



Refrigeración Utilizando Energía Solar Térmica

Bernardo Sebastián Gutierrez

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2024

Refrigeración Utilizando Energía Solar Térmica

Bernardo Sebastián Gutierrez

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al título
de:

Ingeniero Mecánico

Director:

Ing. Pedro Sismondi – Ing. Guillermo Rodríguez – Ing. Juan Sismondi)

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2024

La energía solar nos desafía a pensar en formas innovadoras y creativas de aprovechar su potencial. Es un llamado a la acción y a la exploración.

Amory Lovins

Resumen

En los últimos años, en Argentina, se suelen producir picos de consumo de energía eléctrica seguidos de cortes en el suministro eléctrico durante el verano. La principal razón es el creciente consumo de los equipos de refrigeración doméstica alineado a la disminución en las capacidades de la red de distribución debidas al incremento de la temperatura. El propósito de este trabajo es evaluar la posibilidad de mitigar estos inconvenientes a través de un método de refrigeración amigable con el medio ambiente como lo es la refrigeración solar térmica. Partiendo de las condiciones climáticas de la ciudad de Rosario y teniendo en cuenta el uso residencial, se analizarán los métodos de captación y refrigeración solar. Se realizará un modelo termodinámico de un sistema de absorción de simple efecto, de un par LiBr-Agua, condensado por aire y de potencia 3000 frigorías, actuando junto a colectores de tubo de vacío para permitir dimensionar los principales componentes del circuito de refrigeración. Se realizarán consideraciones respecto del almacenamiento de energía para que el equipo pueda ser utilizado durante la noche, evaluando la posibilidad de aplicar un método de almacenamiento de calor latente. El trabajo incluye un análisis económico comparativo con las tecnologías de refrigeración por compresión que utilicen como fuente de energía la red eléctrica, paneles fotovoltaicos y un generador naftero

Palabras clave: Energía, Solar, Térmica, Refrigeración, Absorción.

Abstract

In recent years, in Argentina, peaks in electrical energy consumption often occur followed by power outages during the summer. The main reason is the growing consumption of domestic refrigeration equipment aligned with the decrease in the capacities of the distribution network due to the increase in temperature. The purpose of this work is to evaluate the possibility of mitigating these drawbacks through an environmentally friendly cooling method such as solar thermal cooling. Starting from the climatic conditions of the city of Rosario and taking into account residential use, solar collection and cooling methods will be analyzed. A thermodynamic model of a single-effect absorption system will be carried out, with a LiBr-Water pair, condensed by air and with a power of 3000 frigorías, acting together with vacuum tube collectors to allow sizing the main components of the refrigeration circuit. Considerations will be made regarding energy storage so that the equipment can be used at night, evaluating the possibility of applying a latent heat storage method. The work includes a comparative economic analysis with compression refrigeration technologies that use the electrical grid, photovoltaic panels and a gasoline generator as an energy source.

Keywords: Energy, Solar, Thermal, Refrigeration, Absorption.

Contenido

Resumen.....	4
Abstract	5
Contenido	6
Introducción	10
1 Captación solar y métodos de refrigeración.....	13
Radiación Solar	13
Efecto de la distancia Tierra-Sol	14
Efecto del ángulo de declinación	14
El camino del sol a través del cielo.....	16
Irradiancia en superficies planas	16
Radiación fuera de la atmósfera en superficies horizontales e inclinadas	21
Valores mensuales de la irradiación solar global diaria y heliofanía efectiva	24
Radiación difusa.....	25
Métodos de captación.....	26
Colectores	26
Colectores planos	27
Colectores de tubos	28
Concentradores ópticos	30
Selección del método de captación	31
Refrigeración solar.....	35
Procesos de refrigeración solar.....	35
Métodos de refrigeración activados térmicamente	37
Refrigeración por absorción	38
Refrigeración por adsorción	42
Refrigeración por desecación.....	44
Selección de la propuesta	45
2 Modelado del sistema.....	51
Fluidos de trabajo	51

Rendimiento ideal de una máquina de absorción	51
Condensado por agua o aire	53
Análisis termodinámico del ciclo de absorción simple efecto	56
Propiedades de estado de las soluciones de bromuro de litio.....	61
Suposiciones del modelo	67
Parámetros de diseño o valores de entrada del modelo	67
Resultados del modelo	72
3 Almacenamiento de energía - Suministro auxiliar	75
Almacenamiento de energía térmica.....	75
Calor latente y calor sensible	75
Almacenamiento de energía térmica con soluciones de AST y agua.....	76
Experimentos con soluciones de AST en agua	77
Procedimiento	78
Cálculo del calor latente de la solución empleada en el experimento	82
Conclusiones del experimento	83
Evaluación de los sistemas de almacenamiento de calor	90
Parámetros	90
Nivel térmico deseado y cálculo del caudal de agua de calentamiento necesario	91
Propiedades térmicas y características prácticas de las sustancias involucradas	92
Selección del tipo de almacenamiento	93
4 Dimensionamiento	95
Condensador	95
Cálculo preliminar del condensador	96
Cálculo detallado del condensador.....	100
Cálculo de la potencia del ventilador	105
Absorbedor	107
Selección del tipo de absorbedor	111
Diseño del absorvedor	112
Cálculo del intercambiador de calor de absorción	117
Evaporador	122
Regímenes de ebullición	123
Aplicación de correlaciones para el cálculo del coeficiente convectivo en interior ..	125
Cálculo detallado del evaporador	126

Generador	130
Coeficiente de transmisión del calor	134
Dimensionamiento del intercambiador	140
Dimensionamiento del recipiente del generador	143
Control de la instalación	145
Funcionamiento del sistema	145
Determinación de las variantes de entrada y salida	147
Cálculo de los colectores	149
5 Análisis económico	153
Costos variables por hora de operación	154
Consumo de energía eléctrica de equipos de aire acondicionado por compresión	154
Costo por hora de funcionamiento utilizando la red eléctrica	155
Costo por hora de funcionamiento utilizando un generador naftero	157
Costo por hora de funcionamiento utilizando energía fotovoltaica	157
Costo por hora de funcionamiento utilizando energía solar térmica	158
Costos fijos	158
Refrigeración por compresión de vapor	158
Red eléctrica	158
Generador naftero	159
Energía fotovoltaica	159
Resumen comparativo	161
Cálculo del VAN y TIR	164
Conclusiones del análisis económico	166
Comparación con tecnologías similares	167
6 Conclusiones y recomendaciones	169
Conclusiones	169
Recomendaciones	169
Bibliografía	171
Anexo A: Catálogo de tubos de cobre	173
Anexo B: Hoja de datos del recuperador de calor	175

Anexo C: Hoja de datos del tanque de almacenamiento.....	177
---	------------

Introducción

El crecimiento de la demanda energética que experimentó Argentina en los últimos años, sumado a la merma en la cantidad de reservas de combustibles fósiles, lleva a plantearse la necesidad de recurrir a otras fuentes de energía que permitan cubrir la creciente demanda.

Durante el verano uno de los causantes del incremento en la demanda energética es el aumento en la instalación de equipos de climatización. Las ventas siguen una clara tendencia al alza interanual. Durante la temporada 2007/2008, las ventas de equipos para el acondicionamiento ambiental superaron el millón de unidades.

El sistema de refrigeración doméstica más utilizado es el de compresión de vapor alimentado por energía eléctrica. La energía eléctrica, dependiendo de la matriz energética del país, es en mayor o menor medida obtenida gracias a la quema de combustibles fósiles. La quema de combustibles fósiles es una de las principales causas del efecto de invernadero, el cual eleva la temperatura de la Tierra progresivamente y amenaza con producir un grave impacto negativo en el medioambiente.

El sol es una fuente de energía abundante y limpia, la cual puede ser utilizada como fuente de alimentación de equipos de refrigeración activados térmicamente. El problema con estos equipos es que requieren de una inversión considerablemente mayor respecto a la de los equipos de compresión de vapor y además no se encuentran disponibles en el rango de capacidades de enfriamiento que requiere la refrigeración doméstica.

Los máximos históricos de potencia del Sistema Argentino de Interconexión (SADI) vienen registrándose durante los días veraniegos (Mastronardi, Sfeir, & Sánchez, 2016). El 70% de los picos de consumo del periodo 2011-2014 se produjo durante los días de temperaturas elevadas, marcando un cambio de tendencia ya que desde 2008 a 2011 el 80% de los picos de potencia se produjo durante los días de temperaturas bajas. Por otro lado, es durante los días de temperaturas elevadas cuando se registra la mayor cantidad de cortes de energía. Las empresas de distribución suelen culpar al abrupto incremento en la demanda causado por los equipos acondicionadores de aire.

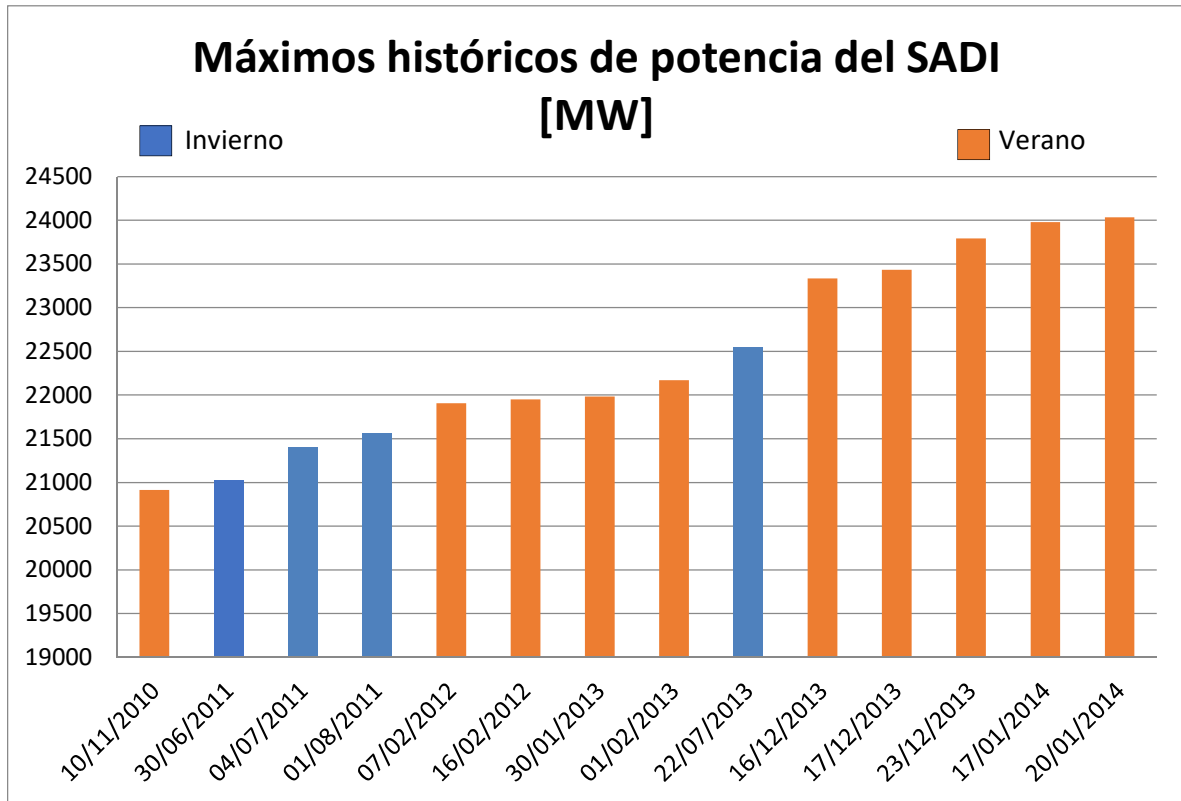


Figura 1: Máximos de potencia del SADI:

Un equipo de refrigeración que utilice la energía solar térmica, contribuiría a diversificar la matriz energética, disminuir la dependencia de los combustibles fósiles y por lo tanto ayudar a la prevención del efecto invernadero, y disminuir los picos de consumo eléctrico veraniegos causantes de los cortes de servicio por saturación de la red eléctrica.

La refrigeración por energía solar térmica puede contribuir a la solución de todos estos problemas, más aún si se tiene en cuenta que las cargas de refrigeración están en fase con la radiación solar.

Existen varios aprovechamientos de la energía solar térmica para refrigeración en el mundo, con casos que trascendieron en las noticias a nivel global como los estadios de fútbol del mundial de Qatar. En estos estadios el sistema utilizado es el de absorción de LiBr-Agua y condensado en torres de enfriamiento. Sin embargo, la capacidad de refrigeración de este tipo de instalaciones es de varias toneladas de refrigeración.

Estas instalaciones masivas suelen ser aprovechadas en lo que se conoce como trigeneración, es decir la generación de energía eléctrica, vapor para uso industrial o calefacción y frío.

En este proyecto se pretende el diseño de un equipo para uso residencial, es decir con capacidades frigoríficas bajas, para que pueda ser comparado con los equipos tradicionales de compresión de refrigerantes utilizados tradicionalmente en los hogares.

Para que el equipo hogareño sea útil deberá cumplir con los siguientes propósitos: Adaptarse a las diferentes edificaciones; tener un sistema de almacenamiento de energía térmica que le permita ser utilizado durante la noche; poder ser operado por personal no técnico, es decir poseer un sistema de control automatizado; ser económico; tener bajo mantenimiento.

1 Captación solar y métodos de refrigeración

Radiación solar

La performance de cualquier sistema que emplee energía solar depende de la radiación solar disponible para el sitio en donde se ubique dicho sistema. Es por ello que, como primer paso para la realización de este proyecto, resulta necesario estudiar como fluctúa la radiación solar, y en particular, como varía en la zona de la ciudad de Rosario.

La irradiancia o intensidad de la energía radiante del sol, a la distancia promedio entre el sol y la Tierra, medida en el plano normal a la línea entre el sol y la Tierra pero fuera de la atmósfera, es llamada constante solar I_{sc}

El valor de la constante solar ha sido estimado con una precisión de $\pm 1,5\%$ en 1353 W/m^2 .

La radiación del sol fuera de la atmósfera de la Tierra se aproxima a la de un cuerpo negro a 5900°K , pero presenta ciertos picos y valles en el espectro debido a las propiedades de los gases incandescentes del sol.

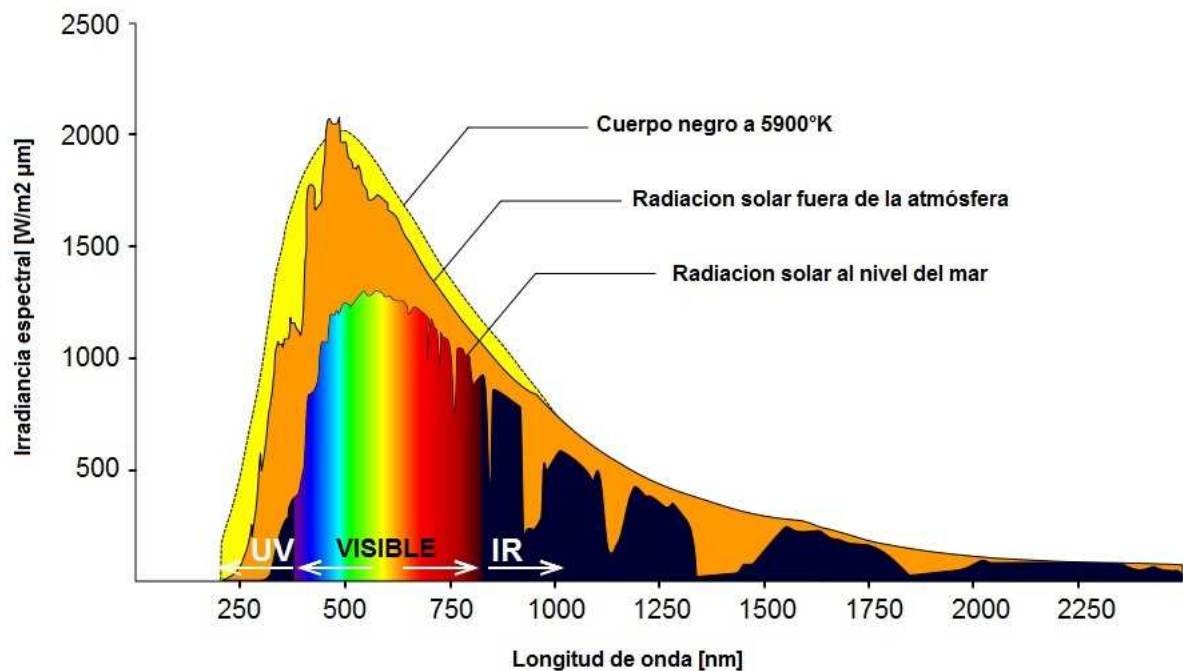


Figura 1-1: Espectros de radiación

Efecto de la distancia tierra-sol

La irradiancia solar fuera de la atmósfera I_0 varía a lo largo del año debido a los cambios en la distancia tierra-sol producto de la órbita elíptica del planeta, siendo 3,5% más alta que I_{sc} en enero y 3,5% más baja en junio. El valor de I_0 puede ser calculado mediante la siguiente fórmula empírica

$$I_0 = I_{sc} \left[1 + 0,033 \cos \left(\frac{360N}{370} \right) \right] \quad (1.1)$$

Donde N es el número del día del año.

Efecto del ángulo de declinación

Un cambio mucho más pronunciado en la radiación I_0 es causado por el cambio estacional de la posición del sol en el cielo. Los cambios asociados en la altitud del sol y el ángulo de azimut relativos al colector solar y cambios en la duración del tiempo que el sol pasa por arriba del horizonte tienen un efecto importante en la radiación total recibida por el colector solar.

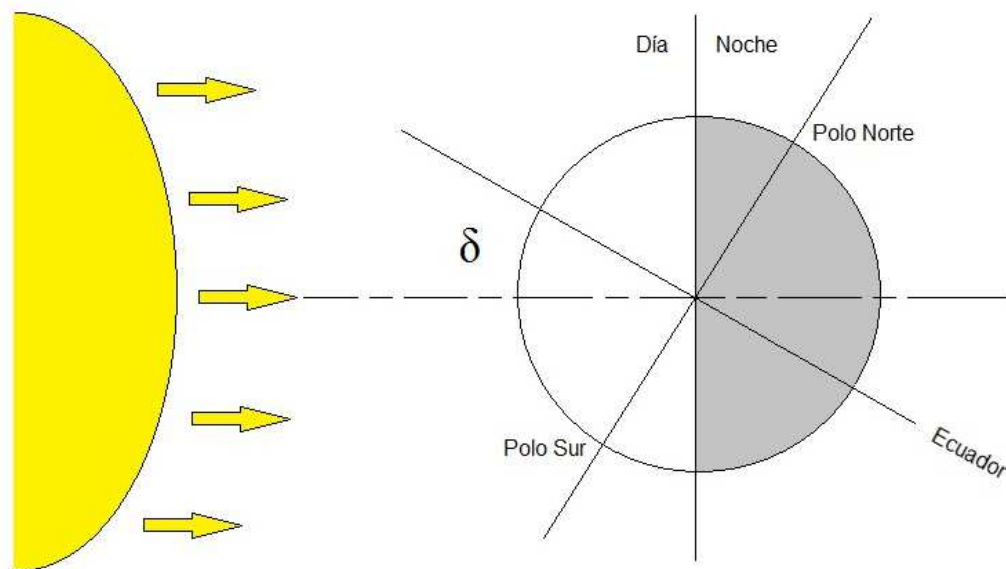


Figura 1.2: Ángulo de declinación en Diciembre

El cambio estacional en la posición del sol en el cielo es debido a la inclinación del eje de rotación diaria la tierra, $23,45^\circ$ respecto a un quizás más lógico ángulo de rotación diaria perpendicular al plano de la órbita de la tierra alrededor del sol. Debido a esto, todas las regiones, pero especialmente las áreas más cercanas a los polos reciben mayor cantidad de luz en el verano y menor cantidad en el invierno.

La inclinación aparente del eje de rotación diaria de la tierra hacia el sol con respecto a un cilindro que atravesase perpendicularmente a la órbita de la tierra es δ , el ángulo de declinación. La declinación varía en el transcurso de un año entre $+23,45^\circ$ y $-23,45^\circ$

La siguiente fórmula empírica permite calcular el ángulo de declinación

$$\delta = 23,45^\circ \text{seno} \left[\left(\frac{N - 80}{370} \right) \times 360 \right] \quad (1.2)$$

Donde N es nuevamente el número del día del año

Para aplicaciones en las que se requiere el ángulo de declinación mensual promedio se utiliza un N representativo del mes. En la siguiente tabla se puede observar el N representativo para cada mes del año y el valor del ángulo de declinación mensual promedio.

Tabla1.1: Número de día representativo y declinación mensual promedio

Mes	N representativo	δ [grados]
Enero	17	20,57
Febrero	46	12,80
Marzo	76	1,59
Abril	105	-9,66
Mayo	135	-18,85
Junio	162	-23,08
Julio	199	-21,12
Agosto	229	-13,46
Septiembre	258	-2,78
Octubre	288	8,93
Noviembre	318	18,37
Diciembre	346	23,00

El camino del sol a través del cielo

En cada equinoccio el plano del camino del sol a través del cielo, para una determinada localidad a lo largo de las horas de luz solar es perpendicular al eje de la tierra y paralelo con los rayos de sol, por lo tanto el camino aparente que recorre el sol a lo largo del día es una línea recta, con el amanecer en el este y el atardecer en el oeste. La elevación del sol al mediodía es 90° menos la latitud.

En el solsticio de invierno, como el plano del camino del sol a través del cielo, para una determinada localidad permanece perpendicular al eje de la tierra pero deja de ser paralelo a los rayos del sol, el camino aparente del sol deja de ser una línea recta para pasar a ser un arco de círculo con un amanecer en el sur este y un atardecer en el sur oeste en cada hemisferio. El día tiene una duración menor a 12 horas en cualquier lugar que no sea el ecuador.

Durante el solsticio de verano la situación se revierte

La cantidad de horas diarias de luz solar para una determinada posición geográfica se denomina heliofanía. La heliofanía para cada posición y día del año puede ser calculada, pero la cantidad efectiva de horas diarias de luz solar varía de acuerdo a situaciones climáticas como la nubosidad. A la relación entre la cantidad de horas efectivas de luz solar y la heliofanía se la llama heliofanía relativa.

Irradiancia en superficies planas

Para cada localidad, mes y hora del día, el flujo de radiación terrestre, en una superficie plana, para un día despejado puede ser calculado usando relaciones trigonométricas. La técnica consiste en calcular primero la intensidad de la radiación solar normal, luego la altitud del sol por sobre el horizonte y el azimut respecto del mediodía solar. La irradiancia en una superficie plana puede entonces ser calculada a partir de simples relaciones trigonométricas.

Para superficies inclinadas, relaciones trigonométricas de mayor complejidad establecen el ángulo entre la radiación solar y la línea normal a la superficie del colector en función del ángulo de elevación del colector y el azimut del mismo. El flujo de radiación en el colector es entonces determinado como una función del ángulo entre la radiación solar y la línea normal a la superficie del colector, la altitud solar y el flujo de radiación solar normal directa o el flujo de radiación solar horizontal.

Irradiancia en superficies planas, horizontales y fijas

La determinación del flujo de radiación para un día despejado en una superficie plana horizontal, es el primer paso hacia encontrar la radiación en una superficie inclinada. El momento del día es por supuesto la variable más significativa. En el medio día solar el sol se encuentra lo más cercano a la vertical y el Tiempo Solar Aparente (TSA) es 12 horas. El Tiempo de Reloj Local (TRL) puede ser considerablemente diferente debido a que obedece a consideraciones políticas. La zona de tiempo (ZT) puede ser calculada dividiendo los grados de longitud del Meridiano de Tiempo Local Standard por 15, tomando las longitudes Oeste como positivas y las Este como negativas. Este es el número de horas (positivo o negativo) que debe ser agregado al Tiempo de Reloj Local para obtener la hora en la longitud 0°

Para cálculos de radiación el Tiempo Solar Aparente (TSA) se puede calcular a partir del reloj local usando la siguiente ecuación, en la que cada término está expresado en horas.

$$TSA = TRL + ZT - LONG/15 + EQT /60 \quad (1.3)$$

LONG es la longitud local en grados, tomada como positiva hacia el Oeste y negativa hacia el Este. La ecuación de tiempo se obtiene de la tabla 1 y se trata de una corrección astronómica para irregularidades en la órbita de la Tierra.

Usando el tiempo solar se pueden calcular la altitud y azimut mediante los procedimientos descritos en los párrafos siguientes

El ángulo horario (ω) es el ángulo de la posición local respecto al mediodía solar causado por la rotación de la Tierra. Para expresar ω en grados, se multiplican las horas desde el mediodía solar por 360/24. Tomaremos por convención ω como negativo en la mañana y positivo al atardecer

$$\text{Seno } \alpha = \frac{\text{Seno } \delta}{\text{Seno } \phi} \quad (1.6)$$

Seno α toma valores mayores a la unidad en los trópicos si el sol permanece en el norte o sur del cielo durante todo el día.

El ángulo horario al amanecer o atardecer ω_s puede ser hallado con la siguiente ecuación

$$\text{Cos } \omega_s = -\text{Tan } \phi \text{ Tan } \delta \quad (1.7)$$

ω_s es negativo al amanecer y positivo al atardecer. Valores absolutos de ω_s superiores a la unidad ocurren en las zonas árticas donde el sol no se pone o amanecer.

Para encontrar el valor de ω_s en horas desde el mediodía solar se usa esta ecuación

$$\omega_s = \frac{\pm 24}{360} \times \text{Arc cos}(-\tan \phi \tan \delta) \quad (1.8)$$

Posición geográfica de Rosario

Latitud (ϕ) = 32°57'04"

Longitud = 60°39'59"

Irradiancia en superficies planas e inclinadas

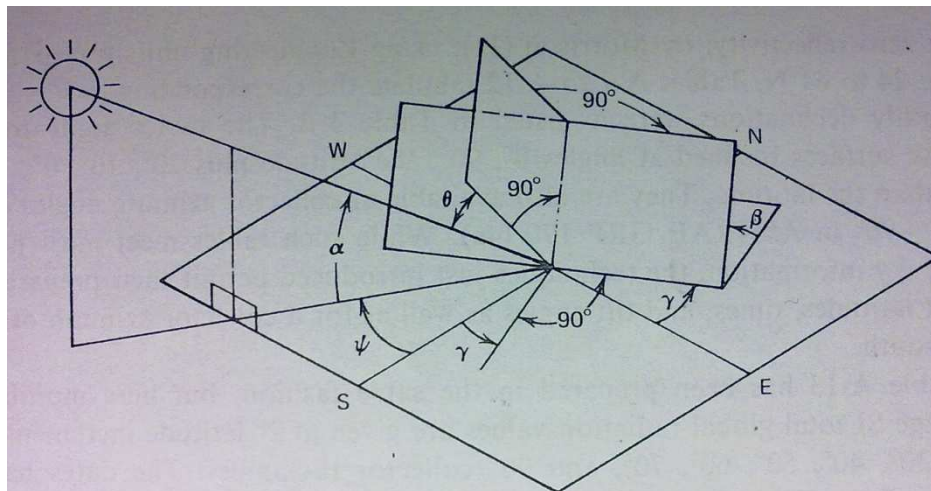


Figura 1.4 Ángulos de un colector inclinado [2]

En la figura anterior se pueden observar las relaciones entre los ángulos en un colector inclinado.

El ángulo de incidencia θ es el ángulo entre el rayo de radiación directa del sol y una línea normal a una superficie inclinada un ángulo β desde la horizontal. Este puede ser calculado para un colector orientado hacia el norte con una variante de la ecuación 4

$$\cos \theta = \cos (\phi - \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin (\phi - \beta) \sin \delta \quad (1.9)$$

El ángulo horario ω_s' del potencial amanecer o atardecer en el colector está dado por,

$$\omega_s' = - \tan (\phi - \beta) \tan \delta \quad (1.10)$$

En invierno el ángulo horario del atardecer real generalmente ocurre primero, mientras que en verano el sol se puede ocultar tras el colector antes del atardecer real en el horizonte. Es por ello que el ángulo del atardecer para el colector ω_s'' es el mínimo entre ω_s (ec.7) y ω_s' (ec. 10)

Si se conoce la irradiancia directa normal o la horizontal directa entonces el flujo de radiación directa en la superficie de un colector inclinado está dado por el ángulo de incidencia y la altura solar, mediante la siguiente expresión:

$$I_{directa} = H_{directa} (\cos \theta / \sin \alpha) = I_{DN} \cos \theta \quad (1.11)$$

Donde el cociente $\cos \theta / \sin \alpha$ es llamado factor de magnificación (M). Como $I_{directa}$ no puede ser negativa, $\cos \theta$ pasa a ser 0 si las ecuaciones 9 o 11 dan un θ mayor a 90° , lo que indica que el colector esta por detrás del colector.

La irradiancia difusa en el colector inclinado se obtiene por la ecuación

$$I_{difusa} = H_{difusa} \frac{(1 + \cos \beta)}{2} \quad (1.12)$$

La anterior ecuación asume que los alrededores no son reflectivos y que la radiación difusa se distribuye homogéneamente

Si los alrededores presentaran una reflectividad ρ entonces

$$I_{difusa} = H_{difusa} \frac{(1 + \cos \beta)}{2} + \rho (H_{directa} + H_{difusa}) \frac{(1 - \cos \beta)}{2} \quad (1.13)$$

Donde p es aproximadamente 0,2 para suelo ordinario o vegetación y 0,15 para techos de grava.

Radiación fuera de la atmósfera en superficies horizontales e inclinadas

Con la ecuación 1.1 podemos calcular valores de la irradiancia I_0 en cualquier momento del año. La irradiancia fuera de la atmósfera en una superficie horizontal o inclinada se puede determinar combinando la ecuación 1.1 con la siguiente expresión:

$$I_{\text{fuera de la atmósfera}} = I_0 \cos \theta \quad (1.14)$$

Donde $\cos \theta$ está dado por la ecuación 9 usando la altitud solar α y azimut ψ de las ecuaciones 4 y 5 respectivamente. Para una superficie horizontal θ iguala a θ_z , de modo que el ángulo de zenit y la ecuación 4 pueden combinarse con la ecuación 1.14 para dar la irradiancia fuera de la atmósfera en una superficie horizontal

$$H_0 = I_0 [\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \text{seno } \phi \text{ seno } \delta] \quad (1.15)$$

La irradiación diaria fuera de la atmósfera surge de integrar la ecuación anterior a lo largo del día solar, resultando

$$H_{0T} = [I_{0(\text{suma diaria})}/\pi][\cos \phi \cos \delta \cos \omega_s + (2\pi \omega_s / 360) \text{ seno } \phi \text{ seno } \delta] \quad (1.16)$$

Donde $I_{0(\text{suma diaria})}$ es la radiación normal fuera de la atmósfera recibida durante un día. Como I_0 es el flujo radiante y se expresa en W/m^2 , entonces para un período de 24 hs

$$I_{0(\text{suma diaria})} = 24 I_0 \quad (1.17)$$

El cual se expresa en $\text{W} \cdot \text{h/m}^2$ y para expresarlo en unidades del SI se lo multiplica por 0,0036 resultando MJ/m^2

Para calcular el promedio diario mensual de la irradiación horizontal solar fuera de la atmósfera H_{0T}^* se utiliza un ángulo de declinación promedio mensual tal como se indicara anteriormente.

Tabla 1.2: Promedio diario mensual de la irradiación horizontal solar fuera de la atmósfera

Mes	I_0 [W/m ²]	I_0 (Suma diaria) [Wh/m ²]	I_0 (Suma diaria) [MJ/m ²]	H^*_{ot} [MJ/m ²]	H^*_{ot} [Wh/m ²]
Enero	1396	33499	121	42,58	11827
Febrero	1385	33233	120	38,71	10752
Marzo	1365	32768	118	32,39	8998
Abril	1344	32246	116	25,46	7071
Mayo	1324	31764	114	19,57	5435
Junio	1312	31481	113	16,84	4677
Julio	1310	31431	113	18,00	4999
Agosto	1320	31686	114	22,77	6325
Septiembre	1338	32124	116	29,34	8151
Octubre	1361	32662	118	36,15	10042
Noviembre	1381	33152	119	41,19	11441
Diciembre	1394	33456	120	43,54	12095

Superficies inclinadas

Si lo que se desea es obtener la radiación total fuera de la atmósfera en una superficie inclinada la ecuación 1.9 puede ser introducida en la ecuación 1.15 e integrada para un día, con lo que se obtiene la siguiente expresión.

$$I_{OT} = [I_0(\text{suma diaria})/\pi][\cos(\phi-\beta) \cos \delta \text{ seno } \omega_s'' + (2\pi \omega_s''/360) \text{ seno }(\phi-\beta) \text{ seno } \delta] \quad (1.18)$$

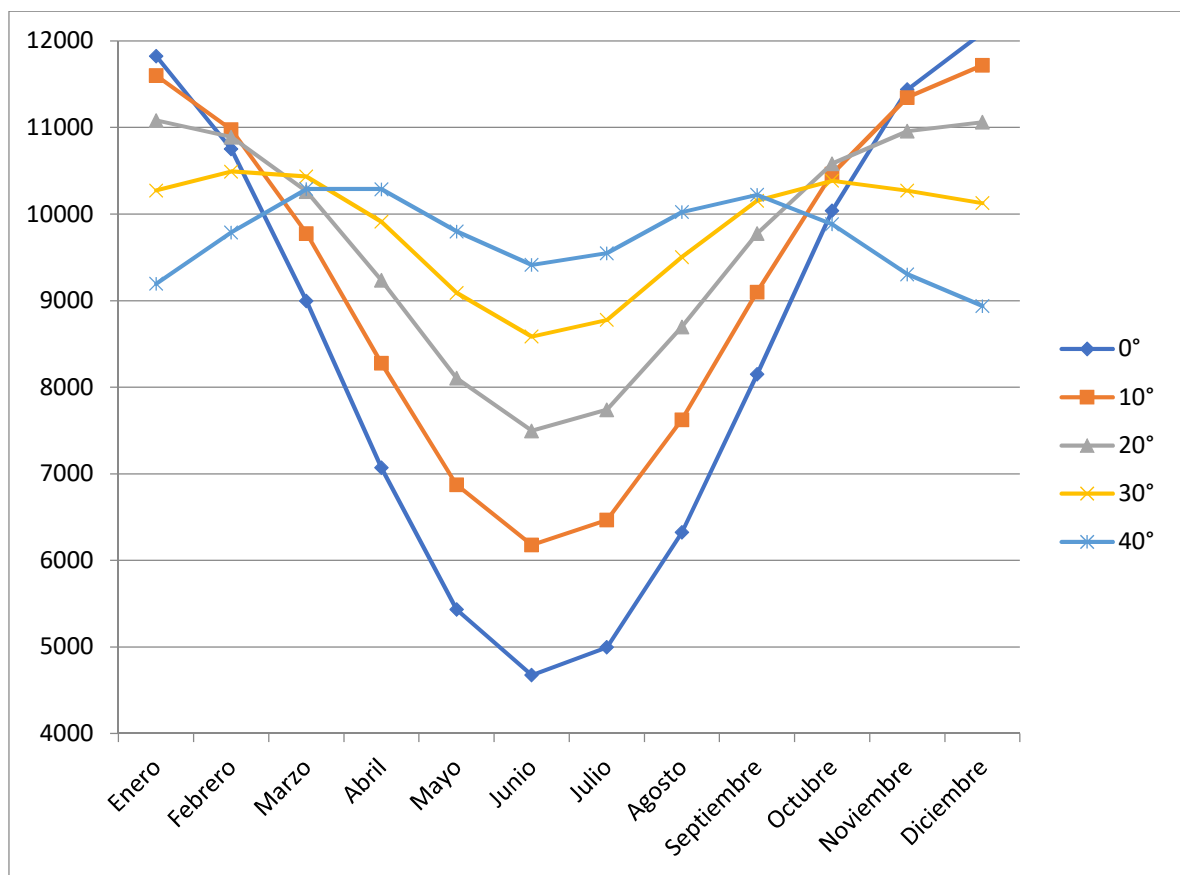
Donde ω_s'' es el tiempo del amanecer en la superficie inclinada, esto es, el mínimo entre ω_s (Ec.8) y ω_s' (Ec.10). El promedio diario mensual de la radiación solar fuera de la atmósfera incidente en el plano inclinado I^*_{OT} puede ser calculado utilizando el ángulo de declinación promedio para el mes en cuestión.

Tabla 1.3: Valores de I_{OT} para inclinaciones β incrementales de 10°

	lot para distintos ángulos de inclinación [Wh/m ²]									
	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
Enero	11827	11604	11084	10275	9196	7882	6379	4744	3056	1430
Febrero	10752	10978	10892	10492	9790	8807	7575	6136	4544	2870
Marzo	8998	9779	10263	10436	10292	9835	9080	8049	6774	5294
Abril	7071	8280	9238	9914	10290	10352	10101	9542	8693	7580
Mayo	5435	6876	8107	9092	9801	10212	10313	10100	9581	8770
Junio	4677	6182	7498	8588	9416	9958	10197	10127	9749	9074

Tabla 1.3: Continuación

	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
Julio	4999	6469	7742	8779	9550	10031	10207	10073	9633	8900
Agosto	6325	7628	8699	9506	10025	10238	10141	9735	9034	8058
Septiembre	8151	9102	9777	10155	10225	9983	9439	8607	7514	6193
Octubre	10042	10467	10584	10388	9884	9088	8024	6728	5243	3624
Noviembre	11441	11350	10959	10272	9306	8093	6672	5098	3439	1796
Diciembre	12095	11722	11064	10128	8939	7534	5963	4290	2602	1037

**Figura 1.5:** I_{OT} para distintos ángulos de inclinación del colector

En la Figura 1.5 resultante de graficar la Tabla 1.3, se puede observar que aumentar el ángulo de inclinación del colector (β) permite aumentar considerablemente la cantidad de radiación solar incidente en el plano fuera de la atmósfera (I_{OT}) en invierno, mientras que el aumento de β produce una disminución de I_{OT} durante los meses veraniegos. Podemos ver que con β de hasta 20° se obtienen buenos valores para el verano.

