Agua	Entra 70,0 °C	Sale 62,7 °C
Caudal de Aire	3564 m3/h		Temp. de Aire	Entra 16,0 °C	Sale 41,4 °C
Caudal de Agua	57,9 Lt/min		DTml	36,9 °K	
DP agua	2,56 mca				

DIMENSIONES ALETEADAS

Largo Aleteado	800 mm
Alto Aleteado	450 mm
Fondo Aleteado	43 mm

DIMENSIONES GENERALES

Largo Total	1220 mm
Fondo Total	113 mm
Alto Total	480 mm
Peso Aprox. (vacio)	15,2 Kg
Entrada Agua	1 x HE 1 1/2"
Salida Agua	1 x HE 1 1/2"
Volumen Interior	2,2 Lt

MATERIALES

Tubos	COBRE
Aletas	AL Gold Fin

Intercal S.A. se reserva el derecho de modificar sin previo aviso las caracteristicas tecnicas y opcionales del equipo

Cantidad	Precio Lista	Descuento	Precio Unitario	Precio total neto	COTIZACION N°
Unidad	Total $	%	Total $	Total $	
1	235.900,00	5%	224.105,00	224.105,00	33106/FM

VALORES NO INCLUYEN IVA

Condiciones de Pago:	**CLI. ANTICIPO 50%, SALDO 01 PAGO A 0 DIAS.**
Plazo entrega :	**A convenir según programa**
Validez de la oferta :	**30 días**
Vendedor :	**Facundo Muencke**

Ilustración 56: Cotización intercambiador 3564 [m^3/h] de aire.

Ilustración 57: Tubería cobre Sodimac.

TUBERÍA CLASE 10 CEMENTAR 6M

Código	Diám.	Precio $
5826160201	20 mm	1440
5826160251	25 mm	1820
5826160324	32 mm	2750
5826160405	40 mm	3820
5826160502	50 mm	5770

Ilustración 58: tuberías PVC Vinilit.