Valores mensuales de la irradiación solar global diaria y heliofanía efectiva.

La medición de la cantidad de energía, en forma de radiación solar, que llega a algún lugar de la Tierra en el transcurso de un día (Insolación) se realiza a través de instrumentos denominados piranómetros. En nuestro país se realizaron mediciones periódicas a cargo de la Red Solarimétrica, las cuales luego de ser procesadas junto a estimaciones obtenidas a partir de información meteorológica terrestre o satelital, permitieron la confección de cartas mensuales de la distribución espacial del promedio mensual de la irradiación solar global diaria recibida sobre el plano horizontal. La incerteza de estas cartas no supera el 10%

La medición de las horas efectivas de brillo solar (Heliofanía efectiva) se lleva a cabo con instrumentos denominados heliógrafos. El Servicio Meteorológico Nacional cuenta con información del parámetro en cuestión, proveniente de 197 estaciones al igual que con la irradiación solar, se confeccionaron cartas mensuales con la distribución espacial del promedio de la heliofanía efectiva diaria (Grossi Gallegos & Righini, 2007).

Para la región de Rosario, las mencionadas cartas, arrojan los siguientes valores

Tabla 1.4: Insolación – Heliofanía – Irradiancia para Rosario [7]

Mes	Insolación mensual promedio [KWh/m ²]	Heliofanía efectiva diaria promedio [Horas]	Irradiancia solar global [W/m ²]
Enero	6,5	9	722
Febrero	5,5	8	688
Marzo	5	7	714
Abril	3,5	6	583
Mayo	2,5	5	500
Junio	2	4	500
Julio	2	4	500
Agosto	3	6	500
Septiembre	4	6	667
Octubre	5,5	7	786
Noviembre	6	8	750
Diciembre	6,5	8	813

Radiación difusa

Como la mayoría de los datos empíricos son mediciones de radiación global, resulta necesario determinar la proporción de radiación difusa antes de poder calcular la radiación sobre una superficie inclinada. Obviamente, mientras más nuboso sea el clima, mayor será la proporción de radiación difusa.

La proporción de radiación difusa, de los valores globales medidos en el plano horizontal, es función del índice de claridad (K_t), el cual es la proporción de la radiación extraterrestre que alcanza el terreno. K_t es el cociente entre los valores mensuales medidos de radiación solar global diaria en el plano horizontal y la radiación disponible fuera de la atmósfera (H'_{ot})

$$K_t = H'_t / H'_{ot} \quad (1.19)$$

Tabla 1.5: Índice de claridad para cada mes

Mes	Hot [Wh/m ²]	Insolación empírica [Wh/m ²]	Kt
Enero	11827	6500	0,55
Febrero	10752	5500	0,51
Marzo	8998	5000	0,56
Abril	7071	3500	0,49
Mayo	5435	2500	0,46
Junio	4677	2000	0,43
Julio	4999	2000	0,40
Agosto	6325	3000	0,47
Septiembre	8151	4000	0,49
Octubre	10042	5500	0,55
Noviembre	11441	6000	0,52
Diciembre	12095	6500	0,54

La siguiente relación empírica vincula H_{td} con H_t y K_t

$$(H_{td} / H_t) = 1 - 1,096 K_t \quad (1.20)$$

Métodos de captación

Habiendo visto cómo varía la intensidad de la radiación solar en la zona de Rosario se debe determinar cómo captar dicha radiación, por lo que a continuación se estudiarán los distintos métodos para transformar la energía radiante del sol en energía térmica.

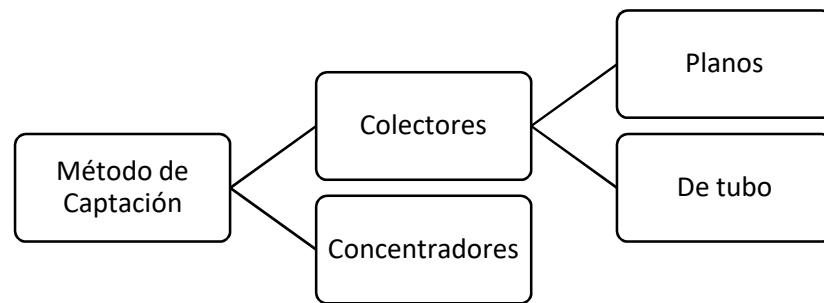


Figura 1.6: Métodos de captación de la energía solar:

Colectores

El propósito de los colectores es interceptar la energía radiante del sol y transformar tanto como sea posible de esta energía en calor útil.

La energía solar incidente en el colector es absorbida por una superficie que es negra para la radiación solar. Parte de la energía absorbida es transferida a un fluido en circulación mientras que el resto se pierde por transferencia de calor a los alrededores. El calor transportado por el fluido es decir, la energía útil ganada por el colector, es almacenada para luego ser utilizada.

Existen dos tipos de colectores, los denominados colectores planos y los de tubos de vacío.

Ahora se deben analizar sus ventajas y desventajas respecto a los concentradores:

Ventajas:

- Absorben tanto la radiación directa como la difusa y reflejada.
- No tienen que seguir la posición del sol
- Requieren menor mantenimiento que los concentradores ópticos
- Son más baratos que los concentradores ópticos

Desventajas:

- No pueden alcanzar las temperaturas elevadas de los concentradores ópticos

Colectores planos

Este tipo de colectores es el más sencillo y de uso más extendido.

Las partes que podemos encontrar en un colector plano son:

- La bandeja de absorción, generalmente de metal con una superficie negra no reflectiva para maximizar la absorción de la radiación solar.
- Tubos, por los que circula líquido o aire, en contacto directo con la bandeja de absorción.
- Aislación térmica para el fondo y costados de la bandeja.
- Dos o más cubiertas transparentes para aislar la parte superior de las bandejas y permitir el paso de la radiación.
- Estructura de soporte

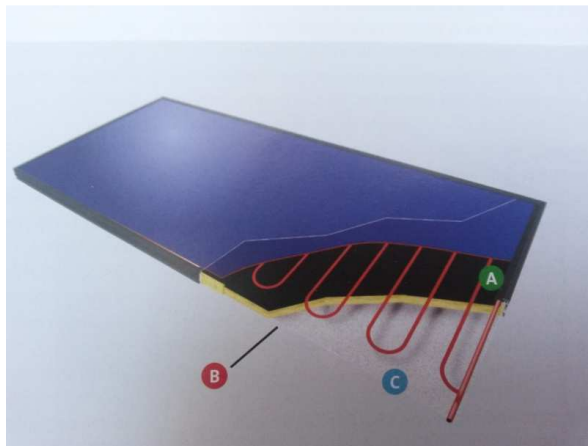


Figura 1.7: Colector Plano

La radiación solar atraviesa una o más cubiertas que son transparentes para dicha radiación y golpea una superficie absorbente que es negra para la radiación solar, haciendo que esta aumente su temperatura y transfiera energía térmica a un fluido que está en contacto con esta superficie, pero frecuentemente más de la mitad de la energía que es absorbida se pierde por re-radiación o por convección al exterior.

Las pérdidas son minimizadas a través del uso de cubiertas transparentes, que actúan dejando pasar la radiación con longitudes de onda más bajas es decir aquellas correspondientes a la radiación visible e infra roja, mientras que reflejan las longitudes más altas correspondientes a la re-radiación térmica

Ventajas y desventajas respecto a los colectores de tubo

Ventajas:

- Más económicos que los colectores de tubos.

Desventajas:

- Menor rendimiento que los colectores de tubos, la diferencia se acentúa al aumentar la temperatura del fluido circulante.
- Solo es posible obtener temperaturas bajas lo que impediría trabajar con algunos ciclos de refrigeración.

Colector de tubos

Están proyectados para reducir las dispersiones de calor hacia el exterior. Están constituidos por tubos de vidrio en cuyo interior se produce vacío. El calor captado por cada tubo de vacío es transferido a una placa de superficie absorbente, generalmente de cobre, que está dentro de cada tubo. De esta manera, el líquido portador del calor se calienta y, gracias al vacío, se reduce al mínimo la dispersión de calor hacia el exterior.

En el interior de los tubos la presión del aire es muy reducida, de forma que impide la pérdida de calor por conducción y convección. En la fase de montaje el aire entre el absorbedor y el vidrio de la cubierta debe ser aspirado y debe asegurarse una hermeticidad perdurable en el tiempo.

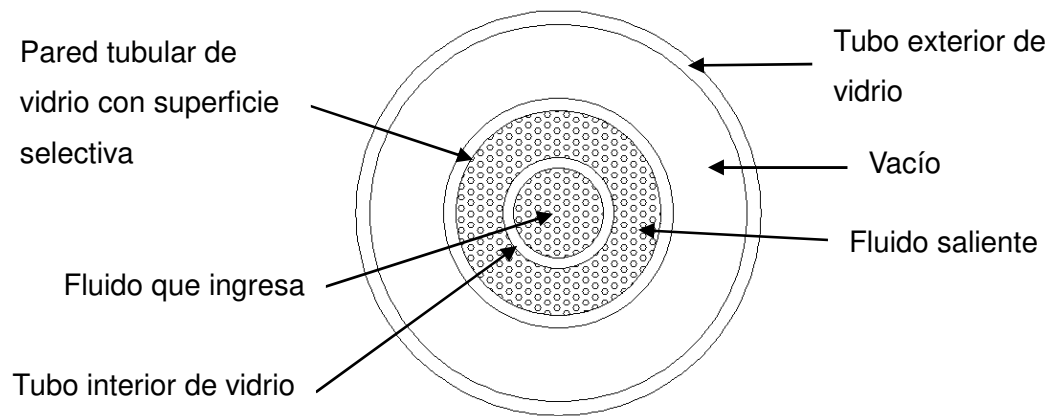


Figura 1.8: Colector de tubos tipo Owens-Illinois (Tubos Concéntricos)

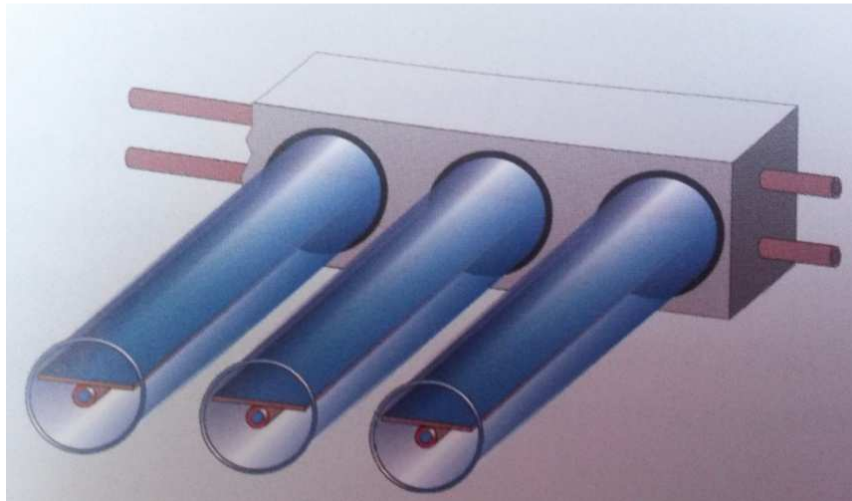


Figura 1.9: Colector de tubos con placa absorbidora

Ventajas y desventajas respecto de los colectores planos

Ventajas:

- Mayor rendimiento que los colectores planos
- Se pueden alcanzar temperaturas de trabajo más elevadas
- Mayor resistencia a los vientos fuertes y el granizo

Desventajas:

- Mayor costo que los colectores planos

Concentradores ópticos:

En un concentrador óptico, a diferencia de los colectores, la energía radiante es concentrada ópticamente antes de ser transformada en calor. La radiación ingresa por un área grande y es reflejada o refractada hacia un blanco relativamente pequeño donde es transformada en calor. Concentrar la energía no es el objetivo perseguido, sino disminuir las pérdidas de calor debido a que el área calentada es reducida. La reducción de las pérdidas de calor es lo que posibilita calentar al fluido hasta temperaturas más elevadas.

Existe una gran variedad de concentradores ópticos. En todos ellos el primer elemento que la radiación solar alcanza es un lente transparente llamado refractor, o un espejo. Ambos tienen la función de concentrar la radiación hacia un receptor, que puede ser un punto o una línea. Un punto para el caso de un concentrador de tres dimensiones y una línea para un concentrador de dos dimensiones. El refractor o espejo suele tener una forma parabólica debido a que de los rayos paralelos al eje de la parábola serán concentrados en el foco de la misma. A este tipo de concentradores se los denomina concentradores de imagen ya que una imagen de la fuente está disponible en el foco. En los denominados concentradores sin imagen la radiación tiene más de una reflexión antes de alcanzar el foco, un ejemplo de este tipo es el concentrador parabólico compuesto, normalmente son de dos dimensiones ya que uno de tres dimensiones tendría una forma muy compleja de difícil reproducción.

Tabla 1.6: Clasificación de los concentradores solares

Concentradores solares	Reflectivos	Con imagen	2 dimensiones
			3 dimensiones
		Sin Imagen	2 dimensiones
	Refractivos	2 dimensiones	
		3 dimensiones	

Los concentradores solares deben seguir la posición del sol a lo largo de uno o dos ejes, dependiendo del número de dimensiones, a los efectos de mantener los rayos en el receptor.

Para ello es posible mover el receptor o el concentrador.

Ventajas:

- Es posible obtener temperaturas más altas que con los colectores, esto permitiría trabajar con el ciclo de refrigeración por desecación.

Desventajas:

- Absorben solo la radiación directa. (Los concentradores sin imagen pueden captar hasta un 66% de la radiación difusa en comparación con el 93% de los colectores planos).
- Tienen que seguir la posición del sol.
- Son más costosos.
- Requieren mayor mantenimiento

Selección del método de captación:

Debido a que la zona en estudio presenta un índice de claridad bajo (Ver Tabla 5), es decir nubosidad elevada, la cantidad de energía difusa es, por ende, de magnitud importante. Como los concentradores solares aprovechan mayoritariamente la energía radiante directa, resulta conveniente descartar su uso a los fines de este proyecto. Otros factores que influyen son el mayor mantenimiento y costo de este tipo de captador de energía solar.

La selección del tipo de colector solar, plano o tubular, queda supeditada a un estudio más profundo relacionado con el método de refrigeración a utilizar. Se tendrá en cuenta para esta decisión el rendimiento del conjunto captador - máquina frigorífica.

El rendimiento del sistema de captación se define como el cociente entre la potencia obtenida sobre el producto de la irradiancia por el área de apertura del captador.

$$\eta_{\text{sol-cap}} = W/G \times A = W/Q_s \quad (1.21)$$

Mientras que el rendimiento de la máquina frigorífica está dado por el cociente entre el poder de enfriamiento y el trabajo entregado

$$\eta_{\text{cap-mf}} = Q_e/W = \text{COP} \quad (1.22)$$

Entonces el rendimiento del conjunto captador solar – máquina frigorífica será el producto de ambos rendimientos

$$\eta_{\text{sol-mf}} = \eta_{\text{sol-cap}} \times \eta_{\text{cap-mf}} = Q_e/Q_s \quad (1.23)$$

Se comienza por cuantificar el rendimiento de los colectores solares planos y tubulares

La eficiencia bajo una irradiación G , una temperatura media en el colector T_m , y la temperatura ambiente T_a puede calcularse empleando la siguiente ecuación.

$$\eta(X) = \eta(0) - a_1 \cdot X - a_2 \cdot G \cdot X^2 \quad (1.24)$$

En donde

$$X = \frac{T_m - T_a}{G}$$

Siendo $\eta(0)$, a_1 y a_2 los coeficientes de rendimiento, relativos al área de apertura. Estos tres parámetros describen la eficiencia del colector bajo ciertas condiciones de irradiación y temperaturas.

Para poder comparar los dos métodos de captación, se toman datos de rendimiento de distintos fabricantes de colectores que han sido ensayados bajo normas internacionales en el *Institute für Solartechnik SPF*, instituto que es reconocido internacionalmente en el estudio de la energía solar térmica. Los datos recolectados (Catálogo de colectores ensayados por el *Institut Fur Solartechnik*, s.f.) son tanto para los colectores planos como para los tubulares y se calcula el rendimiento de cada uno para una irradiación de 700W/m^2 , correspondiente a un valor medio de irradiación para el verano en la ciudad de Rosario, y una diferencia de temperaturas de 50°C .

En la siguiente tabla se pueden ver los datos de rendimiento para cada fabricante y el rendimiento calculado. En la columna del fabricante se deja el número de catálogo del *Institute für Solartechnik SPF* asociado al equipo ensayado. Se resaltan los rendimientos máximos para un colector tubular y para un colector plano.

Los rendimientos de estos dos colectores con rendimiento máximo serán comparados y sus curvas se graficarán para poder luego hacer una mejor selección respecto a que método de captación es el más adecuado para ser empleado en este proyecto.

Tabla 1.7 Constantes de diferentes colectores comerciales

Fabricante	Tipo	$\eta (0)$	a1	a2	$\eta (x)$
1218	Plano	0,767	4,05	0,0052	0,46
1192	Plano	0,766	4,52	0,0042	0,43
1191	Plano	0,798	4,16	0,0091	0,47
1190	Plano	0,797	3,99	0,0096	0,48
1188	Plano	0,8	4,22	0,0035	0,49
1176	Plano	0,768	4,01	0,0078	0,45
1175	Plano	0,77	3,93	0,0104	0,45
1174	Plano	0,805	4,18	0,0032	0,50
1173	Plano	0,777	3,9	0,0081	0,47
1170	Plano	0,792	4,56	0,0007	0,46
1160	Plano	0,802	3,8	0,0067	0,51
1150	Plano	0,783	4,25	0,0057	0,46
1132	Plano	0,78	4,63	0,0036	0,44
1131	Plano	0,771	4,68	0,0071	0,41
1247	Tubular	0,751	2,57	0,0036	0,55
1246	Tubular	0,744	2,09	0,0122	0,55
1179	Tubular	0,764	1,63	0,0143	0,60
1152	Tubular	0,751	2,57	0,0036	0,55
1114	Tubular	0,769	2,52	0,0106	0,55
1113	Tubular	0,822	1,55	0,0077	0,68
1112	Tubular	0,798	1,64	0,0056	0,66
1092	Tubular	0,375	1,26	0,0026	0,28
1090	Tubular	0,53	0,71	0,0037	0,47
1086	Tubular	0,794	1,52	0,0019	0,68
1089	Tubular	0,826	1,73	0,0011	0,70
1078	Tubular	0,623	1,52	0,0146	0,46
1049	Tubular	0,788	2,55	0,0166	0,55
1042	Tubular	0,679	2,53	0,0054	0,48
1026	Tubular	0,769	2,52	0,0106	0,55

$x=DT/G$	0,07142
$G [W/m^2]$	700
$DT [^{\circ}C]$	50

G=Irradiación

DT= Diferencia de T° entre colector y ambiente

Diferencia de rendimiento entre plano y tubular 0,19
Energía obtenida con el plano [Wh/m²] 354,65
Energía obtenida con el tubular [Wh/m²] 488,95

Tomando los valores de las constantes de los colectores con mayor rendimiento se realiza una comparación entre colectores planos y tubulares. Para ello se mantiene constante el valor de irradiación igual a 700W/m^2 y se calcula el rendimiento para distintas diferencias de temperatura

Tabla 1.8: Comparacion entre colectores planos y tubulares a irradiación constante

	Constantes del colector		
	n(0)	a1	a2
Plano	0,802	3,8	0,0067
Tubular	0,826	1,73	0,0011

DT	x=DT/G	Rendimientos	
		Plano	Tubular
10	0,014	0,75	0,80
20	0,029	0,69	0,78
30	0,043	0,63	0,75
40	0,057	0,57	0,72
50	0,071	0,51	0,70
60	0,086	0,44	0,67
70	0,100	0,38	0,65
80	0,114	0,31	0,62
90	0,129	0,24	0,59
100	0,143	0,16	0,56
110	0,157	0,09	0,54
120	0,171	0,01	0,51
130	0,186	-0,07	0,48
G [w/m ²]		700	

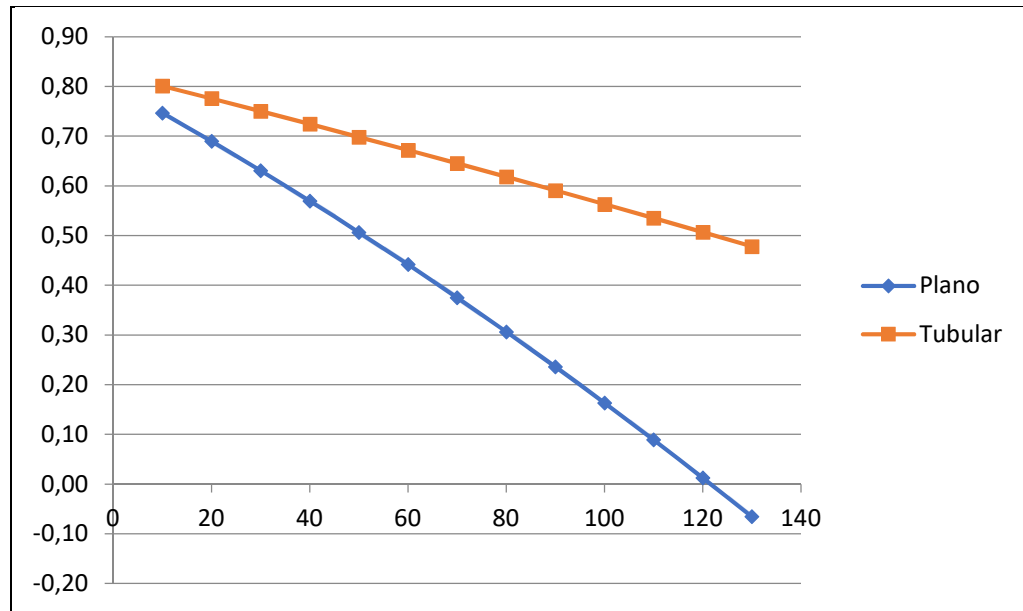


Figura 1.10: Rendimiento en función de la diferencia de temperaturas para una irradiación de 700 W/m²

Del gráfico anterior se observa que el rendimiento para igual irradiación disminuye rápidamente en el colector plano al aumentar la diferencia de temperaturas.

Si tomamos un rendimiento de 50% podemos ver que la temperatura del colector sería 50°C más alta que la temperatura ambiente para el colector plano, mientras que para el colector tubular la diferencia trepa a 120°C

La selección del tipo de colector será realizada más adelante junto con el método de refrigeración ya que este último determina la temperatura necesaria del agua de calentamiento y por lo tanto la diferencia de temperatura entre el fluido de calentamiento y el aire ambiental, parámetro que determina el rendimiento de cada método de captación.

Refrigeración Solar

Procesos de refrigeración solar

La refrigeración con energía solar es una idea atractiva si se tiene en cuenta que las cargas de refrigeración están en fase con la captación de la radiación solar.

Actualmente se encuentra muy difundido el uso de la energía solar para calefacción y calentamiento de agua para uso sanitario, si a esta aplicación le adicionáramos el uso para refrigeración ambiental estaríamos aumentando el factor de utilización de los colectores.

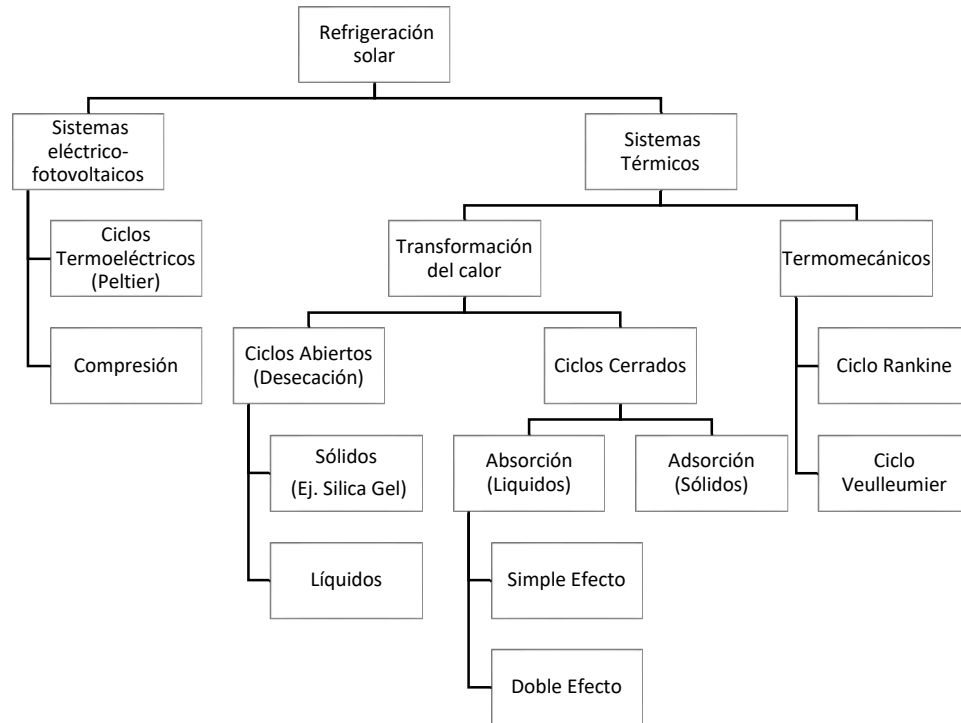


Figura 1.11: Sistemas de refrigeración solar

Los procesos de refrigeración solar se dividen primeramente en dos ramas. Aquellos que realizan una conversión de la energía radiante del sol en energía eléctrica, reciben el nombre de sistemas eléctrico-fotovoltaicos. En la otra rama principal de la refrigeración solar se realiza una primera conversión de la energía radiante en energía térmica y a estos métodos se los denomina sistemas térmicos. La energía térmica puede ser empleada directamente en la refrigeración (ciclos de sorción y desecación) o bien ser transformada nuevamente en energía mecánica para luego ser aprovechada en la refrigeración (Proceso termomecánico).

La refrigeración y acondicionamiento de aire son tradicionalmente realizados por equipos de compresión de vapor, los cuales requieren una importante cantidad de energía para alimentar al compresor. Si se quiere utilizar este método empleando energía solar, será necesario emplear paneles fotovoltaicos que transformen la radiación solar en energía eléctrica para así alimentar al motor del compresor.

Los paneles fotovoltaicos también pueden emplearse como fuente de energía en la refrigeración por efecto termo-eléctrico: Seebeck, Peltier y Thomson.

La refrigeración mediante energía solar térmica sin previa transformación en energía mecánica emplea tecnologías basadas en fenómenos de sorción y reacciones físico-químicas. Estos procesos son objetos de estudio en este proyecto y se profundizará en ellos a continuación.

Métodos de refrigeración activados térmicamente

Sorción

La refrigeración por sorción utiliza la atracción física o química entre pares de sustancias para producir el efecto refrigerante. Los sistemas de sorción tienen la capacidad única de transformar energía térmica directamente en poder refrigerante. La sustancia del par que presenta la temperatura de evaporación más baja recibe el nombre de sorbato, la otra de denomina sorbente. El sorbato juega el rol de sustancia refrigerante.

En el fenómeno de sorción se encuentran la absorción y la adsorción. La absorción es una operación de transferencia de materia que consiste en poner un gas en contacto con un líquido para que este disuelva al gas. Es por lo tanto un fenómeno de volumen. La adsorción es un proceso por el cual átomos, iones o moléculas son atrapados o retenidos en la superficie de un material, en contraposición a la absorción, este es un fenómeno de superficie. El resultado es la formación de una película líquida o gaseosa en la superficie de un cuerpo sólido o líquido.

La Figura 1.12 muestra un diagrama esquemático de un sistema de sorción cerrado. El componente en donde el fenómeno de sorción tiene lugar recibe el nombre de “**Absorbedor**” y aquel en donde se realiza la desorción se denomina “**Generador**”. El generador recibe el calor Q_g del colector solar para regenerar el sorbente el cual absorbió previamente al refrigerante en el absorbedor. El vapor refrigerante generado en este proceso condensa en el condensador cediendo el calor Q_c al ambiente. En el evaporador, el refrigerante en estado líquido que proviene del condensador se evapora removiendo el calor Q_e del espacio a refrigerar.

En un sistema de adsorción, cada uno de los lechos adsorbentes alterna su función entre generador y adsorbedor debido a la dificultad de transportar sorbentes sólidos desde el absorbedor al generador y viceversa.

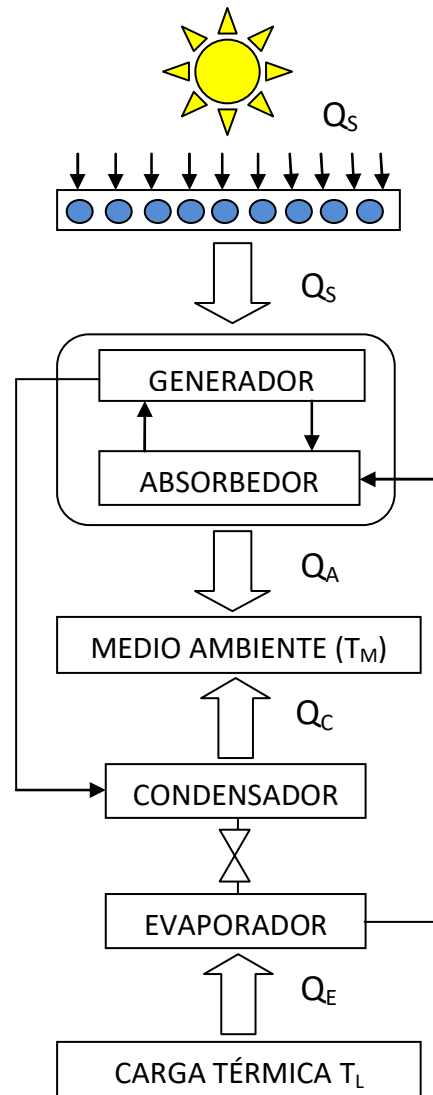


Figura 1.12: Esquema de un sistema de sorción cerrado [10]

Se procederá a continuación a ahondar en los sistemas de sorción.

Refrigeración por absorción

La idea básica de la absorción consiste en sustituir la compresión mecánica del vapor por una absorción de este en una disolución y el consiguiente bombeo de la disolución. El costo energético de bombear una solución es mucho menor al de comprimir un vapor. Para liberar el vapor de la disolución comprimida debe suministrarse calor. De este modo puede decirse que la fuente de energía de una máquina de absorción es el calor aportado.

La absorción del refrigerante se lleva a cabo en un recipiente llamado absorbedor; desde allí la disolución concentrada se bombea a otro recipiente que recibe el nombre de generador, en el que se realiza el aporte de calor (Q_g) a la disolución con el objeto de liberar el refrigerante que en estado de vapor pasará al condensador en donde se libera el calor (Q_{cond}). La disolución resultante (disolución diluida) pasa nuevamente al absorbedor, luego de perder presión mediante una válvula, se dice que el absorbente fue regenerado. El refrigerante separado en el generador sigue su camino por una válvula de expansión en donde pierde presión y llega al evaporador en donde absorbe el calor (Q_{ref}) produciendo el efecto frigorífico.

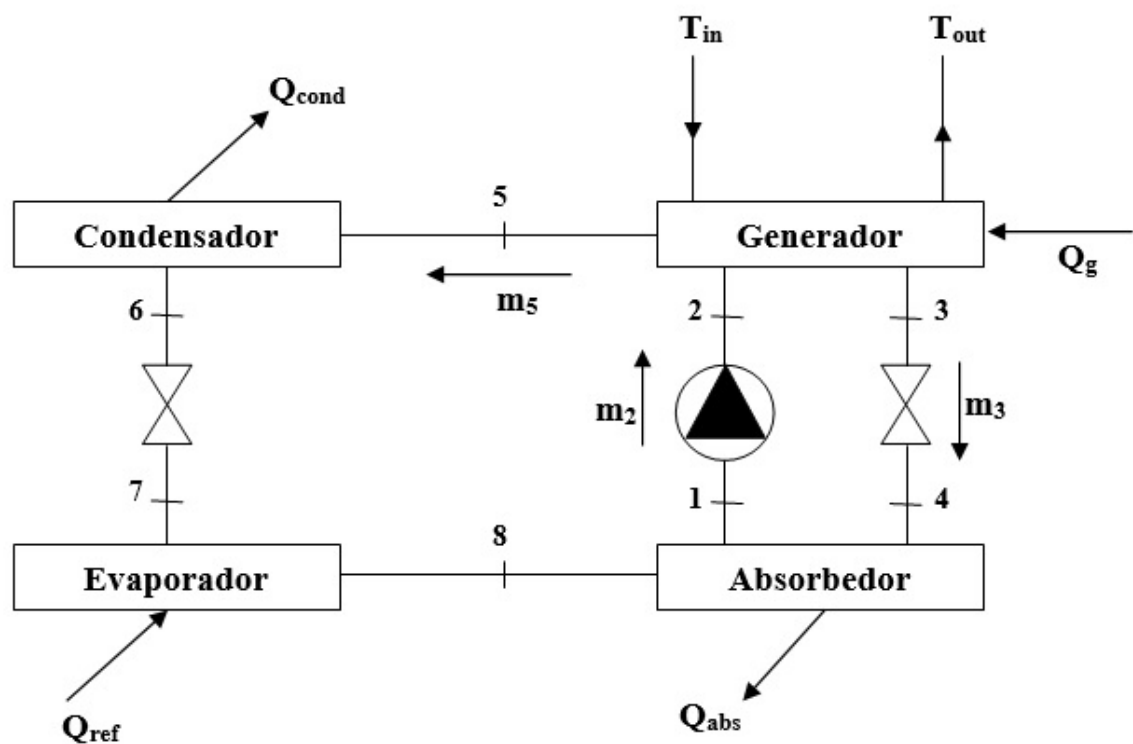


Figura 1.13: Esquema de un ciclo de absorción simple efecto [16]

El conjunto evaporador, condensador, válvula de expansión se mantiene igual que en la máquina de compresión de vapor. La única diferencia está en la sustitución del compresor por el sistema absorbedor-generador. En el absorbedor el proceso de absorción del refrigerante produce una generación de calor (Q_{abs}) que debe extraerse.

Una mejora habitual al ciclo de la Figura 1.13 consiste en situar un intercambiador entre la disolución fuerte y la débil, tal como se muestra en la siguiente figura.

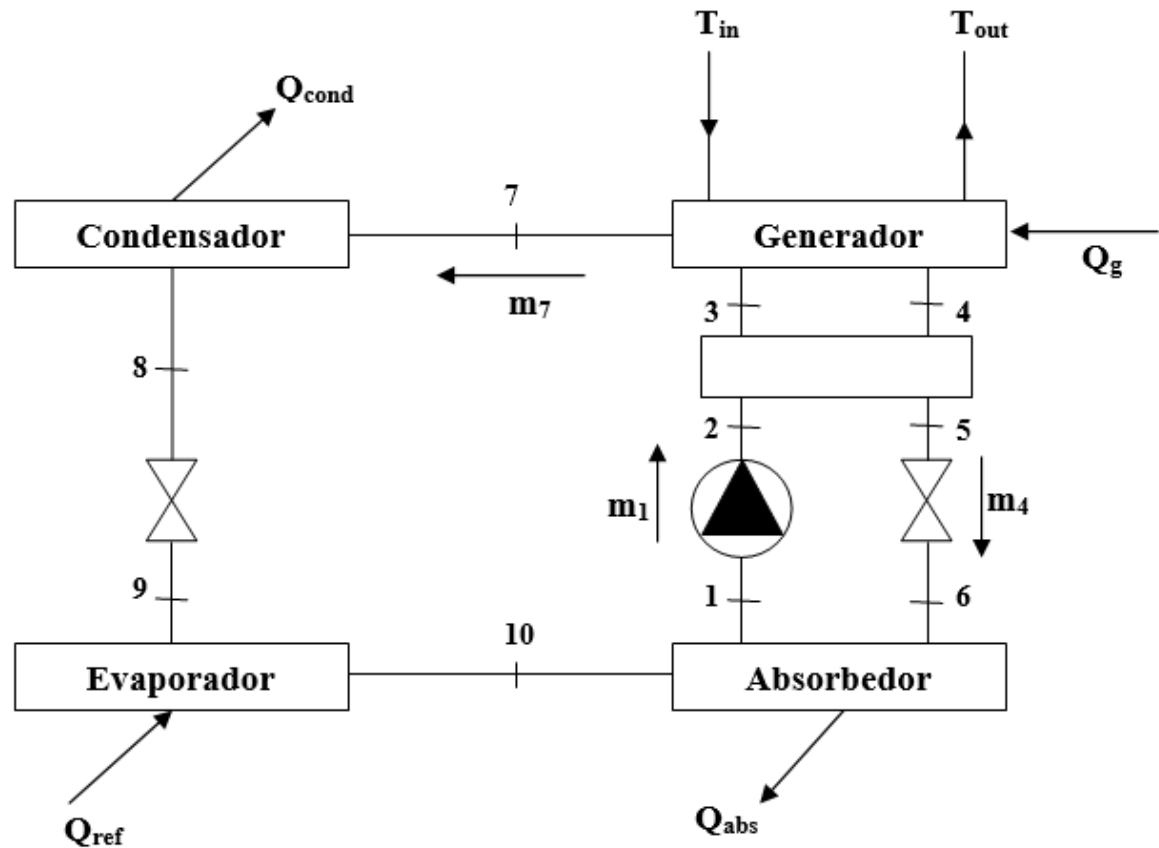


Figura 1.14: Esquema de un ciclo de absorción simple efecto con intercambiador de soluciones [16]

El ciclo de absorción de simple efecto puede operar a temperaturas comprendidas entre los 70 y los 90°C con un COP ubicado entre 0,6 y 0,8 (Kim & Infante Ferreira, 2008). A los efectos de compararlo con el ciclo de doble efecto y con el resto de los ciclos de absorción se considerará una temperatura de funcionamiento del generador de 90°C que produce un COP de 0,8.

El ciclo básico de absorción, debe ser alterado en muchos casos para aprovechar mejor la energía disponible. Como ejemplos tomemos los siguientes casos:

El calor aportado al generador se transfiere desde una temperatura mucho mayor que la mínima requerida ($T_{gen\ min}$), en este caso un ciclo de múltiples etapas aumentaría el COP.

El calor aportado al generador se transfiere desde una temperatura menor a $T_{gen\ min}$, en este caso un ciclo de múltiples etapas diferente (ciclo de medio efecto) puede reducir la $T_{gen\ min}$.

Los ciclos de múltiples etapas tienen uno o más de los cuatro intercambiadores básicos (generador, absorbedor, condensador y evaporador) presentes en dos o más etapas en el ciclo a diferentes presiones o concentraciones.

Un ciclo de múltiple efecto es un caso especial de múltiples etapas, en el cual, el número de efectos es la cantidad de veces que el calor conductor del ciclo es usado en el mismo.

Dos o más ciclos de absorción de simple efecto, como el mostrado en la Figura 1.14, pueden ser combinados para formar un ciclo de múltiples etapas acoplando cualquiera de sus componentes. Acoplar componentes significa tanto compartir componentes entre los ciclos para formar un único ciclo integrado herméticamente o intercambiar calor entre componentes que pertenecen a dos ciclos separados herméticamente que operan al mismo nivel de temperatura.

La Figura 1.15 muestra un ciclo de absorción de doble efecto formado al acoplar el absorbedor y el evaporador de dos ciclos de simple efecto en un único ciclo integrado herméticamente. El calor es transferido entre el condensador que trabaja a presión alta y el generador que trabaja a presión media. El calor de condensación del refrigerante (producido en el generador de alta temperatura) produce refrigerante adicional en el generador de menor temperatura. Por lo tanto la energía primaria provista al generador de alta temperatura se emplea dos veces en el ciclo (en cascada), convirtiéndolo en un ciclo de doble efecto. Con la generación de mayor cantidad de refrigerante a partir de una misma fuente de calor, el COP del ciclo aumenta. Por lo tanto, las máquinas de doble efecto tienen un mayor rendimiento, aunque requieren de mayores temperaturas de trabajo a la vez que como poseen mayor cantidad de componentes resultan más costosas.

El COP del ciclo puede ser aumentado aún más acoplando componentes adicionales e incrementando el número de ciclos que son acoplados. De esta forma se pueden obtener muchas configuraciones.

Un sistema de climatización operando con un ciclo de absorción de doble efecto puede trabajar eficientemente con temperaturas de generación superiores a los 150°C obteniéndose un COP de hasta 1,2 (Kim & Infante Ferreira, 2008).

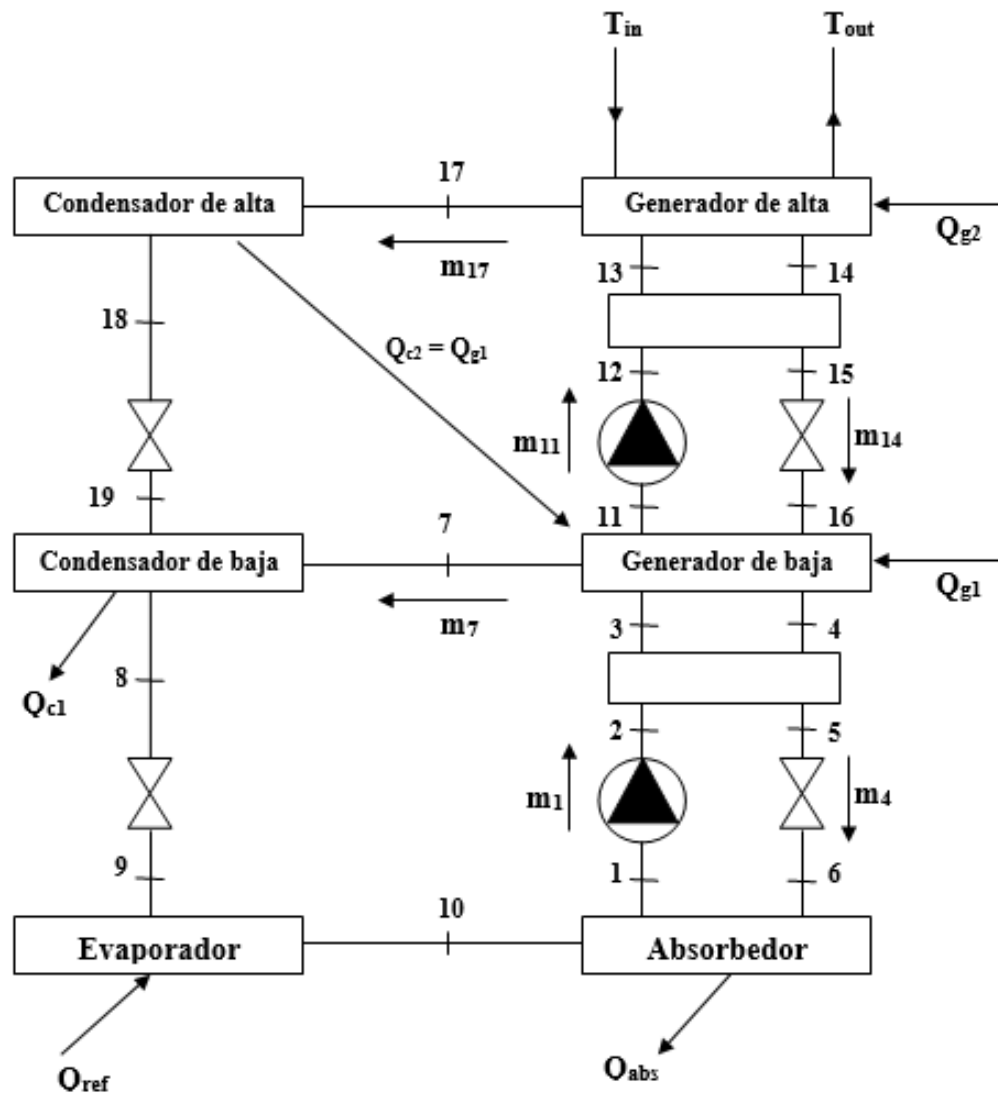


Figura 1.15: Esquema de un ciclo de absorción de doble efecto [16]

Refrigeración por adsorción

En la refrigeración por adsorción se utilizan químicos llamados adsorbentes, como ejemplos podemos mencionar el sílica-gel, las zeolitas y los carbones activados. Estos compuestos poseen una estructura porosa permanente y a bajas temperaturas actúan como una esponja que puede atrapar las moléculas de otras sustancias tales como agua, alcohol, amoníaco y fluorocarbonos en lo que se denomina etapa de adsorción. Estas últimas sustancias pueden ser utilizadas como refrigerantes en un ciclo, gracias a que a temperaturas mayores la sustancia adsorbente libera el refrigerante en lo que recibe el nombre de etapa de desorción.

Las dos etapas no pueden funcionar en forma conjunta por lo que es necesario poseer 2 recintos de adsorción que trabajen en forma alternada, mientras en uno de ellos realiza la adsorción en la otra se está efectuando la desorción.

Un equipo básico de adsorción, como el que se muestra en la Figura 1.16, consiste de un evaporador, un condensador, una válvula de expansión y dos recintos adsorbentes señalados como A y B que, como se dijo, intercambian roles a lo largo del tiempo. En algún momento uno de los recipientes es calentado mientras que el otro es enfriado

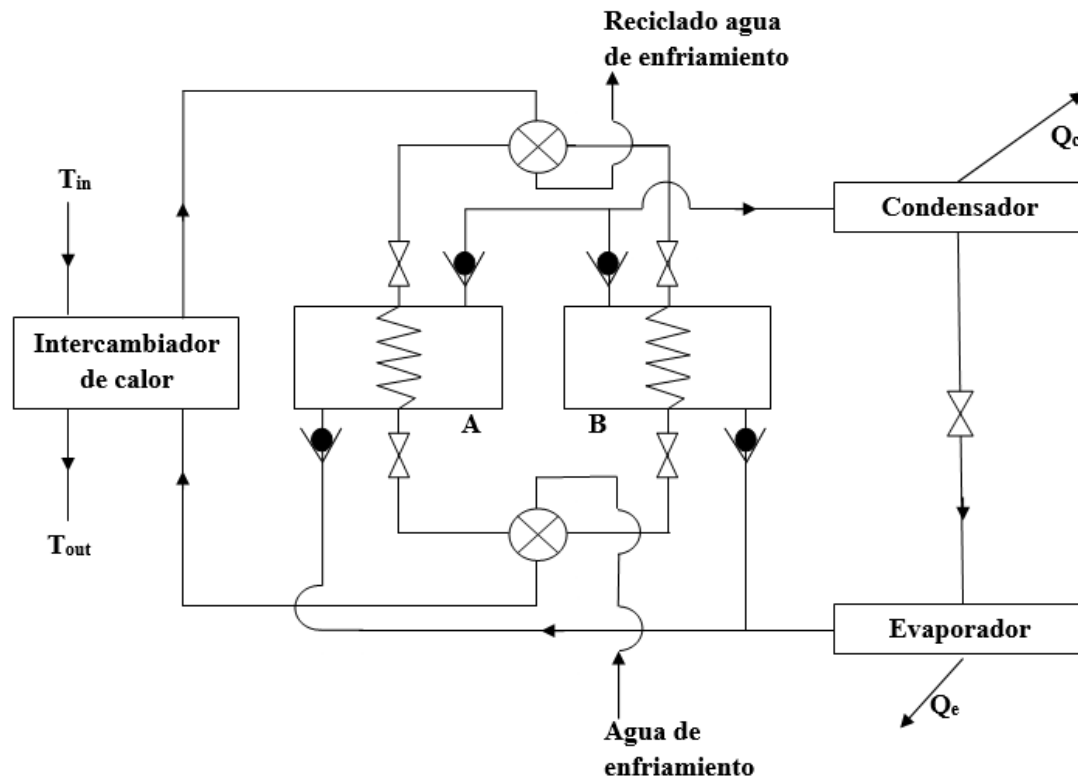


Figura 1.16: Diagrama de un ciclo de Adsorción [9]

El recipiente que está siendo calentado genera vapor a alta presión. Cuando la presión alcanza la presión de saturación del vapor en el condensador, la válvula entre el recipiente calentado y el condensador se abre y el vapor desorvido pasa al condensador en donde condensa como líquido saturado a alta presión para luego atravesar una válvula de expansión disminuyendo su presión y temperatura. Mientras tanto el otro recipiente, que está siendo enfriado, alcanza una presión menor que la de saturación del vapor en el evaporador, y como resultado de la diferencia de presiones se produce un flujo de refrigerante desde el evaporador hacia este recipiente en la etapa de adsorción.

El COP de estas máquinas se encuentra entre 0,2 y 0,6 con temperaturas en el generador en el rango de los 55 a los 95°C (Kim & Infante Ferreira, 2008). A los fines comparativos se toma un COP de 0,6 con 90°C en el generador.

Sistema de refrigeración por desecación

En este sistema se utiliza una rueda embebida en un material desecante que rota continuamente a través de 2 corrientes de aire, la de entrada y la de salida (Rueda desecante). También se emplea otra rueda que actúa como intercambiador de calor aire-aire que transfiere calor desde la corriente de suministro hacia la corriente de retorno .

El aire exterior ingresa al sistema a través de la sección inferior de la rueda desecante, allí pierde humedad debido a que es adsorbida por el material desecante. Esta pérdida de humedad produce también un calentamiento del aire. El aire caliente y seco pasa a la sección inferior de la segunda rueda (la rueda intercambiadora aire-aire) allí es enfriado pasando a ser aire frío y seco que ingresa a un recinto humidificador que agrega humedad acondicionando el aire para que pueda ingresar al ambiente a refrigerar (aire frío y algo húmedo). En el interior del ambiente el aire aumenta su temperatura y humedad y es enviado a la corriente de aire de retorno. En esta corriente, el aire, primero es humidificado pasando a ser aire húmedo y templado luego pasa por la sección superior de la rueda intercambiadora en donde absorbe calor convirtiéndose en aire húmedo y tibio. El aire en estas condiciones absorbe calor en un intercambiador con agua caliente. Este aire que ahora se encuentra caliente y húmedo atraviesa la rueda desecante en donde se regenera el adsorbente, entregando su humedad al aire. Finalmente el aire sale al exterior.

Desde el punto de vista termodinámico el sistema de desecación no es muy diferente a un proceso de adsorción, despreciando los cambios de entalpía en el flujo de aire, el mismo calor será necesario para remover 1 Kg de agua de un sorbente independientemente de que este se encuentre en un recipiente cerrado o de si se trata de una corriente de aire. Es por ello que, en principio, el COP para un sistema de sorción de ciclo abierto (desecación) es similar a su contraparte de ciclo cerrado (adsorción) bajo condiciones similares de operación. Con una temperatura en el generador de 90°C es posible alcanzar un COP de 0,7 (Kim & Infante Ferreira, 2008).

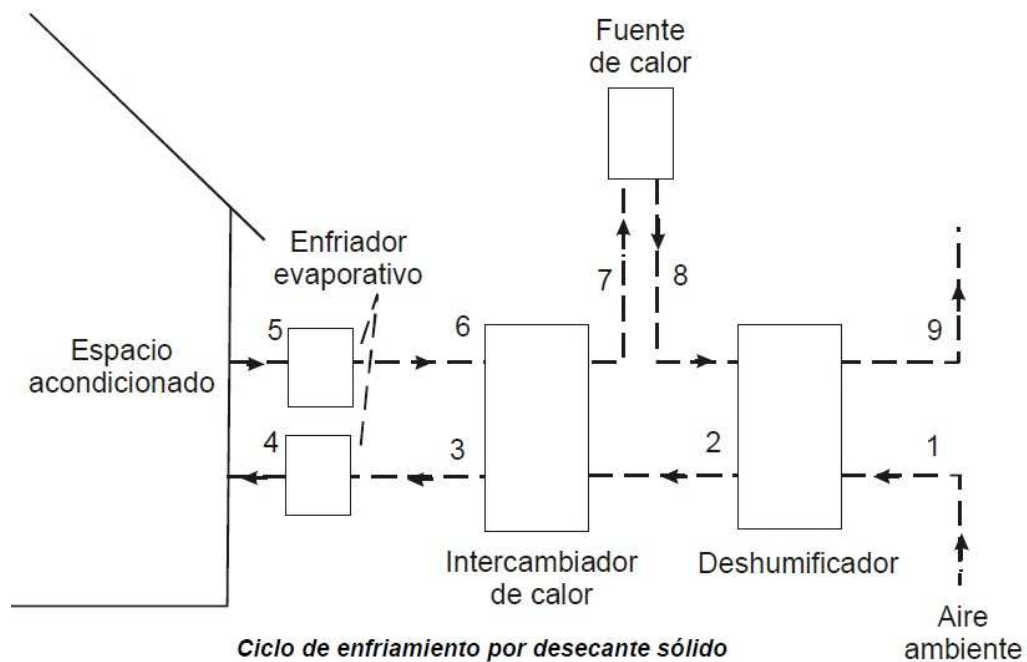


Figura 1.17: Proceso de refrigeración por desecación [9]

Selección de la propuesta

De los sistemas descritos anteriormente se seleccionará aquel que mejor cumpla los propósitos del proyecto.

No todos los propósitos del proyecto están relacionados con el método de refrigeración, por lo tanto se enumerarán a continuación aquellos propósitos relacionados

1. Captar la mayor cantidad de energía solar por unidad de superficie
2. Maximizar el rendimiento de la energía captada
3. Que tenga bajo mantenimiento
4. Que sea económico

Seguidamente a cada sistema de enfriamiento se lo evaluará de acuerdo con el cumplimiento de los anteriores cuatro propósitos:

1. Captar la mayor cantidad de energía solar por unidad de superficie
2. Maximizar el rendimiento de la energía captada

Al comenzar el trabajo y plantearse los objetivos se pensó en buscar la máxima eficiencia a través de maximizar las eficiencias de los subsistemas: captación y mecanismo de enfriamiento.

Al profundizar en el estudio de los mismos y tomar el problema como un conjunto, resultó evidente que los rendimientos individuales de los subsistemas están vinculados, a través de la variable temperatura de trabajo.

Es por ellos que captar la mayor cantidad de energía solar por unidad de superficie y maximizar el rendimiento de la energía captada, se fusionan en un mismo objetivo, el cual es obtener el mayor rendimiento del conjunto Captador-Sistema de refrigeración.

Este rendimiento global es el correspondiente a la ecuación (1.23)

$$\eta_{\text{sol-mf}} = \eta_{\text{sol-cap}} \times \eta_{\text{cap-mf}} = \eta_{\text{sol-cap}} \times \text{COP}$$

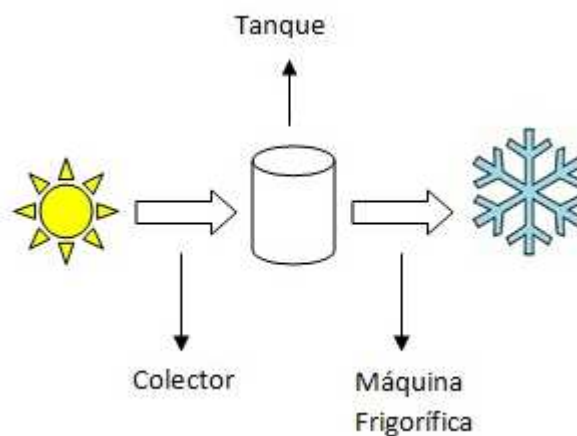


Figura 1.18: Rendimiento del conjunto – Radiación solar a frío.

Por lo tanto $\eta_{\text{sol-mf}}$ será la variable que determinará el cumplimiento de este propósito fusionado.

Se hace necesario asignar un coeficiente de operación a cada sistema. Para ello se toman coeficientes de operación (COP) típicos de cada sistema de refrigeración y las temperaturas de trabajo necesarias en estos sistemas para obtener esos coeficientes y se confecciona la siguiente tabla:

Tabla 1.9: COP y temperatura de trabajo para cada sistema de enfriamiento

	Absorción		Adsorción	Dsecación
	Simple efecto	Doble efecto		
COP	0,8	1,2	0,6	0,7
T° trabajo	90	150	90	90

La temperatura de trabajo del sistema de refrigeración es una variable necesaria para poder introducirla en la ecuación de rendimiento del colector, que como se explicara anteriormente es:

$$\eta(X) = \eta(0) - a_1 \cdot X - a_2 \cdot G \cdot X^2$$

En donde $X = (T_m - T_a)/G$; con $G = 700 \text{ W/m}^2$ (Irradiancia promedio en el verano de la zona en estudio).

Las constantes $\eta(0)$, a_1 y a_2 dependen del tipo de colector según la siguiente tabla

Tabla 1.10: Constantes de los colectores plano y tubular

	Constantes del colector		
	$\eta(0)$	a_1	a_2
Plano	0,802	3,8	0,0067
Tubular	0,826	1,73	0,0011

T_m (temperatura media del colector) se corresponde con la temperatura de trabajo del sistema de enfriamiento y T_a (temperatura ambiente) se tomará como 30°C

Entonces se determina el rendimiento de los colectores para los niveles de temperatura requeridos por los métodos de refrigeración, es decir 90 y 150°C

Tabla 1.11: Rendimiento de los colectores para dos temperaturas de trabajo

	$T_m [^\circ\text{C}]$	
	90	150
Plano	0,44	0,01
Tubular	0,67	0,51

Se puede observar que utilizar un colector plano con el método de absorción de doble efecto resulta imposible ya que el rendimiento de la captación sería prácticamente nulo.

Se calcula ahora el rendimiento global para cada combinación sistema de refrigeración-tipo de colector, obteniendo la siguiente tabla:

Tabla 1.12: Rendimiento global del conjunto Colector - Sistema de enfriamiento

		Colector	
		Plano	Tubular
Sistema	Absorción S.E.	0,352	0,536
	Absorción D.E.	0,012	0,612
	Adsorción	0,264	0,402
	Dsecación	0,308	0,469

De esta tabla se desprende que para lograr el mayor rendimiento global es conveniente utilizar un sistema de enfriamiento de absorción doble efecto junto con colectores tubulares. Hay que tener en cuenta que la dupla absorción simple efecto y colector tubular tiene un rendimiento global que se aproxima a la mejor combinación, difiriendo solamente en 0,076

3. Que tenga bajo mantenimiento

Los equipos de adsorción son los que menor mantenimiento requieren, ya que carecen de partes móviles. Solamente es necesario el reemplazo de los asientos de las válvulas luego de su desgaste, lo cual ocurre aproximadamente cada tres años

Por su parte, los equipos de absorción, las únicas partes móviles que poseen son las de la bomba de la solución por lo que estos equipos también requieren de muy bajo mantenimiento.

La excepción es el sistema de refrigeración por desecación, que requiere de dos corrientes de aire que atraviesen dos ruedas, (rueda desecante e intercambiadora de calor) rotando a baja velocidad. Será por lo tanto necesario, efectuar un control y mantenimiento periódico a estas partes que indefectiblemente sufrirán desgaste.

4. Que sea económico.

Al ser la adsorción un fenómeno de superficie en comparación con la absorción que es un fenómeno de volumen, será necesario un mayor volumen de adsorbente que de absorbente para producir la sorción de iguales cantidades del mismo refrigerante, por ejemplo: agua.

A esto hay que agregarle que al ser la sustancia adsorbente un sólido, hará falta un intercambiador de calor de mayor tamaño que su contraparte en la generación del sistema de absorción, a los fines de que ambos posean la misma eficiencia.

Los equipos de adsorción y absorción simple efecto son comparables en cuanto al COP que se puede lograr, pero el equipo de adsorción presenta el inconveniente de tener un bajo poder frigorífico por unidad de volumen. Los sistemas de enfriamiento por adsorción son en promedio 4,6 veces más pesados y 5,4 veces más grandes que uno similar de absorción. La refrigeración por adsorción puede resultar competitiva en aplicaciones en las cuales se requiera un elevado poder frigorífico. Para pequeñas aplicaciones resulta conveniente la refrigeración por absorción.

La desecación por su parte, presenta el mismo problema que la adsorción, pero a esto hay que sumarle el gran volumen de los conductos por los que circulan las 2 corrientes de aire.

Si comparamos una instalación de absorción simple efecto con otra de doble efecto, observaremos que esta última requiere de una inversión inicial mucho mayor. Esto se debe a que posee prácticamente el doble de componentes, a esto hay que agregarle que el generador de alta trabaja a mayores presiones y por lo tanto se requiere de mayor espesor de pared para los componentes y conductos de esta parte.

Si bien el COP de la instalación de doble efecto es mayor (1,2 contra 0,8) y esto hace suponer que requeriríamos de menor cantidad de energía y por lo tanto menor superficie de colectores, no resulta ser así. La máquina de simple efecto trabaja a temperaturas menores y por lo tanto el rendimiento del colector bajo estas condiciones de menor temperatura, aumenta. Es decir el rendimiento global de la instalación, si bien sigue siendo menor, se aproxima a aquel obtenido en la máquina de doble efecto, tal cual se observa en la Tabla 1.12.

Toma de decisión.

Evaluando los cuatro objetivos resulta que a pesar de no tener el mejor rendimiento global, el **ciclo de absorción de simple efecto empleando colectores de tubos** para la captación de la energía solar, es la mejor por su combinación entre alto rendimiento global, economía y bajo mantenimiento.

2 Modelado del sistema

En el capítulo anterior se determinó que se empleará un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto. En este capítulo se estudiará más en profundidad el mencionado sistema determinando características adicionales, para poder luego proceder a modelar el mismo a través de: Ecuaciones surgidas de balances de energía y masa aplicados a cada componente, ecuaciones de estado y por último ecuaciones de transferencia de calor de los intercambiadores.

Fluidos de trabajo

En cuanto a los pares Refrigerante – Absorbente, los más utilizados en máquinas de absorción son el par Amoníaco – Agua ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$) y el par Agua – Bromuro de litio ($\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$).

El primero tiene aplicaciones más bien en el ámbito industrial, debido a que el amoníaco es una sustancia tóxica que de ser inhalada, en concentraciones superiores a 100 ppm, produce irritación de garganta, edema pulmonar, daño en las vías respiratorias y ojos, mientras que en concentraciones superiores puede causar la muerte. En contacto con la piel produce quemaduras y ampollas. A esto hay que agregarle que el amoníaco es inflamable y corrosivo.

En el segundo par ($\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$) el agua actúa como refrigerante. El LiBr, es una sal cuya toxicidad es mucho menor que la del amoníaco, el principal problema para la salud proviene de su ingesta y al no ser utilizado como refrigerante el riesgo de contacto con el mismo debido a una fuga es menor ya que se encontraría confinado a los recintos absorbedor y generador. A diferencia del amoníaco este compuesto no es inflamable y es levemente corrosivo.

Lo expuesto anteriormente, permite determinar que, el par refrigerante absorbente más adecuado para el cumplimiento de los objetivos de este proyecto es el par **$\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$**

Rendimiento ideal de una máquina de absorción

En las máquinas frigoríficas de absorción, el coeficiente de efecto frigorífico está definido por:

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g + W_{el}} \quad (2.1)$$

Donde W_{el} en el denominador es el trabajo eléctrico. Este coeficiente suele compararse con la eficiencia ideal para medir cuanto el sistema se desvía de la eficiencia ideal.

La máxima eficiencia de una máquina frigorífica activada térmicamente se puede determinar considerando un conjunto de dos máquinas térmicas acopladas, una directa y la otra invertida.

Para que funcione la máquina térmica invertida se utiliza el trabajo obtenido en la directa.

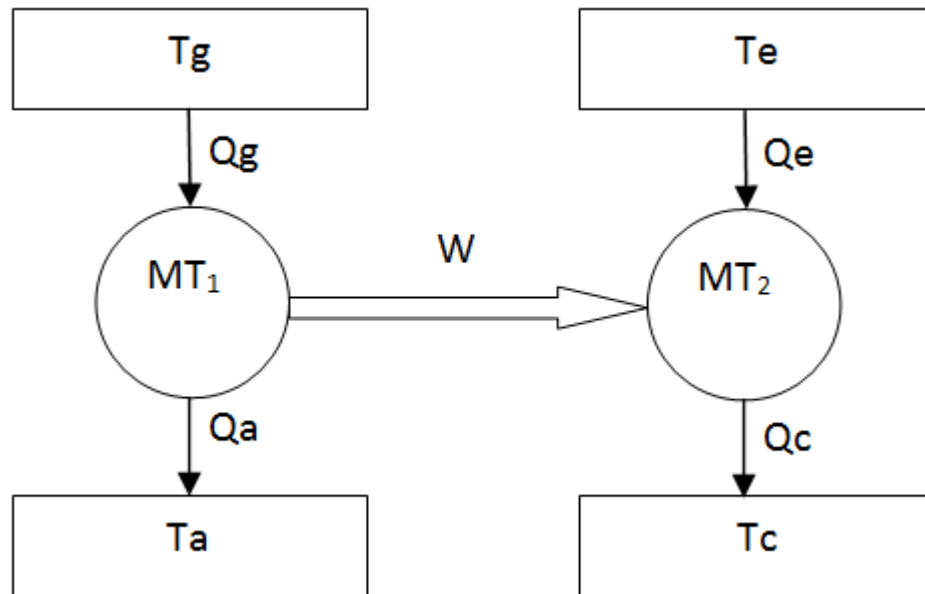


Figura 2.1: Esquema de las máquinas térmicas directa e invertida operando entre 4 focos

T_g es la temperatura del generador, T_a es la del absorbedor, T_c la del condensador, y T_e la del evaporador. Q_g es el calor suministrado al generador, Q_a es el calor extraído al absorbedor, Q_c es el calor de refrigeración del condensador y Q_e es el calor extraído a la carga en el evaporador, todo ello por ciclo

El máximo rendimiento para una máquina térmica está dado por el ciclo de Carnot, y por lo tanto el rendimiento de la primera máquina es:

$$\frac{W}{Q_g} = \frac{T_g - T_a}{T_g} \quad (2.2)$$

Mientras que en la máquina térmica invertida

$$\frac{Q_e}{W} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (2.3)$$

Combinando las ecuaciones (2.2) y (2.3) se obtiene la relación Q_e / Q_g , la cual es el COP de la máquina de refrigeración por sorción

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{T_e(T_g - T_a)}{T_g(T_c - T_e)} \quad (2.4)$$

Esta relación nos indica el límite máximo que se puede alcanzar con una máquina frigorífica activada térmicamente.

De esta ecuación se desprende también que para lograr aumentar el COP del sistema hay que elevar la temperatura de generación o evaporación o bien disminuir la temperatura de condensación o absorción. La temperatura del evaporador depende de la temperatura del ambiente a enfriar y las temperaturas de condensación y absorción son por lo general fijadas por el fluido de enfriamiento, agua o aire.

Condensado por agua o aire

Si hacemos que el foco térmico de absorción sea igual al foco térmico de condensación la máquina podrá operar con 3 focos de temperatura (ver Figura (2.2)), uno de ellos es el foco caliente que entrega calor al generador, el cual está dado por el agua de calentamiento, otro es el foco frío siendo este el ambiente a refrigerar encontrándose el mismo a la temperatura de confort determinada por el usuario y finalmente tenemos el foco intermedio al cual se entregan los calores de condensación y absorción.

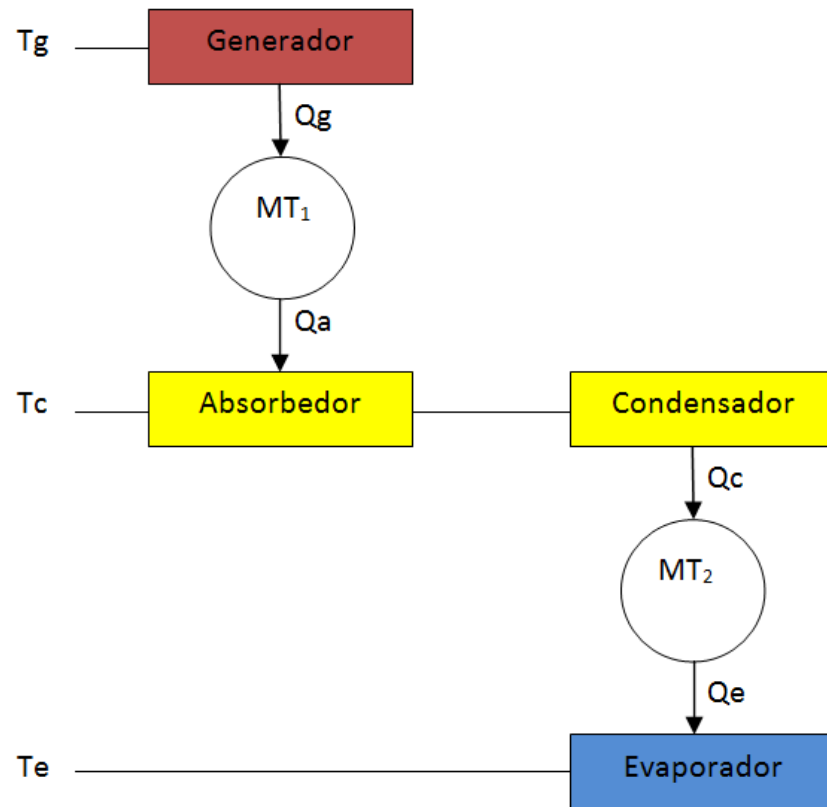


Figura 2.2: Esquema de la máquinas térmicas operando con 3 focos de temperatura.

El foco de temperatura intermedio puede ser agua o aire, en el primer caso el equipo se suele denominar máquina condensada por agua y en el segundo máquina condensada por aire.

En los sistemas condensados por agua, se utiliza un circuito abierto de agua de enfriamiento y el calor absorbido por este fluido a su paso por el condensador y absorbedor es transferido al ambiente exterior en una torre de enfriamiento. En la torre el agua es pulverizada y transfiere calor sensible pero fundamentalmente latente al aire atmosférico que circula en contracorriente gracias a un ventilador. De esta forma la temperatura del agua disminuye hasta un valor próximo a la temperatura de bulbo húmedo. La diferencia entre la temperatura de salida del agua de la torre y la temperatura de bulbo húmedo se define como temperatura de acercamiento. Este acercamiento está determinado por el diseño de la torre y depende principalmente de la humedad del sitio en el que está instalada, pudiéndose enfriar más el agua cuanto más seco sea el clima en cuestión. En verano la ciudad de Rosario tiene una humedad relativa anual promedio de 76% siendo algunos años superiores al 80%.

Los problemas de trabajar con una torre de enfriamiento son el aumento del espacio ocupado por el sistema, consumo de agua, producción de bacteria *Legionella*, aumento del costo y mantenimiento. En contraposición tenemos que permite trabajar con temperaturas de condensación más bajas y por lo tanto temperaturas de generación menores con lo cual el rendimiento de los colectores aumenta.

En los sistemas condensados por aire los calores de absorción y condensación son transferidos a un circuito cerrado de agua y el agua es posteriormente enfriada por aire atmosférico. En este caso el agua de enfriamiento tendrá como límite de enfriamiento la temperatura de bulbo seco, la cual es siempre mayor a la temperatura de bulbo húmedo y a lo sumo igual cuando la humedad relativa es del 100%.

Elegir un sistema de condensado por aire tiene como inconveniente el aumento del área de intercambio de los intercambiadores y una disminución del rendimiento del ciclo ya que desplaza el ciclo de operación hacia una zona de mayores temperaturas y concentraciones de la disolución. Al aumentar la temperatura de absorción (ya que esta deberá ser mayor que la temperatura del aire atmosférico) se deberá trabajar con temperaturas de evaporación mayores ya que si se pretende aumentar la temperatura de absorción manteniendo una temperatura baja de evaporación esto conllevará a un aumento en la concentración de bromuro de litio con un consiguiente peligro de cristalización de la sal.

A continuación se evalúan los objetivos del proyecto para cada uno de los sistemas de condensación indicando con una cruz al sistema que mejor cumple cada objetivo.

Tabla 2.1: Evaluación de los métodos de condensado.

Propósito	Condensación por aire	Condensación por agua
Maximizar el rendimiento		X
Adaptación a las edificaciones	X	
Bajo mantenimiento	X	
Operación por personal no técnico	X	
Economía	X	

Si bien el rendimiento del sistema condensado por agua es mayor al condensado por aire este último supera al primero en el cumplimiento del resto de los objetivos. Las desventajas de la utilización de torres de enfriamiento son muchas como para ser ignoradas. Dicho esto se empleará el sistema de condensado por aire.

Análisis termodinámico del ciclo de absorción simple efecto

Para el análisis termodinámico del ciclo de absorción se aplicará la primera ley de la termodinámica junto con el principio de conservación de la masa a cada componente del sistema. Cada componente, entonces, será tomado como un volumen de control, con ingresos y salidas de materia, transferencias de calor e interacciones de trabajo.

Comenzaremos con el principio de conservación de la masa:

$$\sum m_{\text{ingreso}} = \sum m_{\text{salida}}, \text{ o simplemente}$$

$$\sum m_i = \sum m_s \quad (2.5)$$

Siendo m caudal másico

Como en este caso se trabaja con soluciones el principio de conservación de la masa puede aplicarse a cada componente de la solución

$$\sum (m \cdot x)_i = \sum (m \cdot x)_s \quad (2.6)$$

Siendo x la concentración de soluto en peso, es decir, concentración de LiBr por unidad de masa.

La aplicación de la primera ley de la termodinámica es también conocida como balance de energía. La ecuación de balance de energía, si se desprecian los cambios de energía potencial y cinética en el sistema, adopta la siguiente expresión general.

$$\sum (m \cdot h)_i + \sum Q_i + W = \sum (m \cdot h)_s + \sum Q_s \quad (2.7)$$

El trabajo W es aquel efectuado por la bomba sobre el fluido, al tratarse de un ciclo frigorífico no hay producción de trabajo.

A continuación se tomará cada componente del sistema, se efectuará una descripción del funcionamiento del mismo y se aplicarán los principios vistos anteriormente.

▪ **Generador**

La función del mismo es separar una porción del refrigerante del resto de la solución, para que esto sea posible es necesario el ingreso de energía térmica a través de un intercambiador de calor, esta energía proviene del agua calentada por la radiación solar absorbida en los colectores.

Al generador ingresa una corriente de solución débil (baja concentración de LiBr), el calor aplicado aumenta la temperatura de la solución débil provocando la separación de vapor de agua con el consiguiente aumento de la concentración de LiBr.

El vapor de agua continua su camino por el circuito de refrigeración rumbo al condensador, mientras que la solución fuerte continuará por el circuito de solución con destino al absorbedor.

Empleando la primera ley de la termodinámica (2.7) y considerando que el generador es adiabático

$$m_1 \cdot h_3 - m_4 \cdot h_4 - m_7 \cdot h_7 + Q_g = 0 \quad (2.8)$$

Aplicando un balance de masa

$$m_1 = m_4 + m_7 \quad (2.9)$$

Por otro lado se puede aplicar un balance de masa de refrigerante al generador

$$m_1 \cdot X_{1r} = m_4 \cdot X_{4r} + m_7 \cdot X_{7r} \quad (2.10)$$

Como $X_{7R} = 1$ ya que consideramos que a la salida del generador el refrigerante se encuentra puro.

$$m_1 \cdot X_{1r} = m_4 \cdot X_{4r} + m_7 \quad (2.11)$$

▪ **Absorbedor.**

El absorbedor es el componente de la máquina frigorífica en el cual el bromuro de litio (absorbente) diluye el vapor de agua proveniente del evaporador.

Para que funcione correctamente se deberá prestar fundamental importancia a la relación entre la transferencia de masa y la cantidad de calor evacuado debido a que la capacidad de absorción de refrigerante es función de la temperatura de la solución.

El absorbedor recibe por un lado una corriente de vapor refrigerante m_{10} y por otro un caudal m_4 de solución fuerte del generador. Una bomba se encarga de evacuar el caudal m_1 de solución débil.

Si aplicamos un balance de energía obtendremos la siguiente expresión.

$$m_7 \cdot h_{10} + m_4 \cdot h_5 - m_1 \cdot h_1 - Q_{abs} = 0 \quad (2.12)$$

Mientras que con un balance de masa obtendremos.

$$m_7 + m_4 = m_1 \quad (2.13)$$

- **Válvula de estrangulación.**

Este elemento es el encargado de reducir la presión de la corriente de disolución m_4 , llevándola desde la presión de trabajo del generador a la del absorbedor. Se trata de un proceso isoentálpico, por lo cuál

$$h_5 = h_6 \quad (2.14)$$

- **Bomba de disolución.**

Es la encargada de llevar la disolución desde la baja presión del absorbedor hasta la alta presión del generador.

Su ecuación de balance energético es

$$m_1 \cdot (h_2 - h_1) + W_b = 0 \quad (2.15)$$

- **Intercambiador de calor de la disolución.**

Si observamos el ciclo descrito por la solución (LiBr+H₂O) veremos que tenemos dos corrientes paralelas con direcciones opuestas. La primera con una concentración débil X_1 cuyo destino es el generador y con un caudal m_1 y la otra de caudal m_4 y concentración fuerte X_4 cuyo destino es el absorbedor.

Como en el generador es necesario el aporte de calor para separar el vapor de agua de la solución, sería conveniente que el flujo que ingresa a este componente lo hiciese a la temperatura más elevada posible a los efectos de disminuir el calor aportado Q_g .

Por el contrario en el absorbedor se precisa extraer el calor Q_{abs} por lo cual resulta beneficioso que la corriente de solución que ingresa a este componente lo haga a la menor temperatura posible.

Es a causa de estas dos observaciones que se coloca un intercambiador de calor entre las soluciones fuerte y débil, el mismo se diseña para trabajar con una eficiencia ξ igual al cociente entre el calor transferido entre ambas corriente y el máximo calor que en teoría se podría transferir.

El calor transferido llamado calor de recuperación puede calcularse a partir de la siguiente ecuación

$$Q_R = m_1 \cdot (h_3 - h_2) \quad (2.16)$$

El máximo calor que se podría transferir en el hipotético caso de que el intercambiador tuviese una longitud infinita sería

$$Q_{Max} = m_1 \cdot (h_4 - h_2) \quad (2.17)$$

Por lo tanto la eficiencia del intercambiador resulta ser

$$\xi = \frac{Q_R}{Q_{Max}} = \frac{(h_3 - h_2)}{(h_4 - h_2)}$$

$$\xi \cdot (h_4 - h_2) = (h_3 - h_2) \quad (2.18)$$

- **Condensador.**

Se trata de un intercambiador de calor en el cual el fluido refrigerante cambia su estado de vapor saturado a líquido para que ello suceda se deberá extraer calor del refrigerante llevándolo a un foco térmico que suele ser el medio ambiente. Para que pueda efectuarse esta transferencia de calor la temperatura del fluido exterior (aire o agua de enfriamiento) deberá ser menor que la temperatura de condensación del vapor de agua refrigerante.

El balance de energía para el condensador resulta

$$m_7 \cdot (h_8 - h_7) - Q_{cond} = 0 \quad (2.19)$$

- **Válvula de expansión.**

Esta válvula disminuye la presión del refrigerante a la salida del condensador hasta la presión de evaporación. Es una transformación isoentálpica, por lo tanto

$$h_8 = h_9 \quad (2.20)$$

Si consideramos que a la salida del condensador tenemos líquido en estado saturado consecuentemente al atravesar la válvula de expansión tendremos una mezcla bifásica de líquido y vapor a la temperatura y presión de evaporación.

- **Evaporador.**

Es un intercambiador de calor al cual ingresa la mezcla bifásica producto del proceso isoentálpico producido por la válvula de expansión.

De esta mezcla bifásica de vapor y líquido solo este último posee efecto refrigerante. A medida que circula va absorbiendo el calor Q_{ref} del medio ambiente a refrigerar transformándose gradualmente en vapor.

La ecuación de balance de energía para el evaporador es

$$m_1 \cdot (h_{10} - h_9) + Q_{ref} = 0 \quad (2.21)$$

A continuación se presenta una tabla donde se resumen las ecuaciones de masa y energía halladas anteriormente.

Tabla 2.2: Resumen de las ecuaciones de balance de masa y energía

Componente	Ecuaciones de Energía	Ecuaciones de masa
Generador	$m_1 \cdot h_3 - m_4 \cdot h_4 - m_7 \cdot h_7 + Q_g = 0$	$m_1 = m_4 + m_7$; $m_1 \cdot X_{1r} = m_4 \cdot X_{4r} + m_7$
Absorbedor	$m_7 \cdot h_{10} + m_4 \cdot h_5 - m_1 \cdot h_1 - Q_{abs} = 0$	$m_7 + m_4 = m_1$
Bomba	$m_1 \cdot (h_2 - h_1) + W_b = 0$	
Válvula de estrangulación	$h_5 = h_6$	
Intercambiador	$\xi \cdot (h_4 - h_2) = (h_3 - h_2)$	
Condensador	$m_7 \cdot (h_8 - h_7) - Q_{cond} = 0$	
Válvula de expansión	$h_8 = h_9$	
Evaporador	$m_1 \cdot (h_{10} - h_9) + Q_{ref} = 0$	

Adicionalmente puede efectuarse un balance global de energía, de este modo despreciando el trabajo de la bomba frente a los intercambios de calor, se obtendrá

$$Q_{evap} + Q_{gen} - Q_{cond} - Q_{Abs} = 0 \quad (2.22)$$

Propiedades de estado de las soluciones de bromuro de litio

Además de las ecuaciones derivadas de aplicar los principios de conservación de energía y masa, es necesario utilizar propiedades de estado de las soluciones de LiBr. Al ser la mezcla de LiBr y agua un sistema con 2 fases y 2 componentes la regla de Gibbs nos indica que:

$$G = C - F + 2 \quad (2.23)$$

Siendo:

- G = Número de grados de libertad
- C = Número de componentes del sistema = 2
- F = Número de fases del sistema = 2

Entonces el número de grados de libertad $G = 2$ y por lo tanto con 2 propiedades de estado quedan definidas las restantes.

Las propiedades termodinámicas más importantes involucradas en un ciclo de absorción son la entalpía, concentración, temperatura de la disolución y temperatura y presión de saturación.

Existen diversos diagramas que representan las propiedades de las soluciones de LiBr para cada estado. Entre ellos los más empleados son (Rufes & Miranda, 2004):

- **Diagrama PTX** - ver Figura (2.3):

También conocido como diagrama de Dühring. Ya que ha sido diseñado utilizando la regla de Dühring, la cual dice que si al punto de ebullición de una disolución lo representamos frente al punto de ebullición del disolvente puro (agua), los puntos correspondientes a distintas presiones se aproximan a una recta. Representa el ciclo de absorción en función de la presión de saturación de la disolución, la concentración y las temperaturas de la disolución y del refrigerante.

- **Diagrama de Merkel** - ver(Figura (2.4)):

Permite obtener la entalpía de la disolución en función de la concentración y de la temperatura de la misma.

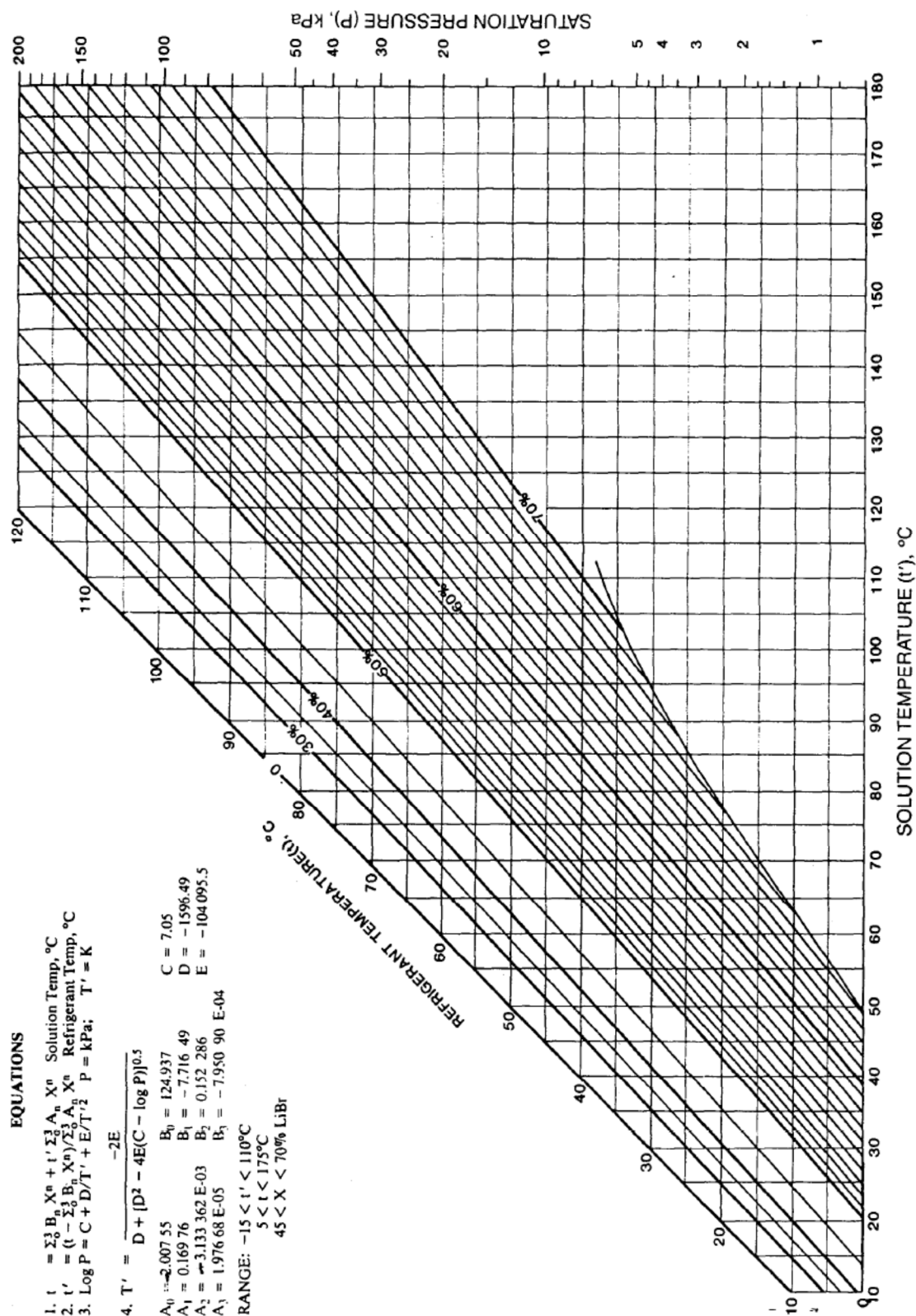


Figura 2.3: Diagrama PTX de las soluciones acuosas de LiBr [14]

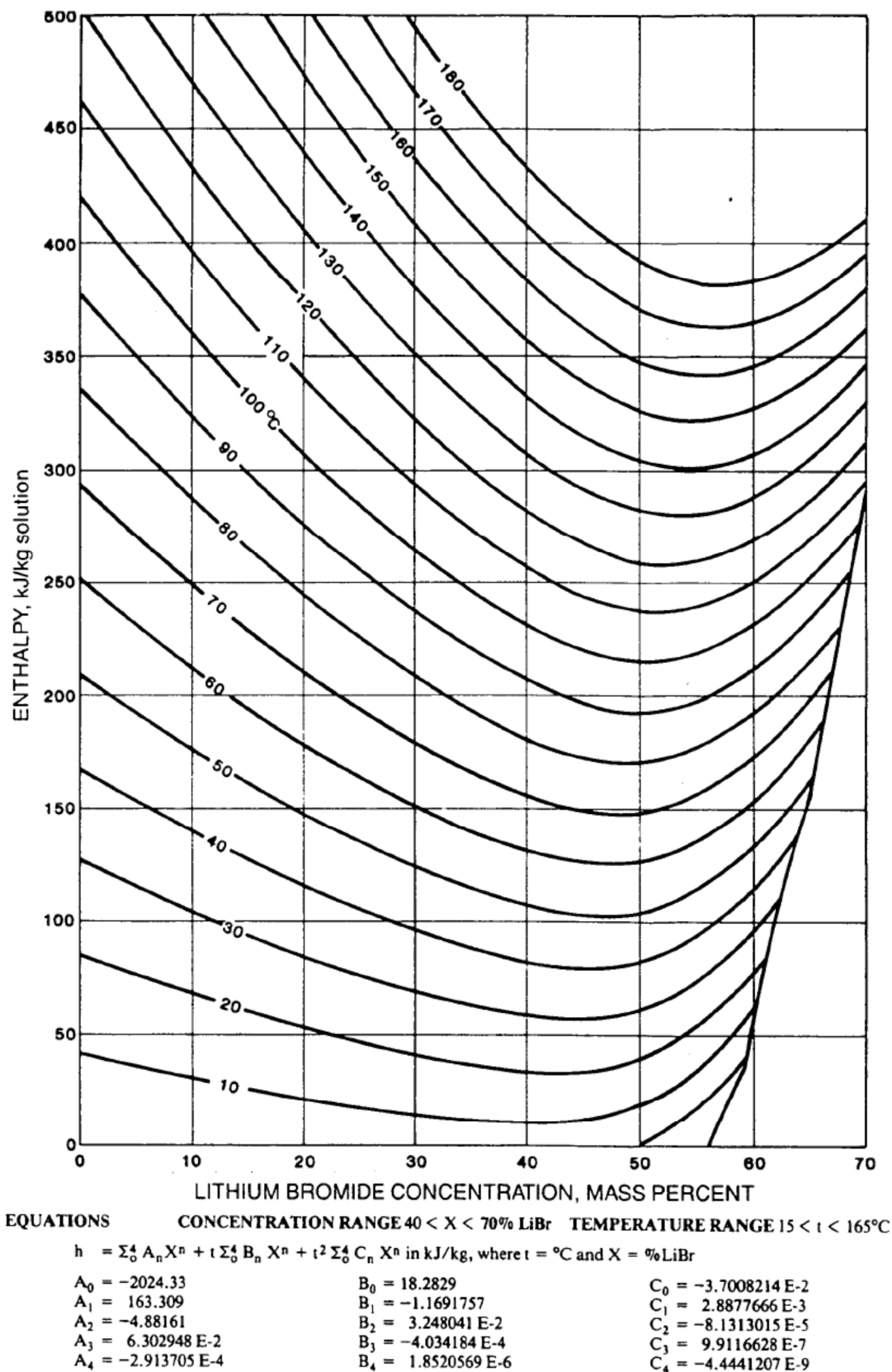


Figura 2.4: Diagrama de Merkel de las soluciones acuosas de LiBr [14]

Estos diagramas son útiles para visualizar las propiedades de los distintos puntos del ciclo de refrigeración tal como se puede ver, a modo de ejemplo, en el siguiente esquema basado en el diagrama PTX

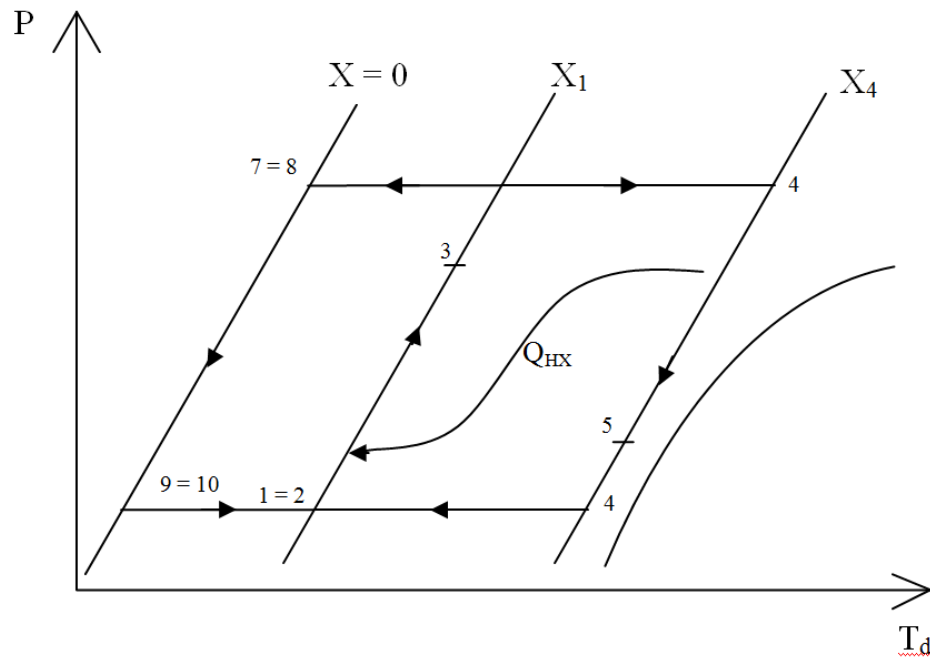


Figura 2.5: Esquema en diagrama PTX con los puntos característicos de funcionamiento de un ciclo de absorción simple efecto. Numeración correspondiente a la Figura 1.14

Pero para poder determinar las propiedades de estado en cada punto sin necesidad de utilizar los diagramas es necesario recurrir a ecuaciones que caractericen las propiedades termodinámicas de estas soluciones. Gracias a estas ecuaciones que correlacionan propiedades de estado es posible confeccionar un modelo resuelto por computadora. Existen diversas ecuaciones, cada una con un rango de temperaturas y concentraciones de aplicación, las que se utilizan en este trabajo son las desarrolladas por McNeely (McNeely, 1979) .

Es en base a estas ecuaciones que se confecciona una planilla en Excel para automatizar cálculo de las propiedades de estado Tabla 2.3.

Las correlaciones empleadas son:

$$H_d = f(X, T_d) \quad T_d = f(X, T_r) \quad X = f(T_r, T_d)$$

$$T_d = f(H, X) \quad \text{Pagua} = f(T_r)$$

Tabla 2.3: Planilla de cálculo utilizada para el calculo de propiedades

Planilla para el cálculo de propiedades del las soluciones de Bromuro de Litio									
Cálculo de entalpías (En base al diagrama de Merkel)									
Constantes									
A0 =	-2024,33	B0 =	18,2829	C0 =	-0,037008214	X [%]=	50		
A1 =	163,309	B1 =	-1,1691757	C1 =	0,002887767	Td [°C]=	70		
A2 =	-4,88161	B2 =	0,03248041	C2 =	-8,1313E-05	h [Kcal/kg]=	147,9		
A3 =	0,06302948	B3 =	-0,00040342	C3 =	9,91166E-07				
A4 =	-0,00029137	B4 =	1,85206E-06	C4 =	-4,44412E-09				
Cálculo de Temperaturas			Cálculo de Presiones			Cálculo de Concentracion X [%] (En funcion de Tr y Td)			
Constantes			Constantes			Constantes			
A0 =	-2,00755	B0 =	124,937	C =	7,05	C0	C1	C2	C3
A1 =	0,16976	B1 =	-7,71649	D =	-1596,49	-54,824	5,17009	-0,10528557	0,00049859
A2 =	-0,00313336	B2 =	0,152286	E =	-104095,5	Ecuacion: -5,002385			
A3 =	1,97668E-05	B3 =	-0,00079509						
X [%]=	54,465					Td [°C] =	40	Calcular	
Td [°C] =	45	=> Tr =	15,00	T°evap [°C]=	45	Pevap [KPa]=	10,00		
Tr [°C] =	15	=> Td =	45,00	T°cond [°C] =	12	Pcond [KPa]=	1,47		
						X [%] =	54,465		

Suposiciones del modelo

Para la realización del modelo del sistema de absorción se efectúan una serie de simplificaciones, o suposiciones, estas son:

- No hay pérdidas de carga a través de los intercambiadores o de las conexiones.
- No hay intercambios de calor con el medio fuera de los intercambiadores.
- La bomba es isoentrópica.
- Las válvulas de expansión son isoentálpicas.
- Tanto el Evaporador y absorbedor como el generador y condensador funcionan bajo las mismas presiones.
- A la entrada del condensador solo se tiene vapor saturado.
- A la salida del condensador se tiene líquido saturado.
- A la salida del evaporador se tiene vapor saturado.

Parámetros de diseño o valores de entrada del modelo

El siguiente paso en el modelado del sistema es determinar cuáles serían los parámetros de diseño del sistema.

Hay que aclarar que el funcionamiento del equipo de refrigeración depende de muchas variables que fluctúan permanentemente. Por ejemplo, la temperatura del aire ambiental con el que se enfrían el condensador y absorbedor, la temperatura del agua de calentamiento en el generador, etc. Es por ello que los parámetros de diseño no necesariamente serán iguales a los parámetros de funcionamiento

Una vez determinados los parámetros de diseño se construye el modelo en Excel que partiendo de los parámetros, aplicando las ecuaciones de masa y energía de la Tabla 2.2 junto con las correlaciones de las propiedades de estado permita determinar tanto entalpía, presión, temperatura, concentración y caudales de cada punto del circuito de refrigeración como así también los calores de absorción, condensación, generación y el COP.

Gracias al modelo es posible cambiar el valor de estos parámetros y observar como los cambios repercuten en el resto del sistema.

Los parámetros de diseño son:

- **Potencia Frigorífica**

La potencia frigorífica (Q_e) es el parámetro más importante del equipo de aire acondicionado, ya que determina la capacidad de extracción de calor del mismo. Este dato es prácticamente el único dato técnico requerido por el consumidor hogareño a la hora de realizar la compra del sistema de aire acondicionado. Comercialmente se utiliza la frigoría como unidad de medida de la potencia frigorífica, esta unidad informal equivale a 1 Kcal/h o 4,186 KJ/h. El equipo de aire acondicionado mas elegido por los consumidores es de 3000 Frigorías equivalente a 3,488 KW.

Por lo tanto se utilizará 3,5 KW como la potencia disipada en el evaporador.

- **Temperatura de condensación**

La temperatura de condensación ($T_7 = T_8$) es otro parámetro a fijar. Mientras más alta sea la temperatura de condensación, mayor será la temperatura de la solución a la salida del generador y por lo tanto mayor deberá ser la temperatura del agua de calentamiento lo cual produce una disminución en el rendimiento de los colectores. Por lo tanto la temperatura de condensación deberá ser lo más baja posible a los efectos de maximizar el rendimiento de los colectores. Por otro lado al trabajar con una máquina condensada por aire la temperatura de condensación deberá ser mayor a la temperatura del aire ambiental, la cual en un día de verano extremo puede ser de 39 °C, también mientras más alta sea la temperatura de condensación menor será el tamaño del condensador. El valor de este parámetro se continúa analizando junto con la concentración de la solución fuerte, debido a que ambos parámetros permiten ubicar el punto 4 al cual le corresponde la temperatura máxima del generador T_4

- **Concentración de la solución fuerte**

Otro parámetro de trabajo será la concentración de la solución fuerte (X_4), que al igual que la temperatura de condensación estará ligada a la temperatura del agua de calentamiento que se pueda alcanzar. Para una temperatura de condensación fija un aumento en la concentración X_4 produce un aumento en la temperatura máxima del generador, y como consecuencia de esto mayor deberá ser la temperatura del agua de calentamiento. Esto último puede corroborarse al observar el diagrama PTX y en el siguiente grafico se tiene una idea cuantitativa de cómo varía la temperatura T_4 al aumentar la concentración X_4 para diferentes temperaturas de condensación.

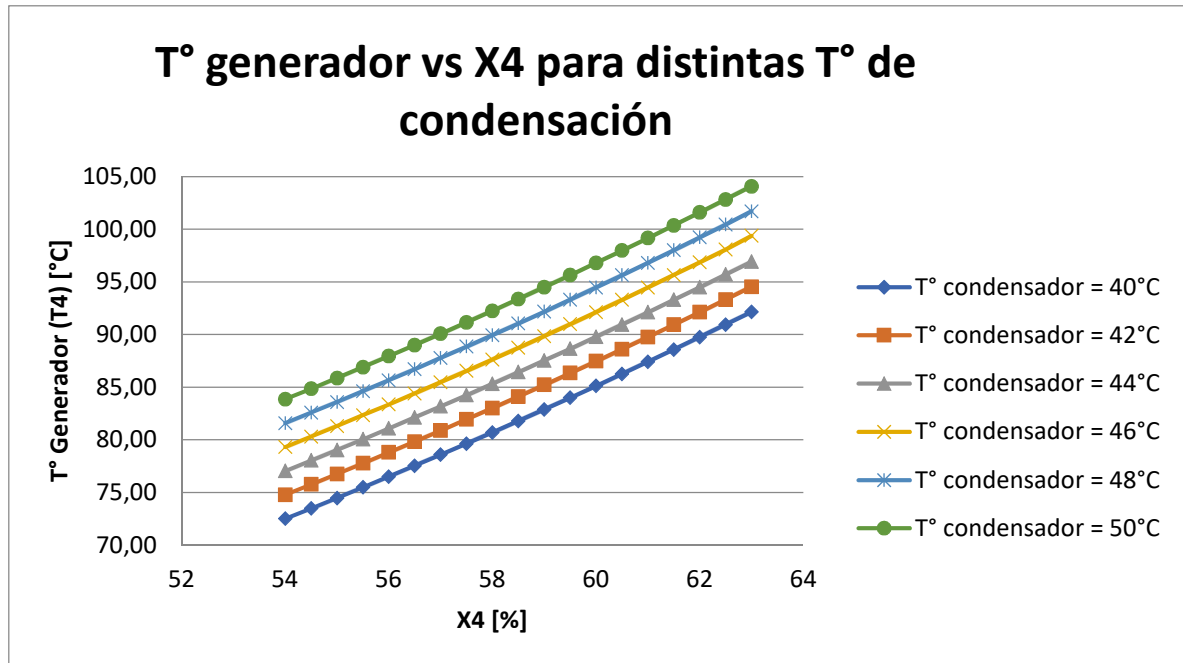


Figura 2.6: Temperaturas del generador para distintas temperaturas de condensación

Desafortunadamente no se puede disminuir X_4 indefinidamente para lograr temperaturas T_4 cada vez más bajas ya que con la disminución de X_4 aumenta exponencialmente el flujo de calor a aportar al generador Q_g , lo que implica un descenso del COP. En la siguiente gráfica se tiene una idea cuantitativa de cómo varía el calor aportado al generador al variar la concentración máxima para diferentes temperaturas de condensación. En este caso además de fijar la Temperatura de condensación se debe mantener constante la eficiencia del intercambiador de la solución, se tomó una eficiencia de 60%.

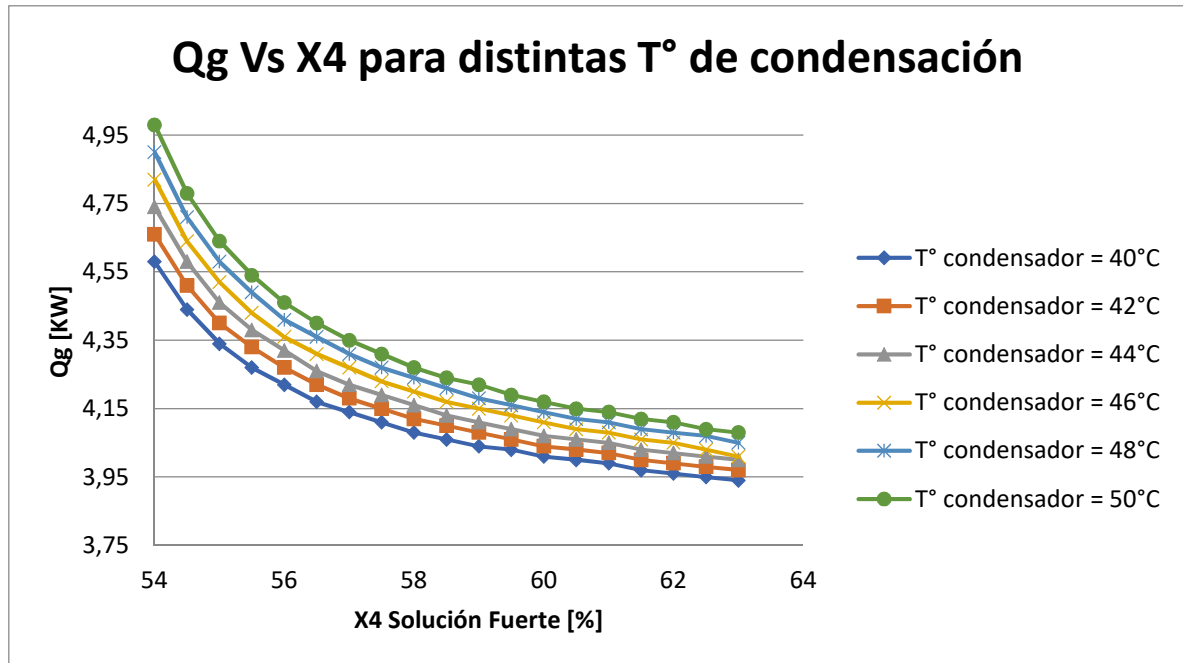


Figura 2.7: Calor aportado al generador para distintas temperaturas de condensación y concentraciones de la solución fuerte.

Se puede observar como para concentraciones superiores a 56% la curva se suaviza considerablemente. Para una concentración de **57%** y una **temperatura de condensación de 45°C** se obtiene una temperatura a la salida del generador de 84,34°C y un Qg de 4,49 KW para una $\xi = 60\%$.

- **Temperatura del evaporador.**

La temperatura del evaporador ($T_9 = T_{10}$) debe ser inferior a la temperatura del ambiente a refrigerar, por razones de economía energética considero que la temperatura a obtener no será inferior a los 24°C con lo cual la temperatura del evaporador deberá estar por debajo de dicho valor.

Adicionalmente la temperatura del evaporador junto con la concentración de las soluciones fuerte y débil determina el rango de temperaturas del absorbedor, el cual como ya se sabe es enfriado por aire ambiental. Por lo tanto, la temperatura mínima del absorbedor, no podrá ser inferior a la temperatura ambiente y deberá dejarse un margen para que se pueda producir la transferencia de calor eficientemente.

Como la potencia frigorífica fue fijada anteriormente en 3,5KW y la diferencia de concentración $X_4 - X_1$ determina el caudal másico de refrigerante del evaporador, entonces, la concentración

X_1 queda determinada con la concentración de la solución fuerte X_4 , que fue anteriormente fijada en 57% (Cabe recordar que aumentar la concentración fuerte lleva a temperaturas del generador más elevadas) Bajo estas condiciones la concentración de la solución diluida X_1 queda en 53,78%. El punto de intersección entre la temperatura del evaporador y la concentración de la solución débil X_1 determina la temperatura mínima del absorbedor T_1 . Aumentar la temperatura del evaporador produce un aumento en la temperatura mínima del absorbedor lo cual disminuye el tamaño del intercambiador que evacua el calor de absorción, pero a su vez produce un aumento en el tamaño del evaporador ya que disminuye la diferencia de temperatura con el ambiente a refrigerar. Debe optarse por una solución de compromiso entre los dos efectos.

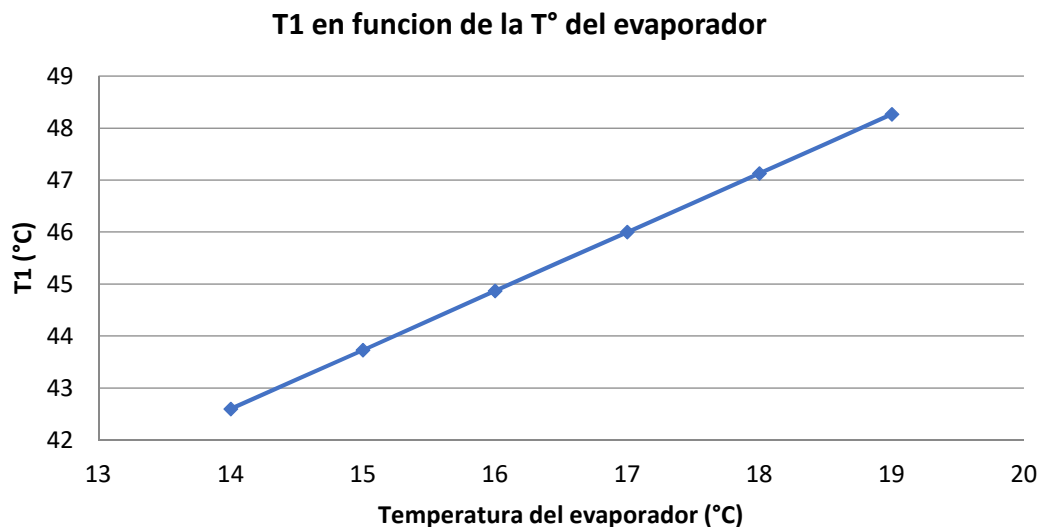


Figura 2.8: T° de salida del absorbedor para distintas T° del evaporador

Se opta por una temperatura de evaporación de 17°C que produce una temperatura mínima del absorbedor T_1 de 46°C y un acercamiento de 7°C entre la temperatura mínima del ambiente y la temperatura del refrigerante.

- **Eficiencia del intercambiador de calor de la solución.**

Por último resulta necesario proporcionar la eficiencia del intercambiador de calor de la solución. Se debe adoptar un valor que sea económico. Mientras más alta sea la eficiencia de este intercambiador de calor, menor será el calor sensible que se le deberá aplicar a la solución fuerte antes de que comience a separarse vapor de agua, es decir que el aumento en la

eficiencia disminuye el calor a aportar al generador Q_g . Se decide adoptar un rendimiento igual a **60%**.

Resultados del modelo

Con los valores de los parámetros de entrada seleccionados, se recurre al modelo el cual entrega las propiedades de los puntos de trabajo del ciclo, los calores intercambiados y el COP.

El resultado (Tabla 2.4) puede observarse en la siguiente página. El diagrama PTX del ciclo se exhibe a continuación.

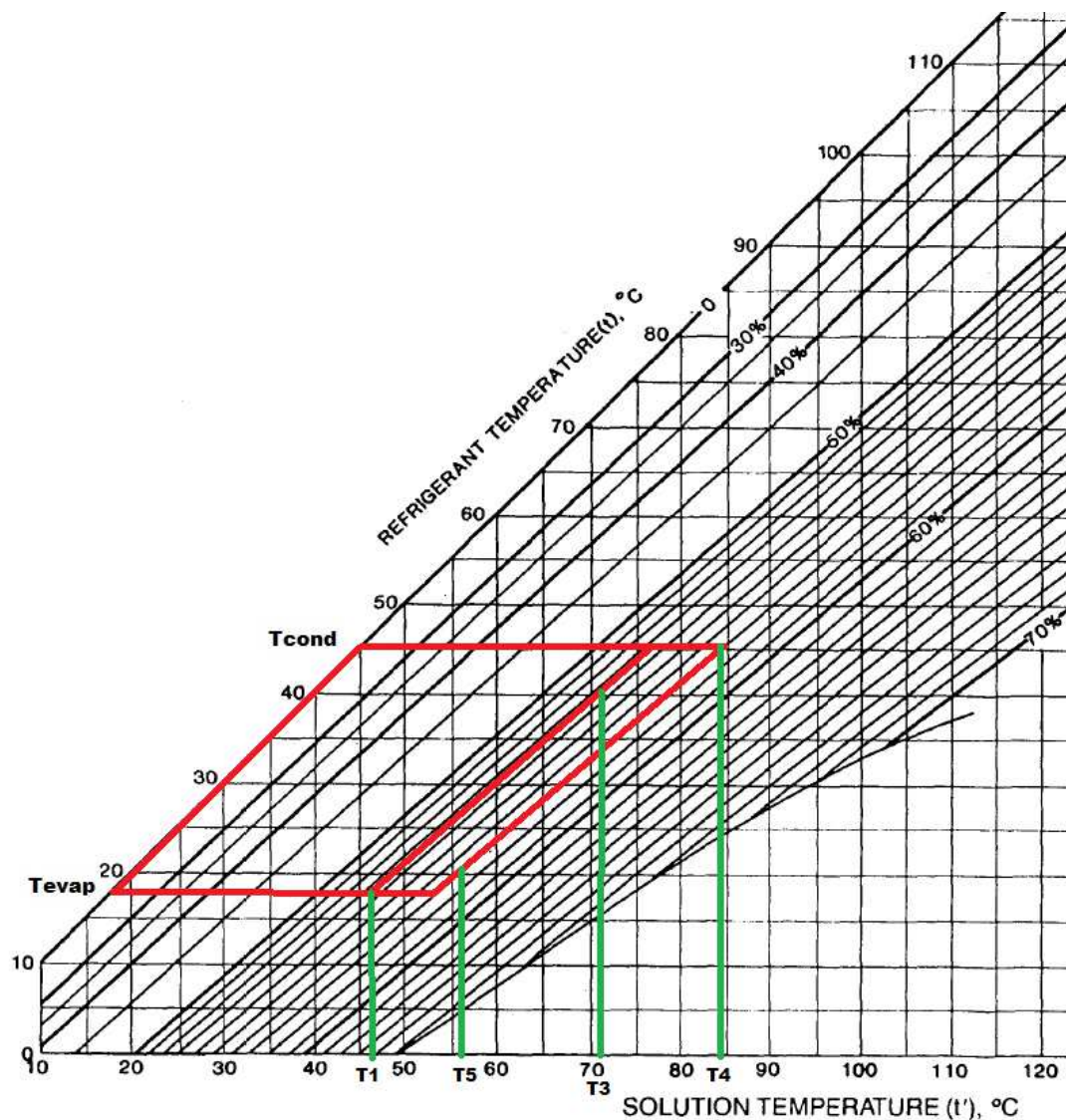
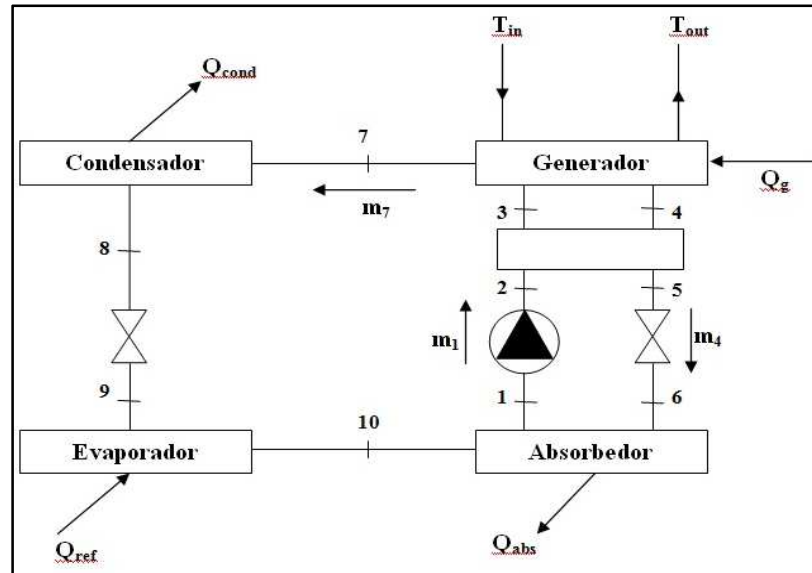


Figura 2.9: Diagrama PTX con las condiciones de diseño.

Tabla 2.4: Resultados del modelo para los parámetros de entrada calculados

Parámetro	Símbolo	Valor
Potencia frigorífica	Qref	3,5 KW
T° Evaporador	T10	17 °C
T° Condensador	T7	45 °C
Fracción másica de la solución fuerte	X4	57 %LiBr
Eficiencia del intercambiador de solución	ξ	60 %
Fracción másica de la solución débil	X1	53,776 %LiBr
Calor aportado al generador	Qg	4,49 KW
Calor a extraer del absorbedor	Qabs	-4,18 KW
Calor de condensación	Qcond	3,58 KW
Coeficiente de operación	COP	0,780

Punto	h [KJ/Kg]	m [Kg/h]	P [KPa]	T° [°C]	% LiBr (x)	Circuito
1	102,413	93,37	2,03	46,00	53,78	Circuito Disolución
2	102,413	93,37	10,00	46,00	53,78	
3	155,353	93,37	10,00	71,17	53,78	
4	190,646	87,99	10,00	84,34	57	
5	134,472	87,99	10,00	56,48	57	
6	125,777	87,99	2,03	52,16	57	
7	2583,2	5,375	10,00	45	0	Circuito Refrigerante
8	188,45	5,375	10,00	45	0	
9	188,45	5,375	2,03	17	0	
10	2532,6	5,375	2,03	17	0	

3. Almacenamiento de Energía – Suministro auxiliar

Para que el equipo de refrigeración pueda ser utilizado durante la noche es necesario almacenar energía y/o utilizar un suministro auxiliar. Las propuestas para cumplir con el objetivo son:

- Almacenamiento de energía térmica, dentro de los cuales tenemos:

Almacenamiento de agua caliente (Calor sensible).

Almacenamiento de acetato de sodio trihidratado metaestable (Calor sensible y latente).

- Suministro de calor auxiliar, que puede ser:

Quemador de gas natural.

Resistencia eléctrica.

Almacenamiento de energía térmica.

Calor latente y calor sensible.

El almacenamiento de energía en forma térmica es el primero en ser considerado. Existen dos medios de almacenamiento térmico, el calor sensible, en el que el agua es el material más empleado, y el calor latente. Aunque también es posible una combinación de ambos almacenamientos, tal como podremos ver en el caso de almacenamiento de acetato de sodio trihidratado.

El calor latente incluye los cambios de fase Vapor-Líquido y Líquido-Sólido aunque este último es el más utilizado debido a que el almacenamiento de gases, incluso comprimidos, exige el uso de volúmenes considerables (Duman, 1981).

El calor latente presenta evidentes ventajas respecto al sensible, la principal, es que la capacidad de almacenamiento por unidad de volumen es mayor. Además tenemos que la introducción y extracción de calor se realizan a temperatura constante lo cual permite mantener la eficiencia de los intercambiadores de calor.

Por otro lado, el principal inconveniente es que debido al cambio de estado los cuerpos no son bombeables y por lo tanto se requiere de un intercambiador de calor entre el fluido calotransportador y el acumulador, además la conductibilidad térmica de los sólidos es considerablemente menor que la de los líquidos aumentando por ende el tamaño del mencionado intercambiador de calor.

Almacenamiento de energía térmica con soluciones de acetato de sodio trihidratado y agua

El almacenamiento de agua caliente es una aplicación muy difundida, no es el caso del almacenamiento de energía térmica en forma de soluciones metaestables como la de acetato de sodio trihidratado, por lo tanto resulta necesaria una introducción sobre el principio de funcionamiento de este método de almacenamiento de energía térmica.

El acetato de sodio trihidratado

El acetato de sodio (CH_3COONa) es una sal de sodio del ácido acético. Su único hidrato estable es el que forma con tres moléculas de agua (Acetato de sodio trihidratado – **AST**) y tiene una composición en peso de aproximadamente 60% acetato de sodio y 40% Agua.

Las soluciones de acetato de sodio presentan una importante capacidad de subenfriamiento, esto es la habilidad de disminuir la temperatura por debajo del punto de fusión permaneciendo en estado líquido (Guemez, 2009). El estado de líquido subenfriado es metaestable, cualquier cambio en las condiciones de almacenamiento puede inducir la solidificación. Este cambio de fase producirá la liberación del calor latente de solidificación con un consecuente aumento en la temperatura de la solución.

El fenómeno de subenfriamiento de las soluciones de AST es aprovechado en almohadillas de calentamiento, utilizadas para fines terapéuticos o por montañistas para prevenir el congelamiento de las extremidades. La observación de la almohadilla de la Figura 3.1 y 3.2 es lo que llevó a considerar la posibilidad de usar estas soluciones en el proyecto.



Figura 3.1: (Izquierda) Almohadilla de calentamiento en estado metaestable.

Figura 3.2: (Derecha) Almohadilla luego de cambiar la concavidad del disco con la consiguiente solidificación y liberación de calor.

En estas almohadillas una solución de AST subenfriada permanece encerrada en una bolsa plástica resistente a la temperatura. Cambiando la concavidad de un disco interior de la bolsa, se produce una solidificación con liberación de calor. La almohadilla puede ser luego reutilizada calentándola en agua a baño María hasta que se disuelvan todos los cristales y dejando enfriar hasta temperatura ambiente para completar su retorno al estado de líquido subenfriado.

Con el fin de comprender mejor y poder describir el comportamiento termodinámico de una solución subenfriada (metaestable) de acetato de sodio y agua se llevan a cabo una serie de experimentos en el laboratorio de termodinámica en la facultad.

Experimentos con soluciones de acetato de sodio trihidratado en agua.

Objetivos:

Describir el comportamiento termodinámico de una solución subenfriada (metaestable) de acetato de sodio y agua luego de inducirse una nucleación (Comienzo de la formación de la red cristalina que desemboca en la solidificación) que lleve la solución a un estado estable.

Materiales empleados:

- Solución de acetato de sodio extraída de una almohadilla de calentamiento

- Agua corriente
- Frasco de vidrio.
- Calorímetro con agitador. Marca: Parr Stirrer
- Termómetro de mercurio. Escala: -10°C a 50°C . Resolución 0.1°C
- Termocupla Tipo K.
- Lector de termocupla. Marca AOIP Mod: PJ6521
- Balanza digital. Resolución 1g
- Probeta graduada
- Trípode y Mechero Bunsen.

Procedimiento:

Se introducen en un frasco de vidrio cristales de Acetato de sodio trihidratado extraídos de una almohadilla de calentamiento, posteriormente este frasco se coloca en un recipiente con agua a baño María hasta que se complete la fusión de todos los cristales presentes en el interior del frasco. Luego se deja enfriar el frasco bajo una corriente de agua durante un tiempo prolongado para alcanzar la temperatura del agua. A continuación se mete el frasco en el recipiente interior del calorímetro y se llena este último con agua cuidando de no introducir agua al frasco, se registra el volumen de agua introducido en 1160 cm^3 . Luego se tapa el calorímetro, se enciende el agitador y se introduce el termómetro de mercurio que indicará la temperatura del agua, que es de $22,5^{\circ}\text{C}$ antes de comenzar con el experimento.

Al momento de introducir la Termocupla, que registrará la temperatura de la solución de acetato de sodio, se inicia la nucleación que desencadena la inmediata solidificación de la solución. Se observa en el display del lector de Termocupla un rápido aumento de la temperatura llegando a $53,7^{\circ}\text{C}$, valor que se mantiene durante 10 minutos. Por otro lado la temperatura del agua aumenta al comienzo rápidamente y luego, a medida que la diferencia de temperaturas entre el agua y la solución disminuye, la velocidad decae.

Se registran las temperaturas del agua y la solución en función del tiempo confeccionando una tabla y graficando la evolución de ambas temperaturas. El experimento se concluye cuando transcurrieron 40 minutos, la temperatura del agua se encuentra en $30,5^{\circ}\text{C}$ y la temperatura de la solución llega a $39,4^{\circ}\text{C}$.

Finalmente para obtener la masa de solución empleada se pesa el frasco con solución (625g) restándose a este valor el peso del frasco vacío (225g), con lo cual se emplearon 400g de solución.



Figura 3.3: Calorímetro e instrumentos concluido el experimento.



Figura 3.4: Frasco con la solución una vez

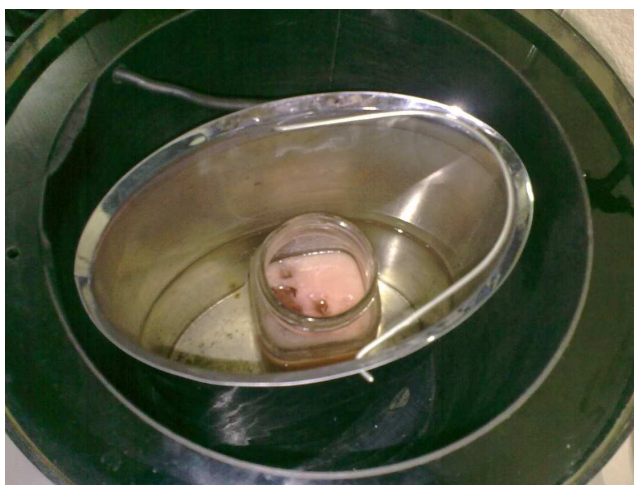


Figura 3.5: Frasco con la solución en el interior del calorímetro

Tabla 3.1: Datos obtenidos durante el experimento:

Tiempo [S]	T° Agua [°C]	T° Acetato [°C]
0	22,5	22,5
7		52,8
9		52,9
10		53
12		53,1
15		53,2
21	23,5	53,3
28		53,4
46	24	53,5
77	24,5	53,6
116	24,9	53,7
124	25	53,7
134	25,1	53,7
152	25,3	53,7
170	25,4	53,7
185	25,5	53,7
229	25,9	53,7
243	26	53,7
250	26,1	53,7
263	26,2	53,7
278	26,3	53,7
297	26,4	53,7
316	26,5	53,7
343	26,6	53,7
365	26,8	53,7

Tiempo [S]	T° Agua [°C]	T° Acetato [°C]
390	27	53,7
421	27,1	53,7
600	27,8	53,3
626	27,9	53,4
655	28	53,3
720	28,2	53,2
760	28,3	52,9
800	28,5	52,8
870	28,6	52,4
900	28,7	52,2
930	28,8	52,2
980	28,9	52
1020	29	51,9
1110	29,1	51,4
1155	29,2	51
1210	29,3	50,5
1250	29,4	50,2
1290	29,5	49,8
1380	29,6	49
1440	29,7	48,5
1500	29,8	48
1605	29,9	47,1
1655	30	46,5
1800	30,1	45
1920	30,2	43,8
2450	30,5	39,4

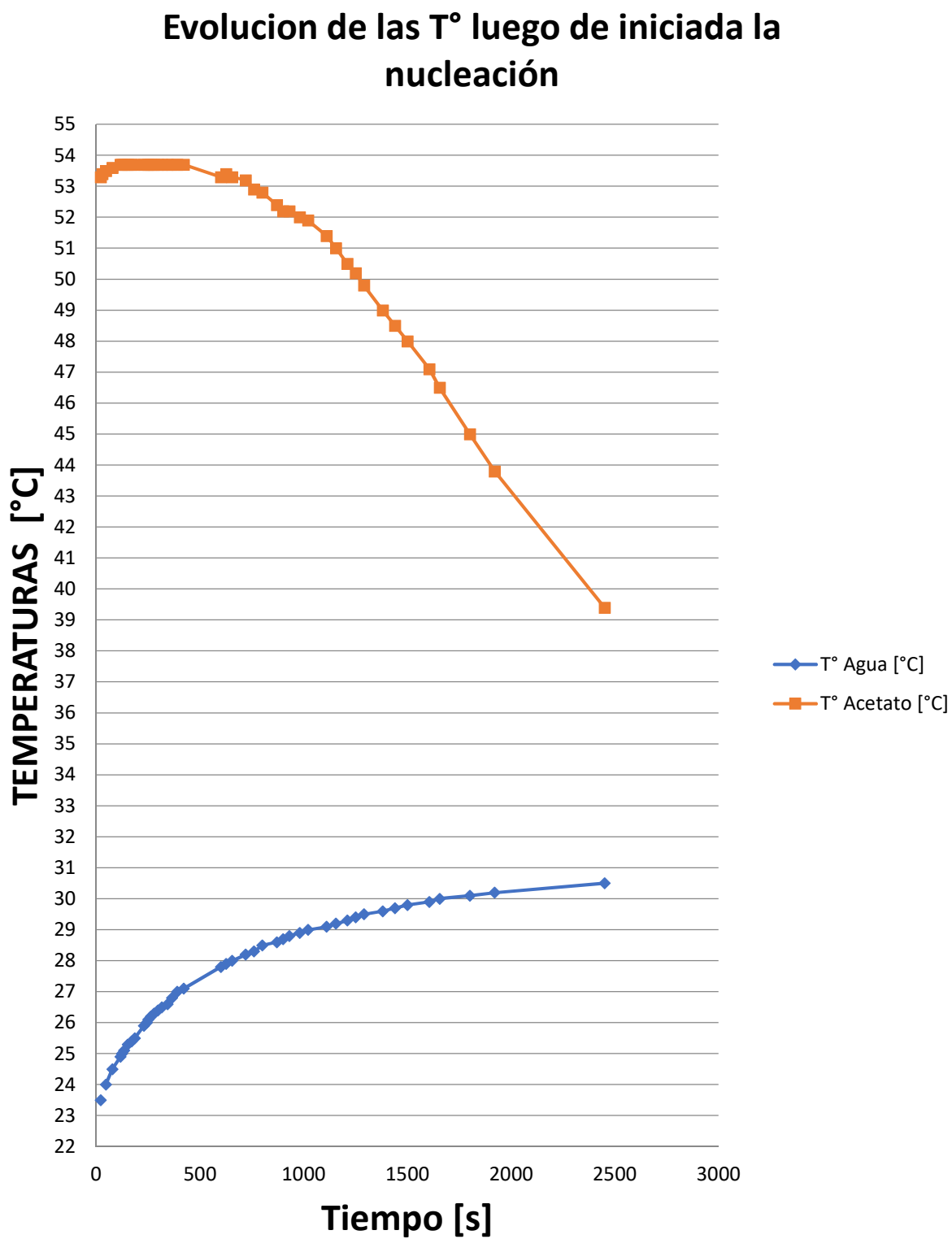


Figura 3.6: Evolución de las temperaturas en el calorímetro.

Cálculo del calor latente de la solución empleada en el experimento

El calor latente liberado por la solución será transferido al agua del calorímetro, a la solución misma y al vidrio del frasco.

$$\text{Calor transferido a la solución} = m C_{\text{solución}} \Delta T = 0,4 \text{ Kg } 3,1 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C} (39,4 - 22,5)^\circ\text{C} = 21 \text{ KJ}$$

$$\text{Calor transferido al agua} = m C_{\text{agua}} \Delta T = 1,160 \text{ Kg } 4,186 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C} (30,5 - 22,5)^\circ\text{C} = 39 \text{ KJ}$$

$$\text{Calor transferido al vidrio} = m C_{\text{vidrio}} \Delta T = 0,225 \text{ Kg } 0,2 \text{ KJ/Kg} (35 - 22,5)^\circ\text{C} = 0,6 \text{ KJ}$$

$$\text{Calor latente} = \sum \text{calores transferidos} = 60,6 \text{ KJ} / 0,4 \text{ Kg} = 151,5 \text{ KJ/Kg}$$

De acuerdo a la tabla de propiedades la solución empleada en la almohadilla térmica tiene una concentración aproximada de 85% en peso AST.

¿Cuánto calor se transfiere al agua antes de que disminuya la temperatura de la solución?

Partiendo del estado metaestable a temperatura ambiente, cuando inicie la nucleación, el calor a liberar será el calor latente de la solución $Q_L = m C_L$

Para alcanzar la zona de estabilización de temperatura (T° de fusión) será necesario que la solución consuma parte de ese calor liberado para incrementar la temperatura propia. Este calor sensible es $Q_{\text{sensible}} = m C_{\text{solución}} \Delta T$

La diferencia entre el calor latente y el calor sensible será la cantidad de calor que puedo transferir al agua sin que disminuya la temperatura del acetato por debajo de la temperatura de cambio de fase.

$$\text{Calor disponible } (Q_D) = Q_L - Q_{\text{sensible}} = m (C_L - C_{\text{solución}} \Delta T)$$

$$Q_D = 0,4 \text{ Kg } (151,5 \text{ KJ/Kg} - 3,1 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C} (53,7 - 22,5)^\circ\text{C}) = 21,8 \text{ KJ}$$

Esta cantidad de calor al transferirse al agua debería incrementar la temperatura de la misma en:

$$Q_D = m_{\text{agua}} C_{p_{\text{agua}}} \Delta T_{\text{agua}}$$

$$\Delta T_{\text{agua}} = Q_D / (m_{\text{agua}} C_{p_{\text{agua}}})$$

$$\Delta T_{\text{agua}} = 21,8 \text{ KJ} / (1,16 \text{ Kg } 4,186 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C})$$

$$\Delta T_{\text{agua}} = 4,5^{\circ}\text{C}$$

Y por lo tanto la temperatura final del agua debió ser 27°C lo cual se aproxima a los $27,8^{\circ}\text{C}$ observados durante la experiencia.

Este aumento de temperatura corresponde a la situación particular del experimento, con masa de agua = 1,16 Kg y masa de la solución = 0,4 Kg. Es decir la relación Agua/Solución (Ra-s) = 2,75

La concordancia entre el salto térmico calculado y el observado indica que la hipótesis de que parte del calor latente liberado es utilizado para elevar la temperatura de la solución es correcta.

Conclusiones

Comportamiento termodinámico

Si tomamos una solución de acetato de sodio trihidratado con una temperatura lo suficientemente elevada para que no se encuentren cristales en la solución y la enfriáramos lentamente introduciendo un cristal a la solución cuando esta se encuentre cerca del punto de fusión eliminaríamos el fenómeno de subenfriamiento con lo cual a la temperatura de fusión la solución cristalizaría a temperatura constante para luego continuar enfriándose en estado sólido hasta la temperatura ambiente.

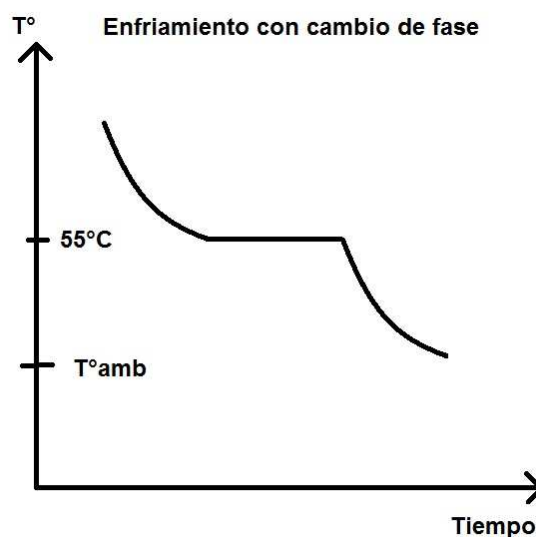


Figura 3.7: Enfriamiento con cambio de fase

Pero si repitiéramos la experiencia sin introducir el cristal entonces la solución se enfriaría sin presentar cristalización, continuando en estado líquido hasta temperatura ambiente, es decir presentaría subenfriamiento.

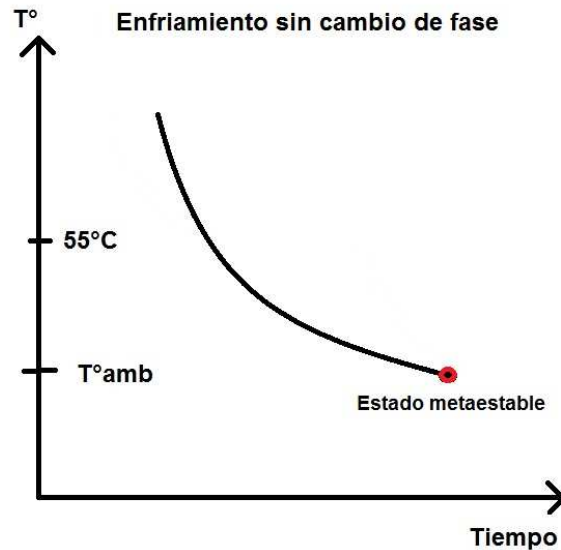


Figura 3.8 Enfriamiento sin cambio de fase.

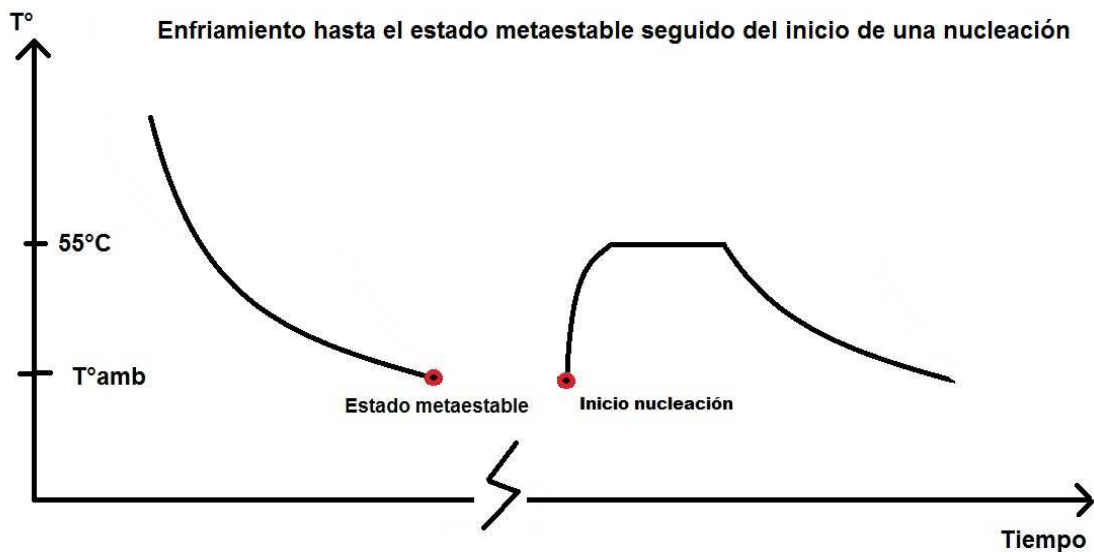


Figura 3.9: Enfriamiento hasta el estado metaestable seguido del inicio de una nucleación.

En el primer caso la solución debe liberar, para llegar a temperatura ambiente, calor sensible y latente mientras que en el segundo caso se libera solo calor sensible. Si a esta última solución se le agrega un cristal se alterará el estado metaestable y se liberará el calor latente

equivalente al liberado en el primer caso. Este calor liberado no es calor latente por sí mismo, ya que no se libera a temperatura constante sino que lo hace con aumento de temperatura.

El aumento de la temperatura de la solución y de los cristales que comienzan a solidificar tiene como límite la temperatura de cambio de fase la cual ronda los 55°C, siendo su valor exacto función de la concentración de acetato de sodio trihidratado en agua.

¿Es posible calentar agua hasta la temperatura de cambio de fase de la solución de AST?

Se procederá a calcular el salto térmico en función de la Relación Agua/Solución para la concentración 85% Acetato de sodio trihidratado.

$$\Delta T_{\text{agua}} = Q_D / (m_{\text{agua}} C_{p_{\text{agua}}})$$

$$\Delta T_{\text{agua}} = m_{\text{solución}} (C_L - C_{\text{solución}} \Delta T) / (m_{\text{agua}} C_{p_{\text{agua}}})$$

$$\Delta T_{\text{agua}} = (C_L - C_{\text{solución}} \Delta T) / (R_{a-s} C_{p_{\text{agua}}})$$

$$\Delta T = T^{\circ}\text{cambio de fase} - T^{\circ}\text{inicial del agua/acetato de sodio}$$

$$T^{\circ}\text{ cambio de fase para 85\% AST} = 53,7^{\circ}\text{C}$$

Tabla 3.2: Temperatura del agua para diferentes relaciones Ragua-solución.

Ragua-solución	$\Delta T^{\circ}\text{agua}$	$T^{\circ}\text{Final agua}$
3	4,36	26,86
2,75	4,76	27,26
2,5	5,23	27,73
2,25	5,82	28,32
2	6,54	29,04
1,75	7,48	29,98
1,5	8,72	31,22
1,25	10,47	32,97
1	13,09	35,59
0,9	14,54	37,04
0,8	16,36	38,86
0,7	18,69	41,19
0,6	21,81	44,31
0,5	26,17	48,67
0,45	29,08	51,58

DATOS	
$T^{\circ}i [^{\circ}\text{C}] =$	22,5
$T^{\circ}\text{camb fase } [^{\circ}\text{C}] =$	53,7
$CL [KJ/Kg] =$	151,5
$C_{sol} [KJ/Kg^{\circ}\text{C}] =$	3,1

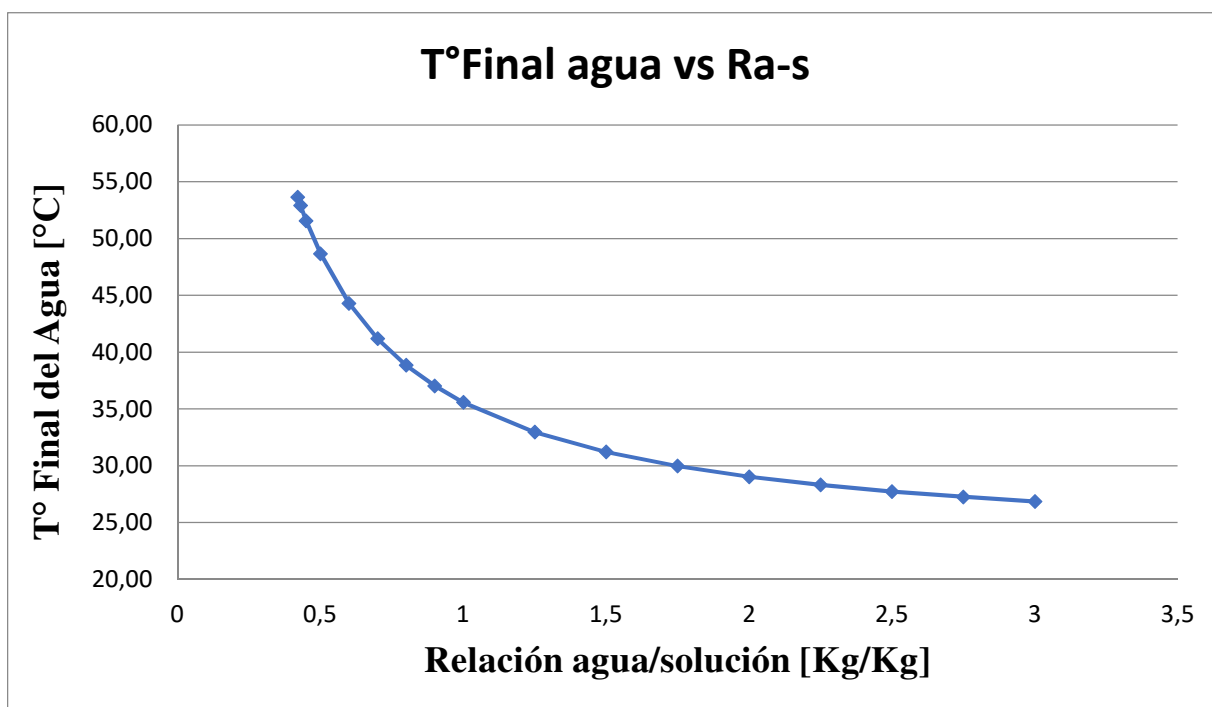


Figura 3.10: Temperatura final del agua para distintas relaciones Agua/Solución

Se observa que para que el agua a calentar alcance la temperatura de cambio de fase con las condiciones de T° inicial de agua y %AST en peso utilizadas en el experimento se requerían 2Kg de AST por Kg de agua a calentar.

A continuación se repiten los cálculos para diferentes concentraciones de AST, conservando la temperatura inicial de 22,5 °C y se grafican los resultados. Para ello se tienen en cuenta los datos proporcionados por la siguiente tabla (Araki, Futamura, Makino, & Shibata, 1995).

Tabla 3.3: Propiedades de las soluciones de acetato de sodio trihidratado (AST) y agua [1]

Composition (wt- %)		Melting temperature (°C)	Latent heat (kJ/kg)	Specific heat (kJ/kgK), 58 °C		Density (kg/m³), 58 °C		Thermal conductivity (W/mK), 58 °C	
SAT	H ₂ O			Solid	Liquid	Solid	Liquid	Solid	Liquid
100	-	57–58,5	260 ± 11	2.79	3.0	1450	1280	0.7	0.4
95	5	56,5	220 ± 9	-	-	-	-	-	0.41
90	10	54.5–56	190 ± 10	2.85	3.1	-	-	0.6	0.43
80	20	49–50	100	-	-	-	-	-	0.44

Tabla 3.4: Temperatura final del agua para diferente relaciones agua-solución

DATOS				
% AST	80	90	95	100
T°i [°C] =	22,5	22,5	22,5	22,5
T°camb fase [°C] =	50	55	56,5	58
CL [KJ/Kg] =	100	190	220	260
Csol [KJ/Kg°C] =	3,1	3,1	3,1	3,1

%AST	80%		90		95		100	
Ragua-solución	ΔT° agua	T°Final agua	ΔT° agua	T°Final agua	ΔT° agua	T°Final agua	ΔT° agua	T°Final agua
3	1,17	23,67	7,11	29,61	9,13	31,63	11,94	34,44
2,75	1,28	23,78	7,75	30,25	9,96	32,46	13,03	35,53
2,5	1,41	23,91	8,53	31,03	10,95	33,45	14,33	36,83
2,25	1,57	24,07	9,48	31,98	12,17	34,67	15,92	38,42
2	1,76	24,26	10,66	33,16	13,69	36,19	17,91	40,41
1,75	2,01	24,51	12,18	34,68	15,64	38,14	20,47	42,97
1,5	2,35	24,85	14,21	36,71	18,25	40,75	23,88	46,38
1,25	2,82	25,32	17,06	39,56	21,90	44,40	28,66	51,16
1	3,52	26,02	21,32	43,82	27,38	49,88	35,82	58,00
0,9	3,92	26,42	23,69	46,19	30,42	52,92	39,80	58,00
0,8	4,40	26,90	26,65	49,15	34,22	56,50	44,78	58,00
0,7	5,03	27,53	30,46	52,96	39,11	56,50	51,17	58,00
0,6	5,87	28,37	35,54	55,00	45,63	56,50	59,70	58,00
0,5	7,05	29,55	42,64	55,00	54,75	56,50	71,64	58,00
0,45	7,83	30,33	47,38	55,00	60,84	56,50	79,60	58,00
0,43	8,19	30,69	49,58	55,00	63,67	56,50	83,31	58,00
0,42	8,39	30,89	50,76	55,00	65,18	56,50	85,29	58,00

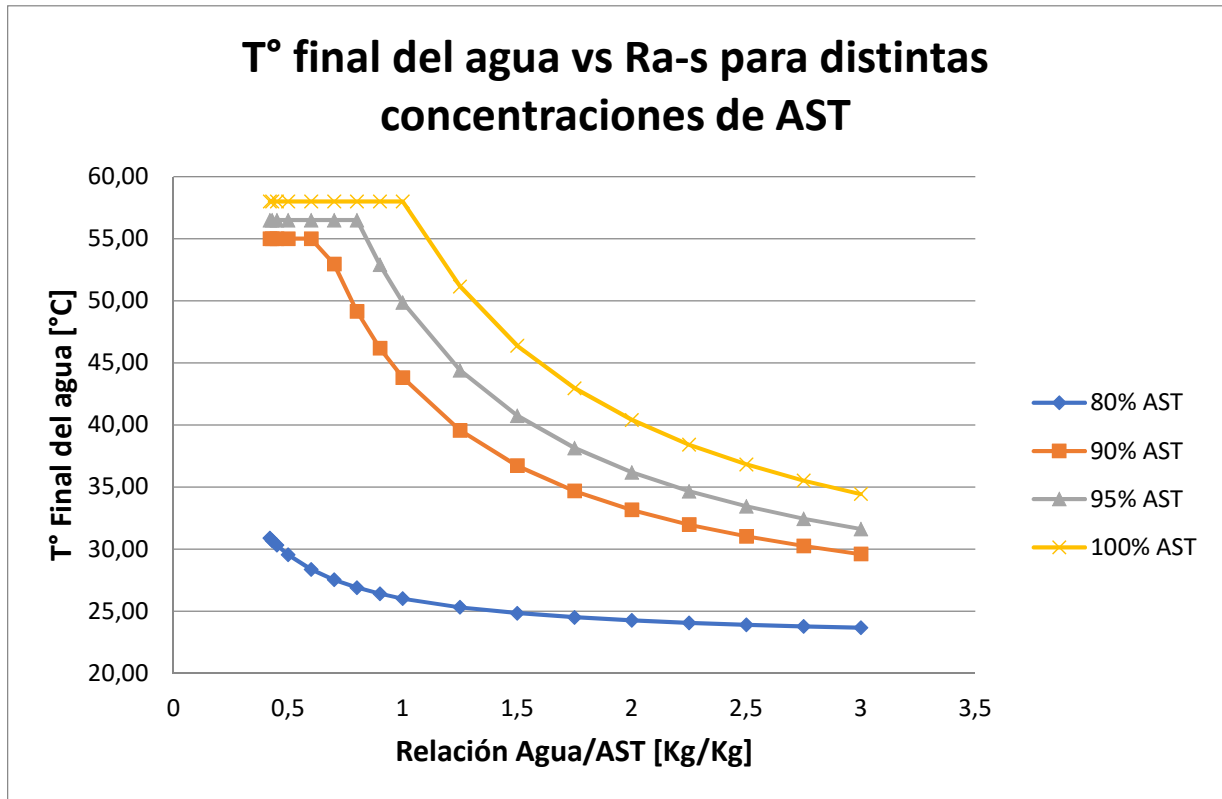


Figura 3.11: Temperatura final del agua para distintas concentraciones de AST

Observando la tabla anterior es posible determinar que la relación Agua/AST para lograr que el agua llegue a la temperatura de cambio de fase aumenta junto con la concentración. Así para 100% AST una $Ra-s = 1$ (1Kg de Agua por Kg de AST) es suficiente para obtener agua a 58°C.

Cálculo del calor disponible para diversas concentraciones de AST en agua

Partiendo del estado metaestable a temperatura ambiente, cuando inicie la nucleación, el calor a liberar será el calor latente de la solución $Q_L = m C_L$

Para alcanzar la zona de estabilización de temperatura (T° de fusión) será necesario que la solución consuma parte de ese calor liberado, este calor sensible es $Q_{\text{sensible}} = m C_{\text{solución}} \Delta T$

La diferencia entre estos calores será la cantidad de calor que puedo transferir al agua sin que disminuya la temperatura del acetato por debajo de la temperatura de cambio de fase.

$$\text{Calor disponible} = Q_D = Q_L - Q_{\text{sensible}} = m (C_L - C_{\text{solución}} \Delta T)$$

Si observamos la tabla de propiedades de las soluciones de acetato de sodio trihidratado y consideramos una temperatura inicial de la solución de 23 °C obtendremos los siguientes calores disponibles en función del porcentaje en masa de AST.

Tabla 3.5: Calores disponibles para distintas concentraciones de AST

% AST en peso	Q _L [KJ/Kg]	T° cambio fase [°C]	Q _{Sensible} (Partiendo de T° = 23 °C) [Kcal/Kg]	Q _D [Kcal/Kg]
100%	260	58	105	155
95%	220	56,5	100,5	119,5
90%	190	55	96	94
80%	100	50	81	19

Con este calor al cual llamaremos “calor disponible” es posible calcular el máximo ΔT del agua que puedo obtener sin que la solución de acetato de sodio disminuya su temperatura por debajo de la temperatura de cambio de fase. (Se suponen iguales las masas de agua y solución)

$$C_{\text{agua}} \Delta T = Q_D \rightarrow \Delta T = Q_D / C_{\text{agua}} \rightarrow \Delta T = Q_D / 4,186 \text{ (KJ/Kg}^\circ\text{C)}$$

Tabla 3.6: Máxima temperatura alcanzada para diferentes concentraciones de AST

% AST en peso	ΔT agua [°C]	T° final del agua antes de que comience a bajar la T° de la solución [°C]
100 %	37	58
95 %	28,5	51,5
90 %	22,5	45,5
80 %	4,5	27,5

Evaluación de los sistemas de almacenamiento de calor

Parámetros

El almacenamiento térmico ya sea en forma de calor sensible o latente presenta una serie de parámetros que deben evaluarse a fin de determinar su aptitud. Estos parámetros son:

- Nivel térmico deseado. Este comprende el nivel térmico de la fuente de energía, de los ulteriores intercambios y del fin último es decir el nivel de temperatura de trabajo en el generador de la máquina de absorción.
- Propiedades térmicas de las sustancias involucradas. En particular:
 - Calor específico.
 - Calor de fusión (para el almacenamiento de calor latente).
 - Coeficiente de conductividad térmica.
 - Estabilidad térmica.
 - Coeficiente de dilatación volumétrica.
- Características prácticas. Entre las cuales se encuentran:
 - Precio.
 - Densidad.
 - Corrosión.
 - Viscosidad, para el transporte.
 - Peligro de incendio, explosión, toxicidad y daño ambiental.
- Intercambios térmicos. La introducción y extracción de calor debe ser lo más rápida posible, La energía debe almacenarse y cederse siguiendo un caudal determinado. Las sustancias con un calor específico o latente elevado pueden tener una baja conductibilidad térmica, lo cual implica una superficie de intercambio elevada con el consiguiente aumento de costos.
- Aislamiento térmico: No basta con almacenar la sustancia a un estado y temperatura dados, sino que es necesario también conservar el cuerpo en un estado determinado y a una temperatura tan elevada como sea posible durante un determinado tiempo. Es entonces indispensable realizar un aislamiento de la superficie de almacenamiento, con el menor volumen y costo posibles a fines de no perder el nivel térmico alcanzado.

Teniendo estos parámetros de evaluación en cuenta, se pasa a revisar la aptitud del almacenamiento de agua caliente y de acetato de sodio trihidratado.

Nivel térmico deseado y cálculo del caudal de agua de calentamiento necesario

El ingreso de solución débil X_1 al generador se produce a una temperatura de diseño de $69,46^\circ\text{C}$, esta temperatura corresponde a la alcanzada a la salida del intercambiador de la solución, y fluctuará poco dependiendo de la temperatura máxima alcanzada en el generador. A la solución en el punto 3 deberá entregársele calor sensible hasta que llegue a los $77,14^\circ\text{C}$ punto a partir del cual comienza a destilarse vapor de agua, es decir a producirse el refrigerante.

El equipo de absorción fue diseñado para trabajar a una temperatura máxima del generador de $85,67^\circ\text{C}$. Si la solución en el generador se calienta a temperaturas superiores se desprenderá mayor cantidad de vapor de agua con lo cual aumentará el poder frigorífico Q_{ref} de la instalación. En el caso de que la temperatura sea inferior, al valor de diseño, el poder frigorífico descenderá, llegando a ser nulo cuando la temperatura de la solución en el generador no sobrepase los $77,14^\circ\text{C}$. En dicho caso las concentraciones X_1 y X_4 se igualan.

Para que la temperatura de la solución en el generador llegue a los $85,67^\circ\text{C}$ el agua de calentamiento deberá ingresar a una temperatura superior.

Si consideramos que el intercambio de calor en el generador se puede modelizar como un intercambiador de calor a contracorriente se puede calcular la diferencia de temperatura media logarítmica asumiendo la temperatura de entrada del agua caliente a 90°C y la salida a 75°C .

$$\Delta \bar{T} = \left(\frac{(T_{agua.in} - T_{sol.out}) - (T_{agua.out} - T_{sol.in})}{\ln \left(\frac{T_{agua.in} - T_{sol.out}}{T_{agua.out} - T_{sol.in}} \right)} \right) \quad (3.1)$$

$$\Delta \bar{T} = \left(\frac{(90 - 85,67) - (75 - 69,46)}{\ln \left(\frac{90 - 85,67}{75 - 69,46} \right)} \right) = 4,91$$

Y como $Q_{gen} = UA \cdot \Delta \bar{T}$

$$UA = 4,41\text{KW} / 4,91^\circ\text{C} = 898 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

El salto térmico del agua de calentamiento es 15°C. Este salto térmico permite calcular el caudal de agua necesario para obtener el flujo de calor $Q_{gen} = 4,11 \text{ KW}$

$$Q_{gen} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T_{agua}$$

$$\dot{m} = \frac{4,11 \text{ KW}}{4,2 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 15^\circ\text{C}} = 0,0652 \text{ Kg/s} = 234 \text{ Kg/h}$$

Propiedades térmicas y características prácticas de las sustancias involucradas

A continuación puede observarse una tabla comparativa con los valores de las propiedades térmicas del acetato de sodio trihidratado y el agua.

Tabla 3.7: Propiedades del AST en agua

	Agua (75°C)	100% AST a 58°C	
		Sólido	Líquido
Calor específico [J/Kg °K]	4190	2790	3000
Calor latente [KJ/Kg]	N/A	260	260
Conductividad Térmica [W/m°K]	0,671	0,7	0,4
Densidad [Kg/m³]	974,9	1450	1280

Podemos observar que el AST tiene menor calor específico que el agua, pero una mayor densidad. Si multiplicamos densidad por calor específico se obtiene el calor que se almacena por unidad de volumen y cada unidad de temperatura. Esto se denomina capacidad calorífica volumétrica.

Para el agua a 75°C la capacidad calorífica volumétrica es 4084,83 KJ/m³ °K mientras que para el AST en estado líquido 3840 KJ/m³ °K, ambos valores se aproximan, pero el AST líquido cuando llega a los 58°C comienza a solidificar entregando otros 260KJ/Kg y considerando el volumen de líquido inicial esto implicaría un adicional de 332.800KJ/m³ esto no se puede considerar capacidad calorífica volumétrica ya que el cambio de fase se produce a temperatura constante.

Si consideramos una unidad de almacenamiento de 1m^3 de agua que se encuentra a la temperatura de diseño para el agua de calentamiento del generador, es decir 90°C . La cantidad de calor liberado por la unidad para llegar hasta los 58°C es:

- Para el agua: $Q_{\text{liberado}} = m C_p \Delta T$

$$= 1000 \text{ Kg } 4,2 \text{ KJ / Kg } ^\circ\text{C } 32 ^\circ\text{C}$$

$$= 134.400 \text{ KJ}$$
- Para el AST: $Q_{\text{liberado}} = m C_p \Delta T + m Q_L$

$$= 1280 \text{ Kg } 3 \text{ KJ / Kg } ^\circ\text{C } 32 ^\circ\text{C} + 1280 \text{ Kg } 260 \text{ KJ/Kg}$$

$$= 122.880 \text{ KJ} + 332.800 \text{ KJ}$$

$$= 455680 \text{ KJ}$$

Esto demuestra que el AST almacena 3,4 veces más calor por unidad de volumen hasta los 58°C partiendo desde 90°C .

Selección del tipo de almacenamiento

Si se hiciera circular agua por un intercambiador ideal de longitud infinita rodeado de AST en cambio de fase, el agua alcanzaría 58°C . Luego esta corriente de agua debería recibir calor adicional hasta llegar a 90°C para luego si, circular por el intercambiador de calor en el generador. El caudal de agua de calentamiento a circular por el generador es 234 Kg/h y por lo tanto el flujo de calor adicional para llevar este caudal a 90°C deberá ser:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T = 234 \text{ Kg/h } 4,2\text{KJ/Kg } ^\circ\text{C } (90-58)^\circ\text{C} = 31449,6 \text{ KJ/h} = 8,736 \text{ KW}$$

Esto puede realizarse haciendo circular el agua a 58°C por los colectores antes de pasar por el generador (Si el nivel de radiación solar lo permitiese) o bien circularla por un intercambiador en contacto con gases de combustión de un quemador. Entonces el intercambiador de la solución de AST estaría actuando como un precalentador.

La ventaja de este precalentador es que disminuye considerablemente el volumen de almacenamiento para energía de bajo nivel. Pero la cantidad de calor a adicionar en este caso lo torna antieconómico. Los $8,736 \text{ KW}$ requeridos son prácticamente el doble de lo requerido en el generador.

Resulta entonces descartada la propuesta de un almacenamiento con AST. Este medio de almacenamiento puede resultar adecuado para sistemas de refrigeración condensados por agua en donde la temperatura de generación disminuye considerablemente. También resulta útil para aplicaciones de calentamiento de agua sanitaria o para calefacción. En el caso del calentamiento de agua sanitaria también podría resultar útil la propiedad de subenfriamiento del AST permitiendo almacenamientos de tiempo prolongado.

Por lo tanto se utilizará el tradicional almacenamiento de energía térmica a través de calor sensible, resta determinar si se incorporará un suministro de calor adicional en forma de quemador o resistencias eléctricas.

La opción de incorporar un suministro de energía alternativo está vinculada a la cantidad de energía a entregar al generador. Si el generador requiere un caudal de fluido calotransportador elevado entonces, para lograr una autonomía del equipo de refrigeración de varias horas se requeriría de un gran volumen de fluido a almacenar. A su vez si el tanque de almacenamiento tiene un gran volumen se requeriría de una gran cantidad de colectores para lograr aumentar la temperatura del mismo en un tiempo adecuado. A todo esto hay que agregar el costo y el espacio que necesitan un tanque de gran volumen, ambos relacionados a los propósitos del proyecto: “que sea económico” y “que pueda adaptarse a las edificaciones”.

En el dimensionamiento del generador se establece que se empleará un caudal de 311Kg/h de etilenglicol a 99°C para hacer funcionar el generador.

Por lo tanto si se considera un tanque con una capacidad de 500 l el cual es posible conseguir en el mercado, la autonomía será de 1 hora 36 minutos. Este tiempo no es suficiente para pasar una noche completa de funcionamiento por lo que se deberá recurrir a un suministro alternativo.

4. Dimensionamiento

Condensador

El condensador recibe vapor saturado seco procedente del generador a una presión de trabajo igual a 10 KPa, presión a la cual la temperatura es 45°C. El fluido de enfriamiento es aire ambiental, el cual para la región de Rosario durante el verano puede llegar a 40°C. A los fines prácticos se tomará como temperatura ambiental 38°C ya que la temperatura ambiente para la zona solo supera los 38°C unos pocos días al año y de hacerlo se mantiene por arriba de ese valor en un margen horario estrecho.

El intercambiador de calor empleado es comúnmente denominado aerofriador y consta de un número determinado de filas de tubos aletados por los cuales circula el vapor de agua. Uno o más ventiladores impulsan una corriente transversal de aire que circula de abajo hacia arriba atravesando los tubos aletados. La nomenclatura utilizada para describir la geometría del equipo es la utilizada por (Cao, 2012).

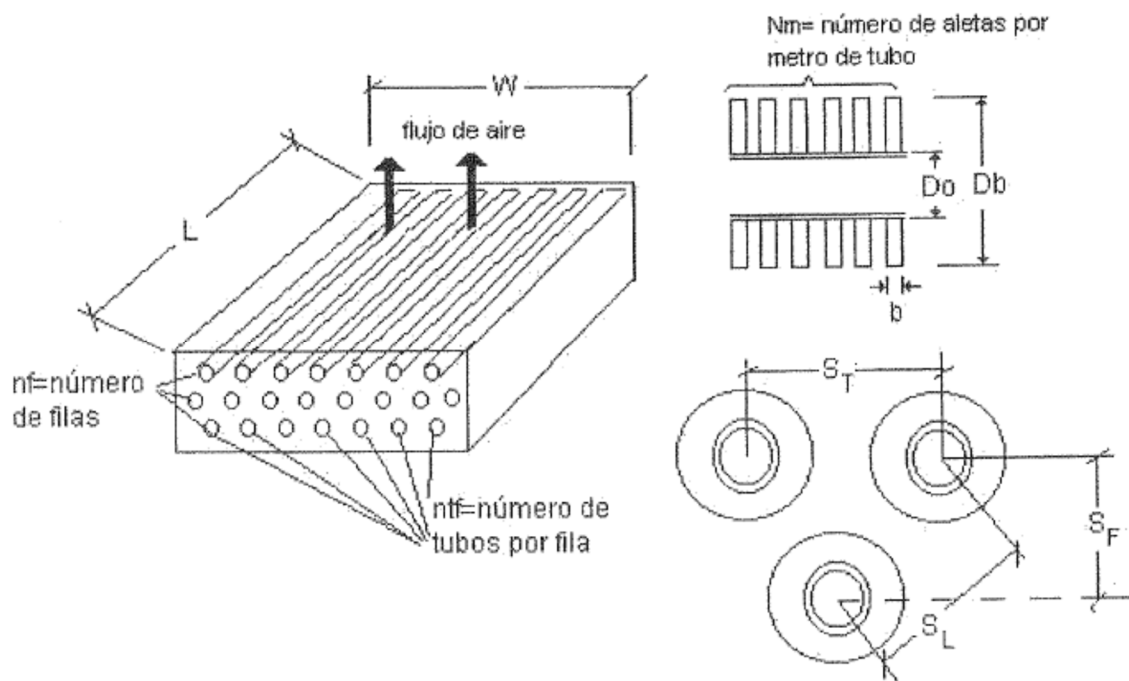


Figura 4.1: Dimensiones de un aerofriador [4]

La ecuación general de transferencia de calor en los intercambiadores es la siguiente

$$Q = UA \Delta T \quad (4.1)$$

En esta ecuación U es el llamado coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de la superficie de transferencia y ΔT es una temperatura representativa del salto térmico entre el fluido caliente y el frío.

Al aplicar la ecuación general de transferencia de calor hay que analizar cada uno de los términos debido a las particularidades que presentan la configuración de flujo transversal, el uso de superficies extendidas y la condensación del agua en el interior de los tubos.

El área A , empleada en la ecuación general, es aquella basada en la superficie de los tubos lisos y se calcula con la siguiente ecuación:

$$A = A_0 L N \quad (4.2)$$

En donde:

A_0 es la superficie de tubo liso por metro de longitud de tubo = πD_o (Diámetro exterior del tubo).

L la longitud de cada tubo.

N el número total de tubos.

La diferencia de temperatura representativa ΔT es la temperatura media logarítmica ΔT_m

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}\right)} = \frac{T_i - T_o}{\ln\left(\frac{T_{cond} - T_o}{T_{cond} - T_i}\right)} \quad (4.3)$$

Siendo T_i y T_o las temperaturas de ingreso y egreso del aire respectivamente y T_{cond} la temperatura de condensación.

Cálculo preliminar del condensador.

Se propone un diseño preliminar adoptando un coeficiente global de transferencia de calor, una velocidad frontal del aire y un número de filas de tubos basándose en valores típicos para distintas aplicaciones propuestos en tablas. Luego se verifica la capacidad de transferencia de calor calculando los coeficientes de transferencia y en función de los resultados de la verificación se modifica el diseño preliminar .

El número de filas de tubos está asociado a la aproximación de temperaturas entre el aire y el agua. Se define un parámetro Z.

$$Z = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \quad (4.4)$$

T_1 y T_2 son las temperaturas de ingreso y egreso del agua respectivamente. t_1 es la temperatura de ingreso del aire, es decir la temperatura ambiente.

Dado que un condensador tiene un $Z = 0$ debe construirse de poca profundidad, típicamente no más de 4 filas.

La velocidad frontal del aire definida como:

$$V_F = \frac{W_C}{\rho_A \cdot W \cdot L} \quad (4.5)$$

Está relacionada con el número de filas, ya que si el número de filas es alto, no se puede emplear velocidades frontales elevadas debido a que se producirían pérdidas de carga excesivas. Escogiendo un diseño con 1 fila la velocidad frontal puede ser 3,5 m/s.

Los valores típicos del coeficiente de transferencia de calor en aerofriadores donde se condensa vapor de agua oscilan entre 800 y 1200 W/m²·K. Se escoge un valor intermedio 1000 W/m²·K.

Se adopta una temperatura de salida del aire teniendo en cuenta que esta no puede ser superior a la temperatura de condensación (45°C) y a su vez debe ser mayor que la temperatura ambiental (T_1), la cual en la peor condición será de 38°C. La temperatura adoptada es $T_2 = 40^\circ\text{C}$.

Con la temperatura adoptada se procede a calcular el caudal másico de aire

$$W_C = \frac{Q}{C_{p_{\text{Aire}}} (t_2 - t_1)} = \frac{3,58 \text{ KW}}{1,012 \text{ KJ} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1} (40 - 38)^\circ\text{C}} = 1,77 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Se calcula el área frontal $a_f = (W \times L)$ aplicando la siguiente ecuación

$$a_f = \frac{W_C}{\rho_a \cdot V_f} = \frac{1,77 \text{ Kg} \cdot \text{s}^{-1}}{1,2 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} = 0,5 \text{ m}^2$$

Se elije un ancho (W) y se calcula el largo (L)

$$W = 0,7m \Rightarrow L = 0,75m$$

Se calcula la diferencia de temperatura media logarítmica (DTML) (ver Ecuación (4.3))

$$DTML = \frac{(T - t_2) - (T - t_1)}{\ln\left(\frac{T - t_2}{T - t_1}\right)} = \frac{(45 - 40) - (45 - 38)}{\ln\left(\frac{45 - 40}{45 - 38}\right)} = 6^\circ C$$

Con ese valor se puede calcular el área de tubo liso requerida para la transferencia de calor

$$A = \frac{Q}{U \cdot DTML} = \frac{3,58KW}{1000W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ K^{-1} \cdot 6^\circ K} = 0,596m^2$$

Con lo cual se puede obtener el número de tubos requeridos, para ello resulta necesario seleccionar un diámetro de tubo.

El diámetro del tubo deberá escogerse teniendo en cuenta la pérdida de carga del refrigerante, esta no puede ser muy elevada ya que disminuiría la temperatura de condensación con la consiguiente pérdida de rendimiento del equipo. Una pérdida del 10% en la presión del refrigerante lleva la temperatura de condensación hasta los 42°C. Adicionalmente debe tenerse en cuenta que aumentar demasiado el diámetro del tubo disminuiría el número de Reynolds y esto afecta negativamente la transferencia de calor del intercambiador además de aumentar el costo del equipo.

Es difícil predecir la caída de presión en el interior de los tubos de condensadores ya que están presentes dos fases y la velocidad de la masa de vapor cambia a lo largo del condensador debido a la disminución de la sección causada por la acumulación de condensado.

En la práctica se calcula la pérdida de carga utilizando los métodos para fases simples y se aplica un factor que permita corregir las desviaciones causadas por los factores antes expuestos. Para condensación total Frank (Kreith & Bohn, 2001) sugiere tomar la caída de presión como 40% del valor basado en las condiciones de entrada del vapor, mientras que Kern propone un 50%

Para calcular la pérdida de carga en el interior de los tubos se emplea la fórmula de Darcy-Weisbach.

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (4.6)$$

El factor de fricción de dicha fórmula se calcula con la ecuación de Swamee-Jain.

$$f_{sj} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon / D}{3,71} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (4.7)$$

Las características del fluido requeridas en estas ecuaciones son aquellas correspondientes al ingreso al condensador.

Los tubos aletados para condensadores pueden construirse de cobre o aluminio, se escoge cobre por su superior conductividad térmica y fácil soldabilidad. La rugosidad absoluta para el cobre se toma como $\varepsilon = 0,0015$ mm.

La norma ASTM B-88 es utilizada en la fabricación de tubos de cobre para calefacción y refrigeración, esta norma determina las dimensiones normalizadas las cuales se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 4.1: Características de los tubos de cobre comerciales

Tubos de cobre Tipo L (según ASTM B-88)					
Diámetro Nominal PULG	Diámetro Exterior PULG	Diámetro Exterior MM	Espesor Pared PULG	Espesor Pared MM	Peso Kg / m
1/4	3/8	9,52	0,035	0,81	0,199
3/8	1/2	12,70	0,035	0,89	0,295
1/2	5/8	15,87	0,04	1,02	0,424
5/8	3/4	19,05	0,042	1,07	0,539
3/4	7/8	22,22	0,045	1,14	0,677
1	1 1/8	28,57	0,05	1,27	0,975
1 1/4	1 3/8	34,92	0,055	1,40	1,316

Cambiando el diámetro interior de la tubería en la hoja de cálculo se determina la pérdida de carga por metro de longitud de tubo y el número de Reynolds para cada diámetro. Los resultados se exponen a continuación.

Tabla 4.2: Cálculo de pérdida de carga y Reynolds

Diámetro Nominal [PULG]	Diámetro interior [mm]	Reynolds	Pérdida de Carga al ingreso [Pa/m]	Pérdida de Carga según Kern [Pa/m]
1/4	8,71	21980	13028	6514
3/8	11,81	16210	3048	1524
1/2	14,85	12892	1026	513
5/8	17,98	10648	414	207
3/4	21,08	9082	195	97,5
1	27,3	7013	57,6	28,8
1 1/4	33,52	5700	21,7	10,8

Observando los valores de la tabla se selecciona el menor diámetro que mejor se ajusta al requerimiento de baja caída de presión y elevado número de Reynolds y se calcula el número de tubos requeridos. Se selecciona el diámetro nominal 3/4”.

$$N = \frac{A}{\pi \cdot Do \cdot L} = \frac{0,596m^2}{\pi \cdot 0,02222m \cdot 0,75m} = 10,04$$

Hacen falta 10 tubos los cuales se dispondrán en una sola fila

Entonces la pérdida de carga estimada sería 0,8 KPa considerando un 10% de pérdida de carga en los cambios de dirección.

Cálculo detallado del condensador.

Como en el cálculo preliminar se partió de una estimación del coeficiente global de transferencia de calor para poder determinar el área y número de tubos, deberá ahora calcularse el valor de dicho coeficiente y contrastarlo con el valor supuesto.

El coeficiente global puede calcularse a partir de los valores de los coeficientes de transferencia individuales del lado externo y del lado interno de los tubos.

Del lado externo tenemos aire atmosférico en flujo transversal y del lado interno de los tubos tenemos vapor de agua saturado que se va condensando.

El coeficiente global U, adopta la siguiente forma

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h'_{fo}} + \frac{1}{h_{io}} + R_{fio} \quad (4.8)$$

Siendo:

h'_{fo} el coeficiente pelicular del lado externo, referido al área externa.

h_{io} el coeficiente pelicular del lado interno referido al área externa.

R_{fio} la resistencia de ensuciamiento del lado interno.

Como puede verse hay que calcular los coeficientes peliculares tanto del lado externo (aire) como del lado interno (agua).

▪ **Coeficiente pelicular del lado externo (Aire)**

La magnitud del coeficiente pelicular del lado externo (h'_{fo}) puede calcularse a través de la siguiente ecuación:

$$h'_{fo} = h'_{f(A_D + \Omega \cdot A_f)} / A_0 \quad (4.9)$$

En donde:

- h'_{f} es el coeficiente pelicular local, del lado del aire, para la superficie de tubos y aletas pero sin tener en cuenta la diferencia de eficiencia entre la pared del tubo y la de las aletas. No se tiene en cuenta la resistencia de ensuciamiento ya que se considera que el aire es un fluido limpio.
- A_D es la superficie de tubo desnudo por metro de tubo. $A_D = A_0(1 - b \cdot Nm)$, donde b es el espesor de la aleta y Nm es el número de aletas por metro.
- Ω es la eficiencia de las aletas
- A_f es la superficie de aletas por metro de tubo. $A_f = 2 \cdot \pi \cdot Nm \cdot \frac{(Db^2 - D_0^2)}{4} \quad (4.10)$

Como puede observarse el coeficiente pelicular del lado externo se basa en el coeficiente pelicular local con una modificación para tener en cuenta la eficiencia de las aletas Ω , la cual depende de la geometría y del parámetro $(b \cdot h'_{f}/k)^{1/2}$ Siendo k la conductibilidad térmica de las aletas. La Figura 4.2 permite obtener de forma rápida la eficiencia de las aletas circulares, las cuales son las más utilizadas. Las expresiones matemáticas para las curvas se muestran a continuación.

$$\Omega = \frac{\tanh(m \cdot Y)}{m \cdot Y} \quad m = \sqrt{\frac{2 \cdot h' f}{k f \cdot b}} \quad Y = \left(H + \frac{b}{2} \right) \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{D_b}{D_0} \right) \quad H = \frac{D_b - D_0}{2}$$

Se puede observar que para calcular la eficiencia es necesario determinar el coeficiente pelicular local ($h'f$).

$H'f$ puede calcularse a través del análisis dimensional empleando una correlación que vincule los parámetros adimensionales de Nusselt, Reynolds y Prandtl ($Nu = C Re^m Pr^n$) (4.11)

La siguiente correlación es propuesta por Kern:

$$\frac{h'f \cdot De}{k} = 0,0959 \cdot (Re)^{0,718} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.12)$$

En la anterior ecuación:

- De es el diámetro equivalente para la transmisión de calor definido como

$$De = \frac{2(A_f + A_D)}{\pi(PP)} \quad (4.13) \quad PP = \text{Perímetro Proyectado} = 2 \cdot (Db - Do) \cdot Nm + 2 \cdot (1 - b \cdot Nm)$$

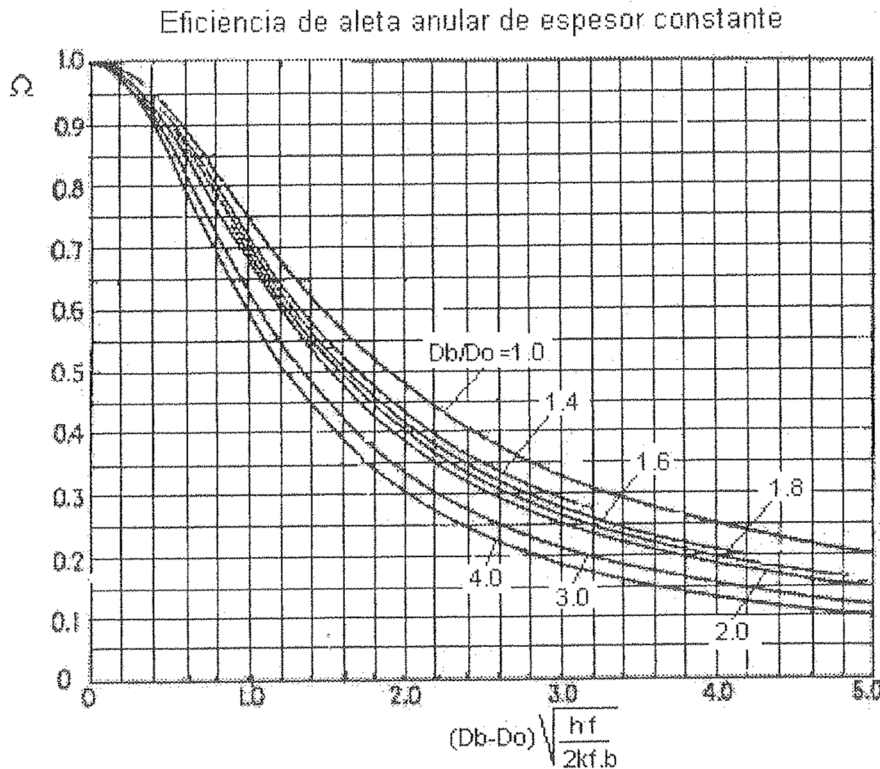


Figura 4.2: Eficiencia de la aleta anular de espesor constante [4]

- Re es el número de Reynolds el cual se obtiene de la siguiente expresión

$$Re = \frac{De \cdot Gs}{\mu} = \frac{De \cdot Wc}{As \cdot \mu} \quad (4.14)$$

Siendo Wc el caudal de aire, As el área de flujo la cual se calcula restando al área del mazo (W.L) el área proyectada bloqueada por los tubos es decir

$$As = W \cdot L - ntf \cdot L \cdot (Do + Nm \cdot (D_b - D_o) \cdot b) \quad (4.15)$$

- Pr es el número de Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \mu}{K} \quad (4.16)$$

- **Coeficiente pelicular del lado interno (Agua)**

En el interior de los tubos el vapor saturado sede calor produciéndose condensado, el cual se deposita en el interior del tubo formando una película que dificulta la transferencia de calor. Para poder determinar el coeficiente de transferencia de calor teniendo en cuenta el efecto da la película de condensado se emplea la siguiente correlación:

$$h_i = 0,761 \left(\frac{K_L^3 \cdot \rho_L \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot g}{\mu_L \cdot G''} \right)^{1/3} \quad (4.17)$$

Los subíndices L y V denotan las fases líquido y vapor respectivamente.

G'' es el cuadal másico por unidad de longitud de tubo horizontal [Kg/s.m]

$$G'' = \frac{W_m}{N \cdot L} \quad (4.18)$$

En donde Wm es el caudal másico del condensador, N el número total de tubos y L la longitud de los mismos.

Siguiendo el razonamiento expuesto se realiza una hoja de cálculo con la cual se obtiene el valor de los coeficientes peliculares y a través de estos el coeficiente de transferencia global

(U) Los datos empleados en la hoja de cálculo son los siguientes:

Tabla 4.3: Cálculo del condensador

Dimensiones del condensador	
Do [m]	0,02222
Db [m]	0,055
Di [m]	0,02108
Nm [Aletas/m]	433
b [m]	0,001
Nf	1
ntf (1er fila)	10
N (n° de tubos)	10
w [m]	0,7
L [m]	0,75
Wm [Kg/s]	0,0015036

Aire Ambiente	
T° [°C]	38
T° [°K]	313,15
P [Atm]	1
Cp [J/Kg°K]	1011
μ [cp]	0,0209
ρ [Kg/m³]	1,129
Vf [m/s]	3,5
K [W/m°K]	0,0267

Agua saturada	
μL [Pa.s]	0,00056
ρL [Kg/m³]	989
ρv [Kg/m³]	0,071
KL [W/m°K]	0,646

El cálculo del coeficiente de transferencia global arroja 1397 W/m²°K frente a los 1000 W/m²°K supuestos inicialmente. Esto indica que hay un exceso del área frontal.

Disminuir el área frontal ($A_f = W \times L$) trae aparejado un aumento en el Reynolds del aire con la consiguiente pérdida de carga y aumento de la potencia del ventilador. Al disminuir el ancho (W) el área de transferencia (A) permanece constante a la vez que aumenta el coeficiente de transferencia global (U) ya que el coeficiente pelicular del aire se incrementa (el coeficiente pelicular depende de $Re^{0,718}$) esto trae aparejado un incremento del flujo de calor ($Q = UA\Delta T$). Por otro lado disminuir el largo de los tubos tiene un menor efecto en la pérdida de carga y por ende en el incremento del coeficiente de transferencia ya que el área frontal disminuye menos al cambiar la dimensión mayor y adicionalmente el área de flujo disminuye mucho menos que al modificar el ancho, pero al acortar la longitud de los tubos el área de transferencia disminuye con el consiguiente descenso en la cantidad de calor intercambiado.

El flujo de calor bajo las condiciones inicialmente supuestas es 4,47 KW disminuyendo la longitud de los tubos a 0,7m el flujo de calor desciende a 4,12 KW lo cual sigue siendo mayor a los 3,58 KW necesarios.

Otra opción es eliminar un tubo con lo cual el calor transferido pasa de 4,47 KW a 3,76 KW algo más cercano a los 3,58KW necesarios.

La combinación de reducción de longitud y eliminar un tubo no es posible ya que el calor transferido es menor al requerido

Se opta por conservar el ancho y disminuir el número de tubos a 9

Cálculo de la potencia del ventilador

Para determinar la potencia necesaria del ventilador es necesario empezar calculando la caída de presión del aire a través de los tubos aletados, la cual se puede calcular con la siguiente fórmula (Cao, 2012).

$$\Delta P = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot L_p}{2 \cdot \rho \cdot D'e} \cdot \left(\frac{D'e}{S_T} \right)^{0,4} \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{0,6} \quad (4.19)$$

Siendo:

- f el factor de fricción.
- G_s es el mismo utilizado en el cálculo del coeficiente pelicular
- L_p la longitud de la trayectoria del aire a través del mazo de tubos = $(nf-1) \cdot S_F$
- S_F , S_L , S_T las distancias entre tubos (Ver figura)
- $D'e$ es el diámetro equivalente de fricción, definido como:

$$D'e = \frac{4 \cdot VLN}{L \cdot ntf \cdot (Af + Ad)} \quad (4.20)$$

En donde VLN es el Volumen Libre Neto definido como volumen entre los planos centrales de dos filas de tubos menos la parte de ese volumen ocupado por las aletas y los tubos, es decir:

$$VLN = W \cdot L \cdot S_F - ntf \cdot \pi \cdot \frac{Do^2}{4} \cdot L - Nm \cdot ntf \cdot L \cdot \pi \left(\frac{Db^2 - Do^2}{4} \right) \cdot b \quad (4.21)$$

El factor de fricción se obtiene en función del número de Reynolds utilizando el diámetro equivalente de fricción ($D'e$) (ver Ecuación (4.20)).

$$Re'_s = \frac{D'e \cdot G_s}{\mu} = \frac{D'e \cdot Wc}{As \cdot \mu} \quad (4.22)$$

Y la correlación es

$$f = 1,276 \cdot Re'_s^{-0,14} \quad (4.23)$$

Luego, con la caída de presión calculada es posible determinar la potencia del ventilador empleado la siguiente ecuación:

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Caudal Volumétrico en el ventilador} \times \text{Presión Desarrollada}}{\text{Eficiencia Ventilador} \times \text{Eficiencia Motor}} \quad (4.24)$$

El caudal volumétrico en el ventilador es el caudal másico (W_c) dividido la densidad del aire en el ventilador (ρ_{fan})

$$\text{Caudal Volumétrico en el Ventilador} = \frac{W_c}{\rho_{fan}} = W_c \cdot \frac{R \cdot T}{M_a \cdot p} = 1,837 \text{ m}^3/\text{s}$$

La presión desarrollada es la suma de la altura de velocidad y la caída de presión a través del haz

$$\text{Presión desarrollada} = \frac{\rho_{fan} \cdot V_{fan}^2}{2} + \Delta P \quad (4.25)$$

La velocidad del ventilador depende del diámetro de ventilador que se haya adoptado

Adoptando un diámetro de 0,7m

$$V_{fan} = \frac{W_c}{\rho_{fan} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right)} = 4,77 \text{ m/s}$$

Y siendo la caída de presión a través del haz de tubos igual a 43,205Pa

La presión desarrollada será 56Pa

Y considerando una eficiencia del ventilador de 0,75 y del motor 0,95 nos lleva a una potencia del motor igual a 145W

Si modificamos la temperatura ambiente disminuyéndola a 36°C se puede reducir la velocidad frontal hasta los 2,3m/s y seguir teniendo la misma potencia en el condensador pero con un consumo del motor de 40W

Si la temperatura ambiente disminuye a 35°C se puede disminuir la velocidad frontal hasta los 2m/s con lo cual la potencia del motor seria de solo 26W

Se puede ver el considerable efecto que tiene la temperatura ambiente en el rendimiento del condensador por lo cual se propone emplear un motor diseñado especialmente para ventiladores y que permite regular la velocidad del mismo.

Absorbedor

Es el lugar donde ocurre una operación de transferencia de masa desde la fase gaseosa a la líquida. Una operación de transferencia de masa es aquella en la cual se cambia la composición de las soluciones en ausencia de reacciones químicas. Este proceso ocurre a través de la superficie de contacto entre las fases. La velocidad a la cual ocurre la transferencia de masa depende directamente de la superficie interfacial y por lo tanto los equipos utilizados en la operación de absorción deberán garantizar la dispersión de un fluido en el otro, estableciendo una superficie de contacto desarrollada, para posibilitar un contacto íntimo entre las fases.

Algunos de los equipos comúnmente utilizados en absorción son:

- Torres de burbujeo o de platos.
- Torres rellenas o empacadas.
- De película descendente.
- De pulverización o atomización.

Torres de Burbujeo o de platos: La torre de burbujeo Figura 4.3 es un aparato con el cual una corriente de gas, en forma de pequeñas burbujas, es introducida en un líquido. Para ello se puede utilizar un simple tubo abierto a través del cual el gas llegue hasta el líquido, un tubo con varios orificios para distribuir las burbujas, o platos porosos hechos de cerámica, plástico o metales sinterizados.

La torre de platos utiliza el principio de la torre de burbujeo pero el burbujeo se realiza en forma de pasos sobre platos o charolas tal como muestra la figura anterior. El líquido entra por la parte superior y desciende por gravedad, en el camino fluye a través de cada plato y cae por un conducto al plato inferior. El gas se eleva en contracorriente por los orificios de los platos y burbujea a través del líquido para formar una espuma, se separa de la espuma y pasa al plato superior.

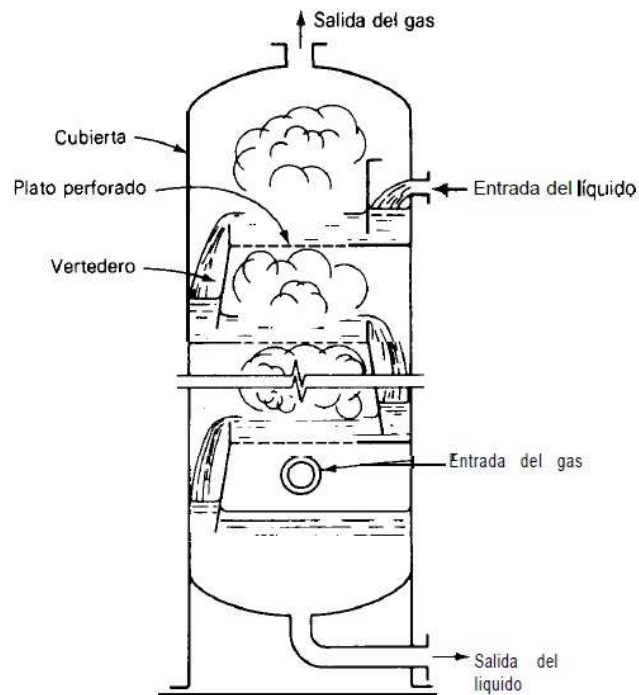


Figura 4.3: Torre de Platos [11]

Torres rellenas o empacadas: Estos absorvedores (ver Figura (4.4)) son columnas verticales que se han llenado de un empaque que proporcione una superficie interfacial grande. El líquido se distribuye sobre estos y escurre hacia abajo a través del lecho empacado de tal forma que expone una gran superficie de contacto al gas que puede fluir en contracorriente o paralelo. Son las más utilizadas por la industria.

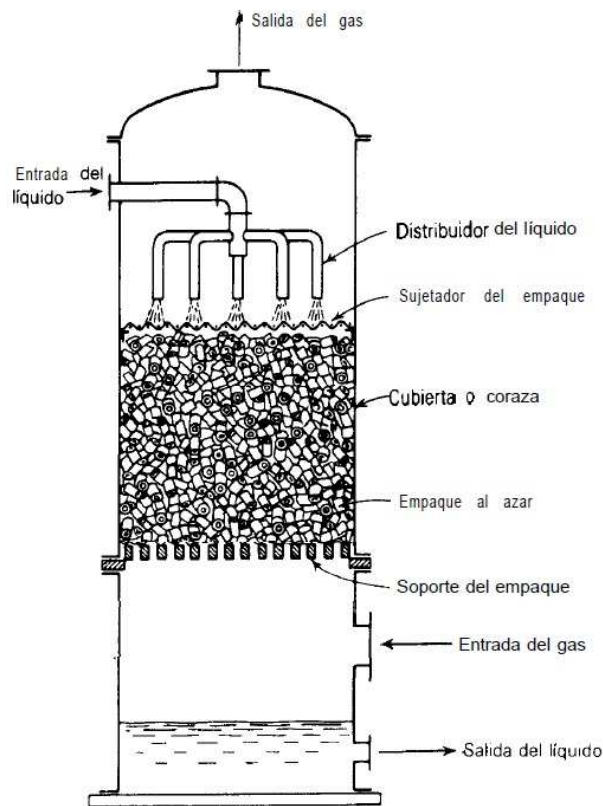


Figura 4.4: Torre empacada [11]

De película descendente: Una película delgada de líquido que desciende por el interior de un tubo vertical con el gas que fluye a contracorriente o a corriente paralela, constituye una torre de paredes mojadas. Industrialmente se han utilizado como absorbentes para ácido clorhídrico en donde la absorción va acompañada de una gran evolución de calor. En este caso la torre de paredes mojadas está rodeada por agua fría que fluye rápidamente. La caída de presión del gas en estas torres es probablemente menor que en cualquier otro aparato de contacto gas-líquido.

De pulverización: La superficie de contacto entre las fases se crea mediante el rociado de pequeñas gotas de la fase líquida sobre la fase gaseosa. El líquido se introduce a través de inyectores ubicados en la parte superior de la torre y la fase gaseosa generalmente se introduce por la parte inferior para que las fases avancen en contra corriente. Estos aparatos tienen la ventaja de una baja caída en la presión del gas, pero por otra parte tienen ciertas

desventajas. El costo del bombeo para el líquido es relativamente elevado, debido a la caída de presión a través de la boquilla atomizadora

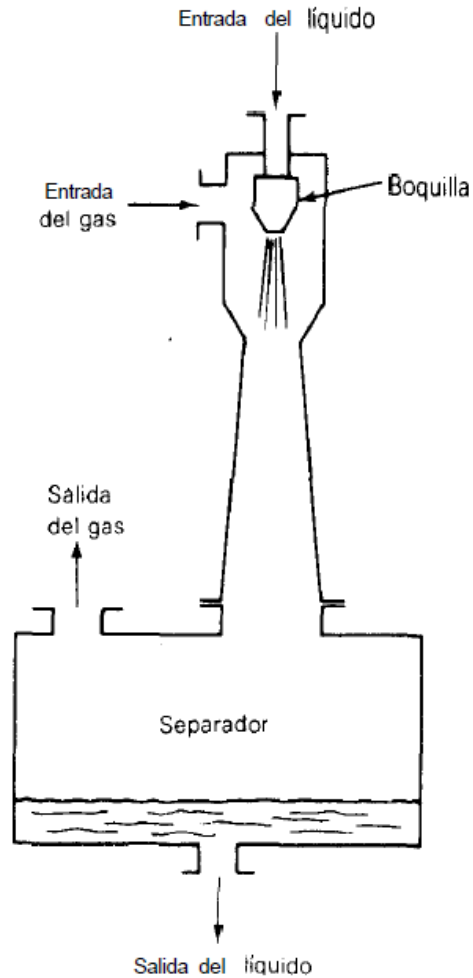


Figura 4.5: Lavador Venturi [11]

Entre los absorbedores de pulverización se encuentran los Lavadores Venturi (Figura 4.5) que son aparatos similares a eyectores, el gas se lleva hasta el cuello de un Venturi por una corriente de líquido absorbente atomizado en la sección convergente del tubo como se muestra en la siguiente figura. Este aparato se utiliza especialmente cuando el líquido tiene sólidos que podrían tapar los platos o empaques o cuando se requiere una caída de presión del gas más pequeña.

Selección del tipo de absorbedor

Habiendo descripto los diferentes tipos de absorbedores, se realizará un análisis de los mismos para determinar cuál de ellos puede ser empleado en este proyecto y cuál es el más apto.

Torres de burbujeo o de platos: No pueden ser empleados en este proyecto ya que el vapor de agua sale del evaporador a muy baja presión y la introducción de las burbujas en el líquido produce una caída de presión considerable.

Torres rellenas o empacadas: Se descarta su utilización ya que no se puede enfriar la solución en su caída a través de los empaques.

De película descendente: Un equipo de película descendente es más apropiado para un equipo de absorción condensado por agua, ya que la película de solución de bromuro de litio que desciende por los tubos puede ser refrigerada internamente con agua que a su vez es refrigerada mediante el empleo de una torre de enfriamiento, de esta forma la película no se satura y la absorción puede continuar a lo largo de toda la longitud de los tubos.

Se planteó la posibilidad de utilizar este equipo de absorción haciendo circular el agua de enfriamiento hacia un intercambiador aletado aire-agua pero esta opción se descarta ya que el enfriamiento de la solución de bromuro de litio requeriría del empleo de dos intercambiadores, uno para el enfriamiento de la solución y otro para el enfriamiento del agua, con lo cual combinando las caídas de temperaturas necesarias en ambos intercambiadores tornaría inviable el funcionamiento de la máquina de absorción cuando las temperaturas ambientales fueran altas.

Otra opción sería refrigerar los tubos internamente con aire evitando el doble intercambio de calor presente en la propuesta anterior, pero esta opción se descarta ya que se debería forzar aire por dentro de un número elevado de tubos que tendrían que estar aletados en su interior, esto llevaría a un consumo muy elevado de energía eléctrica tornando antieconómica a la máquina frigorífica.

De pulverización: En estos equipos se produce una baja caída de presión en el gas combinada con una gran superficie de contacto, igual al área de cada gota pulverizada multiplicada por la cantidad de gotas presentes en el volumen de la torre. Para poder enfriar la solución se propone hacer circular la misma a través de un intercambiador aletado enfriado por aire, empleando una bomba a la que llamaremos bomba de Spray y cuya función es

entregarle a la solución la presión suficiente para hacer circular la solución a través de los tubos del intercambiador y vencer la caída de presión en las boquillas. La solución enfriada deberá recircularse un número de veces para que cuando las gotas caigan por la torre continúen absorbiendo vapor de agua evitando que la presión aumente.

Con el análisis de los diferentes equipos de absorción realizado se opta por el empleo de un **absorbedor de pulverización refrigerado por aire**.

Diseño del absorbedor

Al absorbedor llegan 5,37 Kg/h de vapor de agua a 17 °C y 2,03 KPa proveniente del evaporador y una corriente de 87,99 Kg/h de solución concentrada de LiBr a igual presión pero con una temperatura de 52,16 °C. Esta solución fuerte deberá disminuir su concentración absorbiendo el vapor de agua, pasando de 57% a 53,78%

La solución fuerte proveniente del generador llegará a una boquilla ubicada en la parte superior de la torre, al atravesarla se producirá la atomización del líquido para producir una fina lluvia de pequeñas gotas que entrará en contacto con el vapor de agua que ingresa por la parte inferior de la torre. Al estar los dos fluidos en contacto, el vapor de agua difundirá hacia la solución de bromuro de litio, sustancia que tiene una gran afinidad por el agua. En el proceso de absorción el vapor de agua pasa a formar parte de la solución líquida y por lo tanto deberá perder calor latente. El calor que se produce aumenta la temperatura de la solución de bromuro de litio, este calor debe liberarse para que más vapor pueda ser absorbido. La forma de eliminar calor es hacer circular la solución de bromuro de litio por unos tubos aletados enfriados por un flujo de aire ambiental. Pero para que la solución en el fondo de la torre de absorción pueda atravesar los tubos una bomba llamada “bomba de spray” elevará la presión lo suficiente para compensar la pérdida de carga que se produce en el interior del intercambiador y en la boquilla de pulverización.

En la Figura 4.7 puede verse el esquema del circuito completo de la solución acuosa de bromuro de litio.

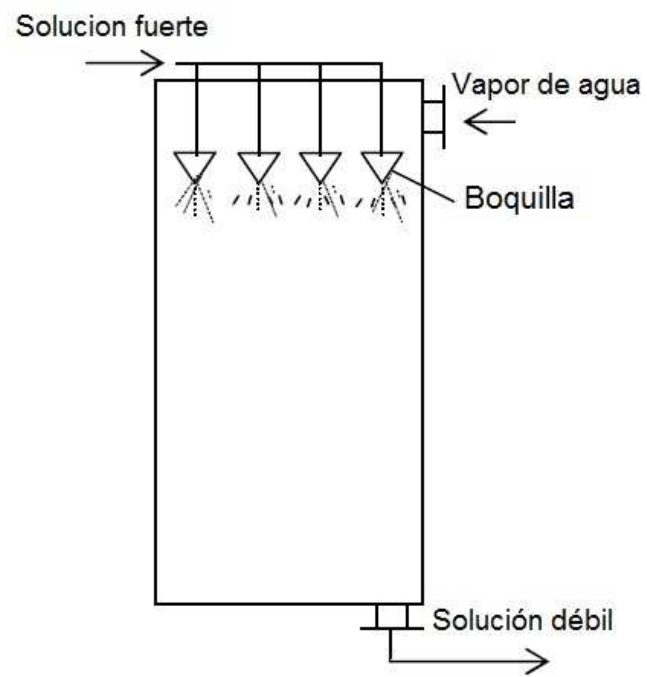


Figura 4.6: Esquema de la cámara de absorción

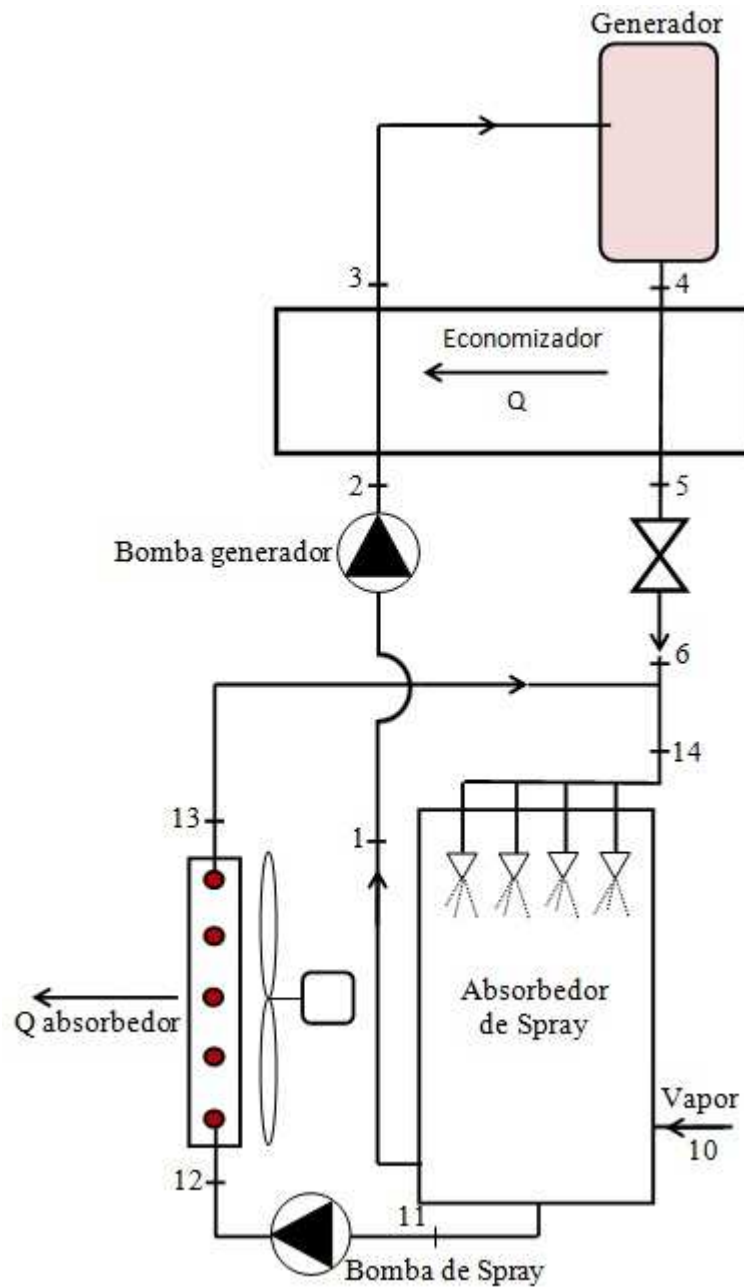


Figura 4.7: Circuito de la solución de LiBr.

Se puede observar que la bomba de spray produce una recirculación del fluido de la torre a los efectos de liberar el calor producido durante la operación de transferencia de masa. Se denomina número de recirculaciones a la relación entre el caudal de la bomba de spray respecto del caudal enviado hacia el generador por la bomba del generador.

Para determinar el número de recirculaciones necesarias se igualará el calor producido en el proceso de absorción al calor liberado en el intercambiador aletado.

El calor producido en el proceso de absorción es igual a

$$Q_{abs} = m_1 \cdot h_1 - m_6 \cdot h_6 - m_{10} \cdot h_{10} = 4,20 \text{KW}$$

Mientras que el calor liberado en el intercambiador es igual a

$$Q_{liberado} = m_{11} \cdot Cp \cdot (T_{12} - T_{13})$$

$$\text{Y como } N = \frac{m_{11}}{m_1} \Rightarrow m_{11} = m_1 \cdot N$$

$$Q_{liberado} = m_1 \cdot N \cdot Cp \cdot (T_{12} - T_{13}) \quad (4.26)$$

El calor específico de la solución de bromuro de litio, puede determinarse mediante la correlación siguiente:

$$Cp = -0,02412 \cdot X + 3,368 \quad (4.27)$$

Para $X = 53,78 \%$ LiBr, $Cp = 2,07 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$

Entonces igualando los calores se obtiene el número de recirculaciones necesario en función de la temperatura T_{13} . A modo de ejemplo se calcula para una temperatura de 40°C , resultando que el número de recirculaciones necesario es 13

$$N = \frac{Q_{liberado}}{m_1 \cdot Cp \cdot (T_{12} - T_{13})} = \frac{4,20 \text{KW}}{93,37 \text{Kg} / h \cdot 2,07 \text{KJ} / \text{Kg}^\circ\text{K} \cdot (46 - 40)^\circ\text{K}} = 13$$

Se repite el cálculo para diferentes valores de temperatura de salida del intercambiador del absorbedor y se grafican los resultados.

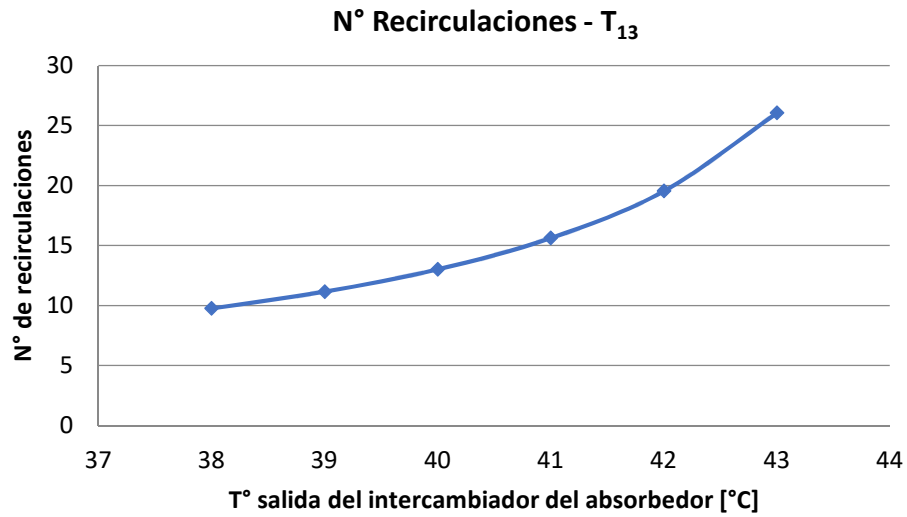


Figura 4.8: – Número de recirculaciones necesarias en función de la temperatura de salida del intercambiador del absorbedor

Con ese valor determinado se construye la siguiente tabla en la que se pueden ver los valores de caudal, temperatura, concentración y entalpía para los distintos puntos del circuito de la solución acuosa de bromuro de litio.

Tabla 4.4: Propiedades de los puntos del circuito de disolución

Punto	m [Kg/h]	T° [°C]	% LiBr	h [KJ/Kg]
1	93,37	46	53,78	102,413
2	93,37	46	53,78	102,413
3	93,37	71,17	53,78	155,353
4	87,99	84,34	57	190,646
5	87,99	56,48	57	134,472
6	87,99	52,17	57	125,777
11	1216,70	46	53,78	102,413
12	1216,70	46	53,78	102,413
13	1216,70	40	53,78	80,419
14	1304,69	38,19	54,00	83,48
10	5,375	17	0	2532,6

Cálculo del intercambiador de calor de absorción.

El equipo a emplear será un intercambiador de calor aletado con circulación forzada de aire similar al empleado en el condensador, pero en este caso no se produce condensación en el interior de los tubos sino un enfriamiento de la solución. Esto hace que la temperatura del fluido a lo largo de los tubos decaiga mientras se produce el intercambio de calor. Más allá de esta diferencia el procedimiento sigue los lineamientos del cálculo del condensador.

Al aplicar la ecuación general de transferencia de calor hay que analizar cada uno de los términos debido a las particularidades que presentan la configuración de flujo transversal y el uso de superficies extendidas.

$$Q = U A \Delta T$$

El área A, empleada en la ecuación general, es aquella basada en la superficie de los tubos lisos y se calcula con la siguiente ecuación:

$$A = A_0 L N$$

En donde:

- A_0 es la superficie de tubo liso por metro de longitud de tubo = πD_o (Diámetro exterior del tubo).
- L la longitud de cada tubo.
- N el número total de tubos.

La diferencia de temperatura representativa ΔT es la temperatura media logarítmica ΔT_m

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} = \frac{(T_{12} - T_{co}) - (T_{13} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{12} - T_{co}}{T_{13} - T_{ci}}\right)}$$

Siendo T_{12} y T_{13} las temperaturas del fluido caliente al ingreso y egreso respectivamente y T_{ci} y T_{co} las temperatura del fluido frío (aire) al ingreso y a la salida respectivamente.

Cálculo preliminar del intercambiador

Se propone un diseño preliminar adoptando un coeficiente global de transferencia de calor, una velocidad frontal del aire y un número de filas de tubos basándose en valores típicos para distintas aplicaciones propuestos en tablas. Luego se verifica la capacidad de transferencia de calor calculando los coeficientes de transferencia y en función de los resultados de la verificación se modifica el diseño preliminar.

El número de filas de tubos está asociado a la aproximación de temperaturas entre el aire y el fluido caliente. Se define un parámetro Z .

$$Z = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1}$$

T_1 y T_2 son las temperaturas de ingreso y egreso del agua respectivamente. t_1 es la temperatura de ingreso del aire, es decir la temperatura ambiente.

La velocidad frontal del aire definida como:

$$V_F = \frac{W_C}{\rho_{Aire} \cdot W \cdot L}$$

Está relacionada con el número de filas, ya que si el número de filas es alto, no se puede emplear velocidades frontales elevadas debido a que se producirían pérdidas de carga excesivas. Escogiendo un diseño con 2 filas la velocidad frontal puede ser de hasta 3 m/s.

Los valores típicos del coeficiente de transferencia de calor en aroenfriadores donde se enfría agua oscilan entre los 680 y 820 W/m²°K. Se escoge un valor intermedio 750 W/m²°K.

Se adopta una temperatura de salida del aire teniendo en cuenta que esta no puede ser superior a la temperatura de salida del fluido caliente y a su vez debe ser mayor que la temperatura ambiental. Para la temperatura ambiente de 37°C la temperatura adoptada es $T_2 = 39^\circ\text{C}$. Con la temperatura adoptada se procede a calcular el caudal másico de aire

$$W_C = \frac{Q_{LiBr}}{C_{p_{aire}} \cdot (T_{as} - T_{ai})} = \frac{4,2\text{KW}}{1,012\text{KJ} / \text{Kg}^\circ\text{K} \cdot (39 - 37)} = 2,075\text{Kg} / \text{s}$$

Para luego determinar el área frontal necesaria

$$Af = W \cdot L = \frac{Wc}{\rho_{aire} \cdot V_f} = \frac{2,075 Kg / s}{1,2 Kg / m^3 \cdot 3m / s} = 0,576 m^2$$

Y si $W=L$ quedan definidos largo y ancho del intercambiador $W = L = 0,759m$

Se calcula la diferencia de temperaturas media logarítmica

$$\Delta DTML = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = 4,72^\circ C$$

Donde

- ΔT_a = Temperatura caliente de entrada – Temperatura fría de salida = $7^\circ C$
- ΔT_b = temperatura caliente de salida – Temperatura fría de entrada = $3^\circ C$

Seguidamente se calcula el área de tubo desnudo

$$A = \frac{Q_{LiBr}}{U \cdot \Delta DTML} = 1,186 m^2$$

De donde, eligiendo un diámetro de tubo se puede calcular la cantidad de tubos. Eligiendo tubos de cobre de 1" cuyo diámetro exterior es 28,57 mm. El diámetro que se escoge es el menor diámetro cuyo número de Reynolds indique un flujo turbulento. De esta forma el flujo turbulento mejora la transferencia de calor y se evita una pérdida de carga excesiva al usar diámetros más pequeños.

$$N = \frac{A}{\pi \cdot Do \cdot L} = 17,4$$

Por lo tanto se requerirán 18 tubos

Calculo detallado del intercambiador

Para aplicar la ecuación general de transferencia de calor, deberá calcularse el coeficiente global. El recíproco del coeficiente global surge de la suma de los recíprocos de los coeficientes de transferencia individuales, los que para este caso son: El coeficiente pelicular del aire sobre los tubos aletados y el coeficiente pelicular del bromuro de litio en el interior de los tubos.

Al igual que para el condensador el coeficiente global para el intercambiador del absorbedor U_{abs} , adopta la siguiente forma

$$\frac{1}{U_{abs}} = \frac{1}{h'fo} + \frac{1}{hio} + R_{fio}$$

Siendo:

- $h'fo$ el coeficiente pelicular del lado externo, referido al área externa.
- hio el coeficiente pelicular del lado interno referido al área externa.
- R_{fio} la resistencia de ensuciamiento del lado interno.

Coeficiente pelicular del lado externo (Aire)

La magnitud del coeficiente pelicular del lado externo ($h'fo$) puede calcularse con el mismo método empleado en el condensador.

Coeficiente pelicular del lado interno (Agua)

Para este caso cambia el cálculo del coeficiente pelicular del lado interno (hio), ya que no se trata de un gas condensándose a temperatura constante como sucede en el condensador, sino que es un líquido enfriándose.

Existen diferentes correlaciones de transferencia de calor para el flujo de líquidos a través de tubos se opta por utilizar la correlación de Dittus-Boelter, ya que es la de uso más generalizado.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3}$$

Dicha correlación aplica para $0,5 < Pr < 120$ y $6000 < Re < 10^7$.

$$Nu = \frac{Hio \cdot Di}{K} = 0,023 \cdot \left(\frac{4 \cdot Wm}{\mu \cdot \pi \cdot Di} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{Cp \cdot \mu}{K} \right)^{0,3}$$

De donde se despeja el coeficiente pelicular

Siguiendo el razonamiento expuesto se realiza una hoja de cálculo con la cual se obtiene el valor de los coeficientes peliculares y a través de estos el coeficiente de transferencia global (U) Los datos empleados en la hoja de cálculo se muestran en la siguiente página.

Como puede verse debió aumentarse el largo de los tubos a 0,85m ya que los inicialmente supuestos 0,75m entregaban un calor intercambiado menor al requerido indicando una deficiencia en el área calculada preliminarmente.

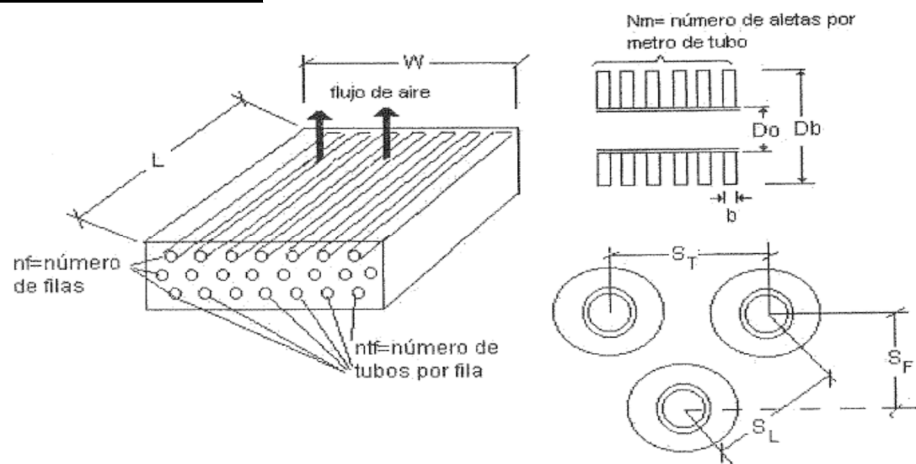
También puede observarse el mayor tamaño de este intercambiador respecto del condensador. Pese a que el área frontal es ligeramente superior, tiene el prácticamente el doble de tubos y estos son de mayor diámetro. Esto era de suponerse ya que en el condensador la temperatura se mantiene constante a lo largo de los tubos debido al proceso de cambio de fase, esto hace que la diferencia de temperatura con el aire se mantenga casi constante.

Tabla 4.5: Cálculo del intercambiador de absorción

Dimensiones del intercambiador	
Do [m]	0,02857
Db [m]	0,055
Di [m]	0,0273
Nm [Aletas/m]	433
b [m]	0,001
Nf	2
ntf (1er fila)	9
N (n° de tubos)	18
w [m]	0,76
L [m]	0,85
Wm [Kg/s]	0,3379

Aire Ambiente	
T° [°C]	38
T° [°K]	311,15
P [Atm]	1
Cp [J/Kg°K]	1011
μ [cp]	0,0209
ρ [Kg/m ³]	1,137
Vf [m/s]	3,5
K [W/m°K]	0,0267

Solución de LiBr	
μ [Pa.s]	0,00056
ρ [Kg/m ³]	1588
K [W/m°K]	0,646
Cp [KJ/kg°K]	2,07



Evaporador

En el evaporador se produce el cambio de fase del refrigerante gracias al aporte de calor del recinto a refrigerar. En el modelado del ciclo de absorción se supuso como parámetro de diseño una temperatura de evaporación de 17°C por lo que la presión del cambio de fase será de 2,03KPa y tomando una temperatura de confort de 24°C queda establecido un salto térmico mínimo de 7°C. También se tomó como dato de diseño una potencia frigorífica de 3,5 KW con lo cual el caudal de refrigerante que circula por su interior deberá ser de 5,375Kg/h.

El evaporador empleado será del tipo aleteado, ya que estos son los más convenientes cuando los fluidos que intercambian calor poseen coeficientes convectivos muy diferentes entre sí, como es el caso del aire y del refrigerante agua.

Para el cálculo se parte de la ecuación general de transferencia de calor

$$Q = A \cdot U \cdot DTML \cdot F \quad (4.28)$$

Siendo F un factor de corrección para la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML).

El coeficiente global de transferencia de calor U se calcula a través de la siguiente ecuación (Kreith & Bohn, 2001):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h' f_o} + \frac{D_{ext} \cdot \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot K} + \frac{1}{h_{io}} + R_{fio} \quad (4.29)$$

Siendo:

- $h' f_o$ el coeficiente pelicular del lado externo, referido al área externa.
- h_{io} el coeficiente pelicular del lado interno referido al área externa.
- R_{fio} la resistencia de ensuciamiento del lado interno.
- D_{ext}/D_{int} los diámetros exterior e interior del tubo respectivamente.
- K la conductividad térmica del material del tubo.

El segundo término, correspondiente a la conducción de calor a través de las paredes del tubo se puede despreciar frente a los otros quedando la siguiente ecuación

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h' f_o} + \frac{1}{h_{io}} + R_{fio} \quad (4.30)$$

El término más difícil de calcular es el coeficiente pelicular del lado interno, debido a la particular complicación que presenta el mecanismo de ebullición, el cual se describe a continuación.

Regímenes de ebullición

El mecanismo de transferencia de calor que se produce en el interior del evaporador es denominado ebullición en convección forzada, este es un proceso complejo en el cuál se producen diversos patrones de flujos bifásicos que ocurren al incrementarse la calidad de la mezcla vapor-líquido durante la vaporización, por calidad se entiende al porcentaje de la masa total que es vapor en una sección dada del equipo.

Descripción cualitativa del mecanismo:

La Figura 4.9 muestra lo que sucede en el interior de un ducto vertical en el que ocurre una vaporización progresiva. En la figura puede verse una gráfica cualitativa del coeficiente de transferencia de calor convectivo del lado interior del tubo en función de la calidad local del fluido. Como continuamente se está transfiriendo calor al fluido la calidad del mismo aumenta a medida que se incrementa la distancia desde la entrada al evaporador.

Un fluido a una temperatura por debajo de su punto de ebullición ingresa en un ducto en donde se calienta de modo progresivo. Antes de que comience la vaporización es posible determinar el coeficiente de transferencia de calor con la ecuación de Dittus-Boelter.

$$Nu = 0,0023 Re^{0,8} Pr^n \text{ Siendo } n = 0,4 \text{ para calentamiento. (4.31)}$$

Sin embargo cuando la temperatura alcanza el punto de saturación en los puntos de nucleación, se comienzan a formar burbujas que son arrastradas hacia la corriente principal. Este régimen se conoce como “Régimen de flujo de burbujas” y se muestra en la figura “a” El flujo de burbujas ocurre solo a muy baja calidad y se compone de burbujas individuales de vapor atrapadas en el flujo principal.

A medida que se incrementa la fracción volumétrica de vapor las burbujas comienzan a aglomerarse formando glóbulos como se observa en la figura “b” este régimen se conoce como “flujo globular” y la fracción másica de vapor es menor al 1% aunque la fracción volumétrica supera el 50% y la velocidad del fluido se incrementa considerablemente, lo cual eleva el coeficiente de transferencia de calor.

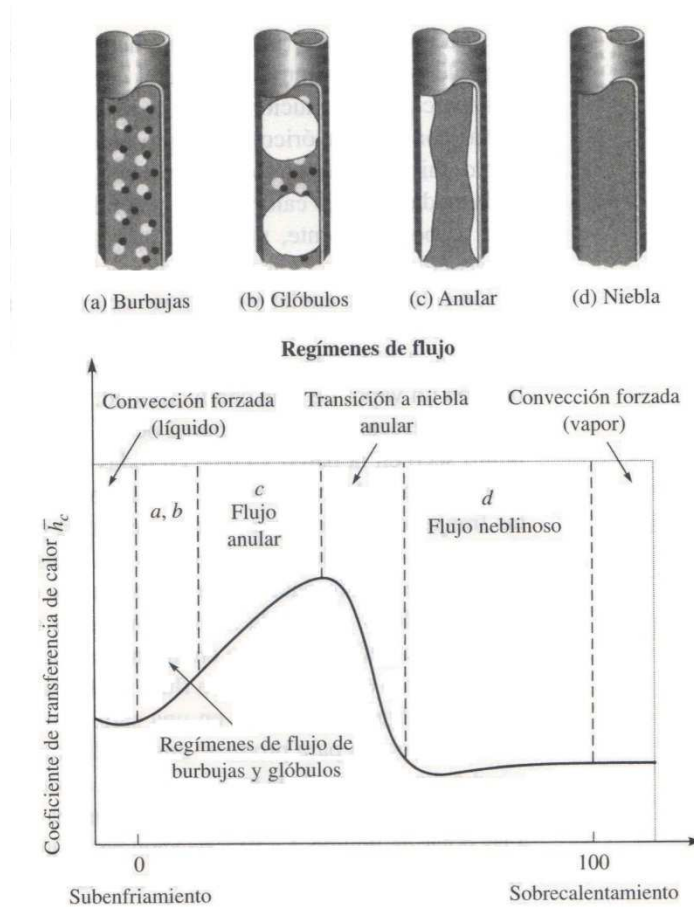


Figura 4.9: Regímenes de ebullición forzada [11]

Conforme el fluido circula a lo largo del tubo y la calidad se incrementa aparece un tercer régimen de flujo, conocido como “régimen de flujo anular” figura “c”. En este régimen la pared del tubo se cubre por una delgada película de líquido y a través de esta se transfiere el calor. En el centro del tubo, fluye vapor a mayor velocidad, y el vapor se genera principalmente por la vaporización de la interfaz líquido-vapor y no por la formación de burbujas en el interior del espacio anular de líquido. Además del líquido en la pared del espacio anular puede haber una cantidad significativa de líquido dispersado por el núcleo de vapor en forma de gotas. La transición al siguiente régimen conocido como “régimen de flujo neblinoso”, figura “d”, ocurre en calidades aproximadas al 25% y es de gran interés, ya que es allí donde el coeficiente de transferencia de calor experimenta una marcada disminución. Este punto se conoce como flujo calorífico crítico. En la transición de régimen anular a neblinoso ocurre un cambio importante, la pared del tubo deja de estar recubierta por una película de líquido de relativa alta conductividad y pasa a recubrirse de un vapor de baja conductividad, en un fenómeno denominado desecación.

Aplicación de correlaciones para el cálculo del coeficiente convectivo en el interior

Más allá del angosto intervalo de calidad en el que existe el régimen de burbujas, en el régimen anular, el calor se transfiere a través de la película de líquido en la pared. Para este régimen de flujo existe una correlación que presupone efectos aditivos de los mecanismos de transferencia de calor por convección y ebullición. Para ello el coeficiente de transferencia debe separarse en dos partes, un coeficiente ebullicente y un coeficiente convectivo (Kreith & Bohn, 2001), es decir:

$$h_{io} = h_b + h_c \quad (4.32)$$

Donde la contribución de la región anular es:

$$h_c = 0,023 \cdot \left[\frac{G(1-x)D_i}{\mu_l} \right]^{0,8} \cdot \text{Pr}_l^{0,4} \cdot \frac{k_l}{D_i} \cdot F \quad (4.33)$$

Y la contribución de la ebullición nucleada es

$$h_b = 0,00122 \cdot \left(\frac{k_l^{0,79} c_l^{0,45} \rho_l^{0,49} g_c^{0,25}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} h_{fg}^{0,24} \rho_v^{0,24}} \right) \cdot \Delta T_x^{0,24} \cdot \Delta p_{sat}^{0,75} \cdot S \quad (4.34)$$

Siendo:

- G la densidad de flujo másico = $4 \cdot \dot{m} / \pi \cdot D_i^2$
- D_i el diámetro interno del tubo
- K_l la conductividad térmica del líquido
- C_l el calor específico del líquido
- ρ_l y ρ_v la densidad del líquido y del vapor respectivamente
- g_c el factor de conversión de dimensiones
- σ la tensión superficial
- μ_l la viscosidad del líquido
- h_{fg} el calor latente de vaporización
- Δp_{sat} el cambio de la presión de vapor correspondiente a un cambio de temperatura ΔT_x .

El parámetro F se denomina factor de flujo y considera el aumento de velocidad del líquido debido a la producción de vapor. Se calcula con:

- $F = 1$ cuando $1/X_{tt} < 0,1$
- $F = 2,35 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0,213 \right)^{0,736}$ cuando $1/X_{tt} > 0,1$ (4.35)

Siendo X_{tt} el denominado parámetro de Lockhardt-Martinelli el cual se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,1} \quad (4.36)$$

Y el parámetro S , conocido como factor de supresión, está dado por:

- $S = \left(1 + 0,12 \text{Re}_{TP}^{1,14} \right)^{-1}$ con $\text{Re}_{TP} < 32,5$
- $S = \left(1 + 0,42 \text{Re}_{TP}^{0,78} \right)^{-1}$ con $32,5 < \text{Re}_{TP} < 70$
- $S = 0,1$ con $\text{Re}_{TP} > 70$

Con el número de Reynolds bifásico Re_{TP} definido como

$$\text{Re}_{TP} = \text{Re}_l \cdot F^{1,25} \cdot 10^{-4} = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} F^{1,25} \cdot 10^{-4} \quad (4.37)$$

Cálculo detallado del evaporador

Con las anteriores ecuaciones se realiza una hoja de cálculo en la que se calcula el coeficiente pelicular del lado interno de los tubos. Teniendo en cuenta que el mencionado coeficiente varía a lo largo del intercambiador como consecuencia del cambio en la relación vapor/líquido, calidad del fluido, se divide al evaporador en 20 partes (Δl) con calidades incrementales de 0,05 y se obtiene un coeficiente pelicular para cada tramo.

El coeficiente pelicular de cada tramo es utilizado para definir la longitud de los tubos

El flujo de calor a lo largo de cada tramo puede relacionarse con un incremento de calidad mediante

$$\dot{m} \cdot h_{fg} \cdot \Delta x = q'' \cdot \pi \cdot D \cdot \Delta l \quad (4.38)$$

Y despejando

$$\Delta l = \frac{\dot{m} \cdot h_{fg} \cdot \Delta x}{q'' \cdot \pi \cdot D} \quad (4.39)$$

Y se puede calcular el flujo de calor q'' en cada tramo considerando que

$$\left. \begin{aligned} q'' &= h \cdot \Delta T_x \\ h &= h_c + h_b \end{aligned} \right\} \rightarrow q'' = (h_c + h_b) \cdot \Delta T_x \quad (4.40)$$

Siendo ΔT_x la diferencia entre la temperatura de la pared y la temperatura del vapor saturado.

Hasta aquí solo resta determinar el diámetro del tubo para poder calcular el largo de cada tramo y haciendo la suma de todos los elementos determinar el largo total del evaporador. La selección del diámetro deberá hacerse teniendo en cuenta la pérdida de carga que produce.

Como en el interior del evaporador se trabaja a muy bajas presiones resulta necesario disminuir la caída de presión en el interior de los tubos. Para que la disminución de presión no afecte el rendimiento del equipo se deberá dividir el caudal en un número determinado de circuitos de igual longitud. Esta división se logra mediante un distribuidor, el cual está constituido por una cámara que alimenta a los tubos de cada circuito del evaporador.

La pérdida de carga en un evaporador se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{TP} = \phi^2 \Delta P_L \quad (4.41)$$

Donde:

ΔP_{TP} es la pérdida de carga del sistema bifásico.

ΔP_L es la pérdida de carga calculada con la fórmula de Darcy-Weisbach.

ϕ^2 es un factor de corrección. En donde el hecho de llamar a este factor ϕ^2 en lugar de ϕ obedece a razones históricas.

Para obtener el factor de fricción empleado la fórmula de Darcy-Weisbach se calcula primeramente el número de Reynolds para el líquido y para el gas.

$$Re_g = \frac{G \cdot x \cdot D}{\mu_g} \quad (4.42)$$

$$Re_l = \frac{G \cdot (1-x) \cdot D}{\mu_l} \quad (4.43)$$

El cual determina cuál de las siguientes fórmulas emplear para calcular el factor de fricción del líquido y del gas.

$$f_{g,l} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{16}{Re} \rightarrow Re < 1000 (Laminar) \\ \frac{0,046}{Re^{0,2}} \rightarrow Re > 2000 (Turbulento) \\ \omega \frac{16}{Re} + (1-\omega) \frac{0,046}{Re^{0,2}} \rightarrow 1000 > Re > 2000 (Transición) \end{array} \right\} \quad (4.44)$$

Con $\omega = (Re_{g,l} - 1000)/1000$ (Interpolación lineal para determinar el peso de cada fase en el factor de fricción del flujo de transición)

Con lo cual se puede calcular la pérdida de carga para cada tramo tanto para el gas como para el líquido.

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \frac{2 \cdot f_l \cdot G^2 \cdot (1-x)^2 \cdot v_l}{D} \quad (4.45)$$

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \frac{2 \cdot f_g \cdot G^2 \cdot x^2 \cdot v_g}{D} \quad (4.46)$$

Con estas caídas de presión basadas en el flujo de cada fase, se calcula el parámetro de Lockhart-Martinelli para la caída de presión en flujo bifásico, en cada uno de los tramos, a través de la siguiente expresión.

$$X = \sqrt{\frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_l}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_g}} \quad (4.47)$$

Y la determinación de la constante de Lockhart-Martinelli se basa en el número de Reynolds de la fase líquida y de la fase gaseosa.

$$C = \begin{cases} 20 \rightarrow \text{Re}_l > 1500 \wedge \text{Re}_g > 1500 \\ 12 \rightarrow \text{Re}_l < 1500 \wedge \text{Re}_g > 1500 \\ 10 \rightarrow \text{Re}_l > 1500 \wedge \text{Re}_g < 1500 \\ 5 \rightarrow \text{Re}_l < 1500 \wedge \text{Re}_g < 1500 \end{cases}$$

Esto permite calcular el multiplicador de la caída de presión para cada fase

$$\phi_g = 1 + CX + X^2 \quad (4.48)$$

$$\phi_l = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (4.49)$$

Lo cual permite calcular la caída de presión en cada tramo

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{TP} = \begin{cases} -\left(\frac{dp}{dz}\right)_g \cdot \phi_g \\ -\left(\frac{dp}{dz}\right)_l \cdot \phi_l \end{cases} \quad (4.50)$$

Se construye una tabla en Excel para poder probar diferentes combinaciones entre diámetro de tubo y cantidad de divisiones de caudal lo que permite determinar una combinación que produzca una baja pérdida de carga. Se determina que se empleará una división para 5 tubos de cobre de 1/4"

A continuación se debe dimensionar el evaporador teniendo en cuenta el lado del aire. Para ello primero se determina el caudal másico de aire que debe atravesar el evaporador para lograr la capacidad frigorífica deseada.

$$Q = \Delta h_{aire} \cdot \dot{m}_{aire} \quad (4.51)$$

Donde:

- $\dot{m}_{aire}$ es el caudal másico a calcular
- $Q = 3500W$ es la capacidad frigorífica del equipo.
- Δh_{aire} es la diferencia de entalpía entre el aire que ingresa y el aire a la temperatura de confort elegida.

La entalpía del aire se puede calcular por medio de la siguiente fórmula

$$\Delta h_{aire} = h_{aire}(T^{\circ} entrada) - h_{aire}(T^{\circ} salida)$$

con

$$h_{Aire(T^{\circ})} = h_a + h_v = 0,24 \cdot T^{\circ} + x \cdot (595 + 0,46 \cdot T^{\circ}) \quad (4.52)$$

Siendo x la humedad absoluta

$$x = \frac{m_v}{m_g} = \frac{PM_{aire}}{PM_{agua}} \cdot \frac{P_v}{P_T - P_v} = 0,622 \cdot \frac{P_v}{P_T - P_v} \quad (4.53)$$

Y como $\varphi = \frac{P_v}{P_s} \cdot 100 \Rightarrow P_v = \varphi \cdot P_s \quad (4.54)$

Siendo φ la humedad relativa, la cual para la ciudad de Rosario y la época veraniega se promedia en 75%

P_v y P_s son las presiones de vapor y saturación del aire respectivamente. Esta última puede calcularse para la temperatura deseada mediante el uso de la ecuación de Antoine.

$$P = 10^{A - \frac{B}{C+T}} \quad (4.55)$$

Siendo los coeficientes para el agua: A= 8,07131; B= 1730,63; C= 233,426

Empleando las ecuaciones anteriores en una hoja de cálculo, se determina el caudal másico de aire resultando que debe atravesar el evaporador

$$m_{aire} = 0,84 \text{Kg/s} = 3035 \text{Kg/h}$$

Generador

Es el lugar en donde se produce la separación del refrigerante del resto de la solución a través de un mecanismo de transferencia de calor con evaporación.

El agua proveniente del tanque de almacenamiento de agua caliente es la responsable de elevar la temperatura de la solución logrando la saturación y desprendimiento de vapor de agua, lo cual incrementa la concentración de bromuro de litio.

La solución concentrada es enviada al absorbedor por diferencia de presión entre los recintos y al mismo tiempo ingresa una solución débil proveniente también del absorbedor gracias a la

acción de una bomba. De esta forma se mantiene un régimen estable de producción de refrigerante.

Existen diversos diseños para la construcción del generador, en este caso se optará por el más simple y económico el generador de circulación natural abierto, el cual consiste de un recinto que puede ser calentado directamente (uso de quemadores), aunque lo más común es que esté provisto de una camisa de calentamiento externa o de un serpentín interno a través del cual pasa el agua de calentamiento. Se opta por un serpentín interno con un tubo espiralado con el fin de contar con una gran área de transferencia de calor por unidad de volumen, ya que el empleo de una camisa implica mayores dimensiones para el generador, el cual se pretende sea del menor tamaño posible para poder ubicarlo junto al condensador.

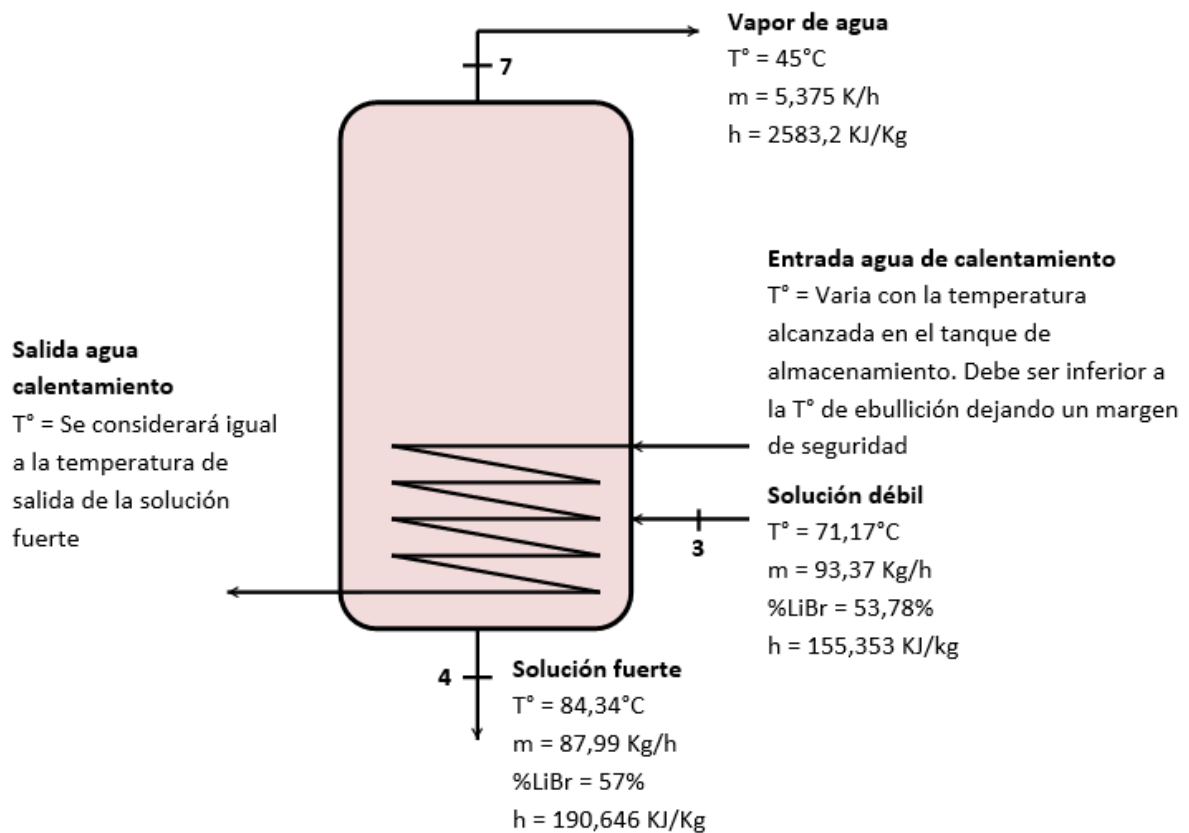


Figura 4.10: Esquema del generador

Se sabe que el generador requiere de un aporte de calor de 4,41KW a ser entregado por el agua de calentamiento, entonces la caída de la temperatura de la corriente de agua de calentamiento determinará el caudal de dicha corriente, el cual se calcula de la siguiente forma.

$$Q_{gen} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T_{agua} \Rightarrow \dot{m} = \frac{Q_{gen}}{C_p \cdot \Delta T_{agua}} \quad (4.56)$$

Se observa que para disminuir el caudal de agua requerido será necesario contar con el mayor salto térmico posible. El límite para la temperatura de salida del fluido de calentamiento esta impuesto por la temperatura de la solución del generador, que como se dijo varía entre 71,17°C y 84,34°C. Si se considera un flujo en contracorriente para el generador se podría tomar como límite termodinámico los 71,17°C de entrada de la solución, pero para alejarse de esta idealización y ponerse en una situación más real se considerara que la temperatura mínima en el salto térmico del fluido de calentamiento será igual a la temperatura de salida de la solución del generador es decir 84°C.

Establecida la temperatura de salida para el agua de calentamiento resta determinar la temperatura de entrada. Si el fluido de calentamiento es agua, la temperatura a la entrada deberá estar por debajo de los 100°C para evitar la ebullición, debiendo dejar un margen de seguridad. Si el margen de seguridad son 5°C el caudal de agua de calentamiento es

$$\dot{m} = \frac{4,49 \text{ KW}}{4,186 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (95 - 84,34)^\circ\text{C}} = 0,0975 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 351 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Otra opción es disminuir la temperatura de ebullición del agua con el agregado de un aditivo como es el caso del etilenglicol, esto permite trabajar con seguridad a una temperatura más alta y disminuir el caudal del agua de calentamiento al generador a través del incremento de la temperatura de entrada del agua de calentamiento. Utilizando una concentración de etilenglicol de 30% la temperatura de ebullición trepa a 104,4°C y dejando el mismo margen de seguridad de 5°C se puede trabajar con una temperatura de entrada de 99°C. Hay que tener en cuenta también que el agregado de etilenglicol disminuye el calor específico de acuerdo a la concentración. Se presenta a continuación dos tablas en las que se exponen la temperatura de ebullición y el calor específico para las soluciones de etilenglicol en agua.

Tabla 4.6: Punto de ebullición de las soluciones acuosas de etilenglicol.

Punto de ebullición de las soluciones de etilenglicol en agua											
% de Etilenglicol en volumen	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Punto de ebullición °C	100	101,1	102,2	104,4	104,4	107,2	111,1	118	127	142	197

Tabla 4.7: Calor específico de las soluciones acuosas de etilenglicol.

Calor específico (Cp) Kcal/Kg °K							
Temperatura °C	% de Etilenglicol en volumen						
	25	30	40	50	60	65	100
4,4	0,913	0,89	0,845	0,795	0,748	0,721	0,562
26,7	0,921	0,902	0,86	0,815	0,768	0,743	0,59
48,9	0,933	0,915	0,875	0,832	0,788	0,765	0,612
71,1	0,94	0,925	0,89	0,85	0,81	0,786	0,64
93,3	0,953	0,936	0,905	0,865	0,83	0,807	0,66
115,16	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Vapor	0,828	0,689

Entonces tomando una solución de 30% etilenglicol en agua y una temperatura de entrada del agua de calentamiento igual a 99°C el caudal másico necesario en el generador pasa a ser:

$$\dot{m} = \frac{4,41 \text{ KW}}{3,918 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (99 - 84)^\circ\text{C}} = 0,075 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 270 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Lo que representa una disminución de 23% en el caudal másico al generador y teniendo en cuenta que la densidad del etilenglicol es ligeramente mayor (1,013 a 93,3°C) a la del agua pura el volumen del tanque de almacenamiento disminuirá 24,1% para la misma autonomía.

El aspecto negativo de utilizar etilenglicol en lugar de agua pura es que se está suponiendo una temperatura de trabajo 4°C más elevada lo cual disminuye el rendimiento de los colectores, pero este incremento en la temperatura es muy pequeño. También hay que tener en cuenta el mayor costo del etilenglicol pero al ser un circuito cerrado no habría necesidad de reponer el fluido y la mayor inversión inicial en el etilenglicol es compensada por el menor

gasto en material para el tanque de almacenamiento ya que el volumen del mismo se reduce para una misma autonomía, también disminuye el caudal a ser bombeado lo cual disminuye el gasto energético. Finalmente está el hecho de que el etilenglicol es un fluido tóxico en caso de ser ingerido lo cual puede suponer un peligro en caso de que se utilice el equipo para calentamiento de agua sanitaria, pero para calentar agua de uso sanitario se puede emplear un intercambiador de calor adicional con lo cual no habría riesgo de que el etilenglicol entre en contacto con el agua sanitaria.

Se decide emplear la solución de etilenglicol por el menor caudal requerido, menor volumen para el tanque de almacenamiento y mejor transferencia de calor en el generador gracias a que se trabaja con una temperatura más elevada.

Elegido el fluido, se tiene por lo tanto determinado el caudal a circular por el generador dato necesario para poder determinar el diámetro del tubo del serpentín. Pero primeramente se analizarán los coeficientes de calor involucrados en este intercambiador

Coeficientes de transmisión del calor

La resistencia global a la transmisión del calor desde el agua de calentamiento hacia la solución en ebullición es la suma de cinco resistencias individuales: La resistencia pelicular del agua de calentamiento circulando por el interior del tubo serpentín, las dos resistencias de ensuciamiento correspondientes al interior y exterior del tubo, la resistencia de la pared del tubo y la resistencia del líquido en ebullición. El coeficiente global es el inverso de la resistencia total y para su cálculo pueden despreciarse las resistencias de ensuciamiento y de la pared del tubo.

Coeficiente pelicular en el interior del tubo

Se determinó previamente que se utilizará un intercambiador de calor en forma de tubo espiralado. En esta configuración tubular a consecuencia de las fuerzas centrífugas, se establece un patrón de flujo compuesto de dos vórtices perpendiculares a la dirección del flujo axial, la contribución de este transporte convectivo secundario optimiza la razón de transferencia de calor por unidad de longitud, en comparación con un tubo recto de igual longitud.

El coeficiente pelicular en el interior de un serpentín helicoidal se rige por el número de Reynolds y la relación del diámetro del tubo con el diámetro del espiral (D/d_c).

Una correlación propuesta para flujo turbulento en el interior de tubos en espiral es la propuesta por Seban-McLaughlin y determina que el coeficiente pelicular puede calcularse de la siguiente forma

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \left[Re^{0,05} \left(\frac{D}{d_c} \right)^{0,1} \right] \cdot \frac{k}{D} \quad (4.57)$$

Observe, en la anterior expresión, que los primeros tres factores de la ecuación corresponden al valor del número de Nusselts en la ecuación de Dittus-Boelter, por lo que la correlación propuesta relaciona el flujo en un tubo recto con el flujo en un serpentín helicoidal.

Para obtener un valor aceptable del coeficiente pelicular resulta necesario que el régimen de flujo en el interior del tubo sea turbulento, lo cual ocurre para Reynolds superiores a 10.000. Se deberá por lo tanto determinar el diámetro de tubo a utilizar para que se desarrolle un flujo turbulento. Para ello se expresa el número de Reynolds en términos del flujo másico:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\mu \cdot \pi \cdot D} \quad (4.58)$$

Siendo la viscosidad dinámica de una solución de etilenglicol 30% en agua a 93,3°C igual a 0,5 cP se calcula el Reynolds para cada uno de los diámetros normalizados los cuales se pueden observar a continuación.

Tabla 4.8: Reynolds esperado para diferentes tubos de cobre comerciales

Tuberías de Cobre					
Diámetro Nominal Pulgadas	Diámetro Exterior Pulgadas	Diámetro Exterior [mm]	Espesor Pared [mm]	Diámetro interior [mm]	Reynolds m=311Kg/h etilenglicol
1/4	3/8	9,52	0,81	8,71	25319
3/8	1/2	12,70	0,89	11,81	18673
1/2	5/8	15,87	1,02	14,85	14850
5/8	3/4	19,05	1,07	17,98	12265
3/4	7/8	22,22	1,14	21,08	10461
1	1 1/8	28,57	1,27	27,30	8078
1 1/4	1 3/8	34,92	1,40	33,52	6579

Como se puede ver en la tabla 29 con diámetros inferiores a 5/8" se obtiene flujo turbulento.

Se seleccionará un tubo de 3/8" para asegurar el flujo turbulento, este tubo posee un diámetro interno de 11,81mm y se propone un diámetro de espiral igual a 200 mm

Con estos valores puede determinarse el coeficiente pelicular en el interior del tubo empleando la correlación propuesta anteriormente.

Coeficiente pelicular del lado interno **hi = 5,40 W/°K**

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \left[Re^{0,05} \left(\frac{D}{d_c} \right)^{0,1} \right] \cdot \frac{k}{D}$$

$$\rightarrow Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\mu \cdot \pi \cdot D} \quad Re = 18627$$

$$\rightarrow Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{k} \quad Pr = 3,92$$

El cálculo de la caída de presión en el interior del serpentín puede efectuarse empleando la siguiente correlación

$$\frac{f_c}{f_s} = \frac{1}{1 - \left[1 - \left[\frac{11,6}{Re \left(\frac{D}{d_c} \right)^{0,5}} \right]^{0,45} \right]^{\frac{1}{0,45}}} \quad (4.59)$$

Donde f_c/f_s es la relación entre los factores de fricción en tubos curvos y tubos rectos. Para determinar el factor de fricción en tubos rectos se puede aplicar la ecuación de Swamee-Jain.

$$f_s = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon / D}{3,71} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (4.60)$$

Para finalmente determinar la caída de presión con la ecuación de Darcy-Weisbach

Coeficiente de transferencia de calor en la solución en ebullición

Regímenes de ebullición en un recipiente.

Al observar los fenómenos de ebullición en un recipiente, se ha determinado que existen distintos regímenes, donde los mecanismos de transferencia de calor difieren sustancialmente.

El régimen de ebullición depende de las propiedades del fluido y de la diferencia de temperaturas entre la superficie de calentamiento y la de saturación. Esta diferencia de temperaturas se conoce como temperatura excedente sobre el punto de ebullición (ΔT_x). Graficando el flujo de calor para un alambre calentado eléctricamente en un recipiente con agua destilada, a presión atmosférica, en función de ΔT_x se obtiene la siguiente gráfica en la que se marcan los distintos regímenes de ebullición (Kreith & Bohn, 2001).

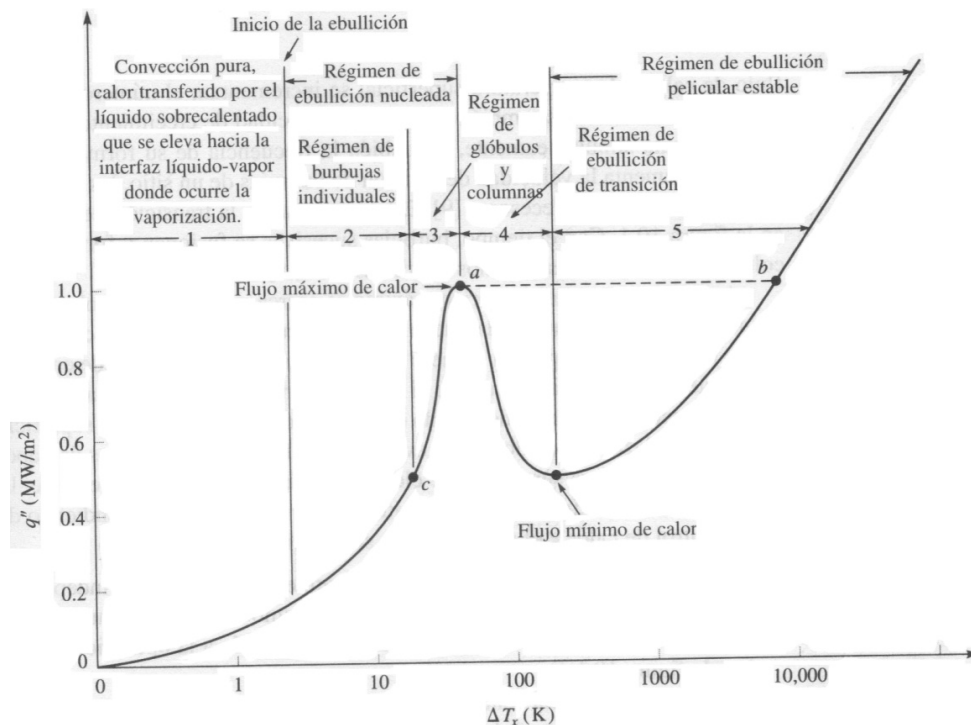


Figura 4.11: Regímenes de ebullición en recipientes cerrados [11]

En tanto la temperatura de la superficie no exceda el punto de ebullición del líquido en más de unos cuantos grados, el calor se transfiere al líquido cercano a la superficie de calentamiento por convección natural y las corrientes de convección hacen circular el líquido sobrecalentado apareciendo la vaporización en la superficie libre del líquido. El mecanismo de transferencia de calor en este proceso es simplemente la convección natural, porque solo el líquido está en contacto con la superficie de calentamiento.

A medida que se incrementa la temperatura de la superficie de calentamiento se alcanza un punto en el que se forman y escapan burbujas de vapor desde la superficie calentada en ciertos lugares conocidos como sitios de nucleación. Los sitios de nucleación son imperfecciones muy pequeñas en la superficie que no admiten líquido a causa de la tensión superficial en este y la bolsa de vapor resultante actúa como un sitio para el crecimiento y liberación de burbujas. Conforme se libera una burbuja, el líquido fluye sobre la imperfección y atrapa vapor, de este modo se inicia una nueva burbuja. Este proceso ocurre simultáneamente en varios puntos de nucleación de la superficie de calentamiento. Al principio las burbujas son pequeñas y se condensan antes de que lleguen a la superficie, pero al aumentar la temperatura, se vuelven más numerosas y grandes hasta que finalmente alcanzan hasta la superficie libre. Este proceso se observa cuando el agua hierve en una pava u olla de cocina.

En el gráfico anterior se puede observar que en los regímenes 2 y 3 el flujo de calor se incrementa rápidamente con la temperatura superficial creciente. El proceso en estos dos regímenes se conoce como ebullición nucleada. En el régimen de burbujas individuales la mayor parte del calor se transfiere desde la superficie al líquido circundante mediante una acción de intercambio líquido-vapor. A medida que se forman y crecen las burbujas de vapor sobre la superficie de calentamiento, empujan el líquido caliente cercano a ella hacia la masa más fría del líquido. Además, se establecen corrientes de microconvección intensas conforme burbujas de vapor son emitidas y masa líquida más fría se dirige hacia la superficie para llenar el hueco. Al incrementarse el flujo de calor superficial y el número de burbujas al punto en que comienzan a unirse, la transferencia de calor por vaporización se vuelve más importante y a la larga predomina con flujos de calor muy grandes en el régimen 3.

Si la temperatura excedente ΔT_x continua incrementándose, el flujo de calor alcanza un máximo, llamado flujo crítico el cual ocurre a la llamada temperatura excedente crítica, punto “a” de la figura.

La causa del punto de inflexión cercano a “c” en la curva se encuentra examinando el mecanismo de transferencia de calor durante la ebullición. Al principio de la ebullición, las burbujas crecen en los sitios de nucleación en la superficie hasta que la fuerza de flotación o las corrientes del líquido circundante se las llevan. Pero conforme el flujo de calor o la temperatura superficial se incrementan, el número de sitios en los que crecen las burbujas también lo hace. La velocidad de crecimiento de las burbujas se incrementa simultáneamente, y también la frecuencia de su formación. A medida que se incrementa la velocidad de emisión

de burbujas en un sitio, las burbujas chocan y se unen con sus predecesoras. Este punto marca la transición del régimen 2 al 3. Con el tiempo burbujas sucesivas se fusionan cúmulos de columnas de vapor más o menos continuas.

A medida que el flujo calórico máximo se acerca, el número de columnas de vapor se incrementa. Pero como cada nueva columna ocupa un espacio antes ocupado por líquido, existe un límite en el número de columnas que se pueden formar es entonces que se ha alcanzado el punto “a”. Lo que ocurre más allá de este punto no es útil a los fines del proyecto ya que la temperatura excedente sobre el punto de ebullición (ΔT_x) no superará la temperatura excedente crítica y por lo tanto se trabajará en el régimen de ebullición nucleada.

Ebullición nucleada en un recipiente.

Los datos experimentales en convección forzada sin cambio de fase pueden correlacionarse a través de relaciones del tipo $Nu = \Phi(Re, Pr)$ donde el número de Reynolds (Re) es una medida de la turbulencia del flujo. Las razones de transferencia de calor alcanzadas con ebullición nucleada son resultado de la intensa agitación del fluido producida por el movimiento de las burbujas de vapor. Para correlacionar los datos experimentales en el régimen de ebullición nucleada, se modifica el número de Reynolds convencional de modo que sea significativo en la turbulencia y movimiento de mezcla que se produce en el proceso de ebullición. Este nuevo módulo adimensional llamado número de Reynolds de burbuja (Re_b) se obtiene combinando el diámetro de burbuja promedio (D_b), la velocidad de masa de las burbujas por unidad de área (G_b), y la viscosidad del líquido (μ_l).

$$Re_b = \frac{D_b \cdot G_b}{\mu_l} \quad (4.61)$$

Si para el número de Nusselt se utiliza el diámetro de burbuja como longitud significativa, queda

$$Nu_b = \frac{h_b \cdot D_b}{k_l} = \phi(Re_b, Pr_l) \quad (4.62)$$

Donde Pr_l es el número de Prandtl del líquido saturado y h_b el coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada definido como

$$h_b = \frac{q''}{\Delta T_x} \quad (4.63)$$

Donde ΔT_x es la temperatura excedente

Utilizando datos experimentales sobre ebullición en recipientes, Rohsenow modificó la ecuación (x) para obtener la siguiente expresión.

$$\frac{c_p \cdot \Delta T_x}{h_{fg} \cdot \text{Pr}_l^n} = C_{sf} \cdot \left[\frac{q''}{\mu_l \cdot h_{fg}} \sqrt{\frac{g_c \cdot \sigma}{g \cdot (\rho_l \cdot \rho_v)}} \right]^{0,33} \quad (4.64)$$

Donde

- C_p = calor específico de líquido saturado (J/Kg°K)
- q'' = flujo calórico (W/m²)
- h_{fg} = calor latente de vaporización (J/Kg)
- g = aceleración de la gravedad (m/s²)
- ρ_l = densidad de líquido saturado (kg/m³)
- ρ_v = densidad de vapor saturado (kg/m³)
- σ = tensión superficial de la interfaz líquido-vapor (N/m)
- Pr_l = número de Prandtl de líquido saturado
- μ_l = Viscosidad del líquido (Kg/ms)
- $n = 1$ para el agua y 1,7 para otros líquidos
- C_{fs} = constante empírica que depende de la naturaleza de la superficie de calentamiento

De la anterior expresión puede despejarse el flujo calórico, resultando.

$$q'' = \mu_l \cdot h_{fg} \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{0,5} \cdot \left[\frac{C_p \cdot (T_s - T_{sat})}{C_{fs} \cdot h_{fg} \cdot \text{Pr}_l^n} \right]^3 \quad (4.65)$$

Dividiendo el flujo calórico q'' por la diferencia de temperatura excedente ΔT_x se puede determinar el coeficiente de transmisión de calor por ebullición nucleada en un recipiente.

Dimensionamiento del intercambiador

Dividiendo el intercambiador de calor en tramos de tubo en donde la temperatura interior se puede considerar constante y haciendo incrementales de 0,5°C para cada tramo es posible calcular el flujo calórico q'' suponiendo una temperatura de superficie igual a la temperatura del fluido interior.

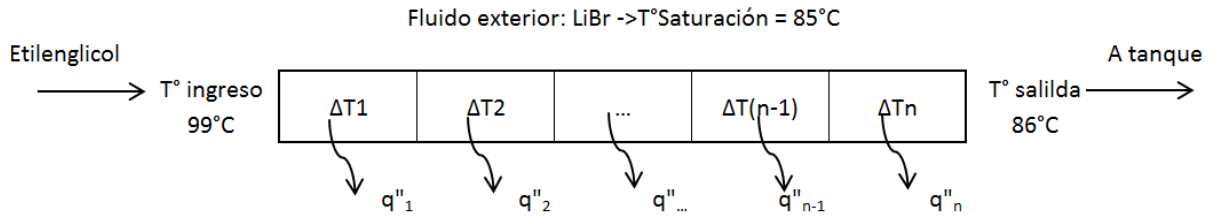


Figura 4.12: División del serpentín en elementos

Del lado exterior la temperatura de saturación varía de 71,17°C a 84,34°C, de acuerdo a la concentración de la solución. Si tomo el peor caso, el flujo de calor sería el mínimo posible y por lo tanto la longitud del intercambiador sería la máxima necesaria, una longitud mayor no contribuiría a producir más vapor. Por lo tanto la temperatura de saturación se toma igual a 84,34°C

Se realiza una hoja de cálculo a través de la cual se determina el flujo calórico para cada tramo (q''_n) que dividido por la temperatura excedente para dicho tramo determina el coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada del tramo (h_{bn}) que junto con el coeficiente de película en el interior del tubo (h_i) determinan el coeficiente global de transferencia de calor para el tramo (U_n), el cual se calcula con la siguiente fórmula.

$$U_n = \frac{1}{\frac{1}{h_{bn}} + \frac{1}{h_i}} = \frac{h_{bn} \cdot h_i}{h_{bn} + h_i} \quad (4.66)$$

Con el coeficiente global para cada tramo calculado y sabiendo que por cada tramo la caída de temperatura en el fluido interior del tubo es de 0,5°C se puede determinar el largo de cada elemento siguiendo el siguiente razonamiento

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_n = U_n \cdot A_n \cdot \Delta T_{x_n} \\ Q_n = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T_n \end{array} \right\} \Rightarrow A = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T_n}{U_n \cdot \Delta T_{x_n}} = \pi \cdot D \cdot l_n \Rightarrow l_n = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T_n}{U_n \cdot \Delta T_{x_n} \cdot \pi \cdot D} \quad (4.67)$$

Sumando los elementos, se obtiene la longitud total del serpentín, que para este caso es 5,72m.

Tabla 4.9: Cálculo de la longitud del intercambiador del generador

	Temperatura del tramo T_n [°C]	Caída de temperatura ΔT_n [°C]	ΔT_x T_n [°C]	Flujo de calor q'' [W/m ²]	h_b [W/m ² °K]	h_i [W/m ² °K]	U_n [W/m ² °K]	L_n [m]
$T^{\circ}in$	99	0,5	14	383,80	27,41	5,41	4,52	0,01714896
	98,5	0,5	13,5	344,13	25,49	5,41	4,46	0,01800525
	98	0,5	13	307,29	23,64	5,41	4,40	0,01895441
	97,5	0,5	12,5	273,18	21,85	5,41	4,34	0,02001217
	97	0,5	12	241,69	20,14	5,41	4,26	0,02119789
	96,5	0,5	11,5	212,72	18,50	5,41	4,19	0,02253565
	96	0,5	11	186,16	16,92	5,41	4,10	0,02405568
	95,5	0,5	10,5	161,92	15,42	5,41	4,00	0,02579641
	95	0,5	10	139,87	13,99	5,41	3,90	0,02780729
	94,5	0,5	9,5	119,92	12,62	5,41	3,79	0,03015281
	94	0,5	9	101,96	11,33	5,41	3,66	0,03291838
	93,5	0,5	8,5	85,90	10,11	5,41	3,52	0,036219
	93	0,5	8	71,61	8,95	5,41	3,37	0,04021239
	92,5	0,5	7,5	59,01	7,87	5,41	3,21	0,04511941
	92	0,5	7	47,97	6,85	5,41	3,02	0,0512566
	91,5	0,5	6,5	38,41	5,91	5,41	2,82	0,0590898
	91	0,5	6	30,21	5,04	5,41	2,61	0,06932554
	90,5	0,5	5,5	23,27	4,23	5,41	2,37	0,08307351
	90	0,5	5	17,48	3,50	5,41	2,12	0,1021492
	89,5	0,5	4,5	12,75	2,83	5,41	1,86	0,12967026
	89	0,5	4	8,95	2,24	5,41	1,58	0,17131271
	88,5	0,5	3,5	6,00	1,71	5,41	1,30	0,23818266
	88	0,5	3	3,78	1,26	5,41	1,02	0,35408915
	87,5	0,5	2,5	2,19	0,87	5,41	0,75	0,57657538
	87	0,5	2	1,12	0,56	5,41	0,51	1,06972889
	86,5	0,5	1,5	0,47	0,31	5,41	0,30	2,43168282
$T^{\circ}out$	86					Longitud total = 5,7162722		

Teniendo en cuenta que el diámetro del helicoide (D_h) propuesto fue 200mm se puede determinar el número de vueltas del serpentín helicoidal (n).

$$n = \frac{l_{total}}{\pi \cdot D_h} = \frac{5,72m}{\pi \cdot 0,2m} = 9,1$$

Por lo que se determina que el serpentín tenga 10 vueltas.

Para que toda la superficie del serpentín esté en contacto con la solución se tomará una separación de medio diámetro de tubo entre cada vuelta, por lo tanto el paso de la helicoide que describe la línea central del serpentín será de 1,5 diámetros. El diámetro exterior es 12,7mm por lo tanto la altura del helicoide será: $10 \times 1,5 \times 12,7 \text{ mm} = 190,5 \text{ mm}$.

Dimensionamiento del recipiente del generador

Altura mínima

El nivel del fluido debe estar por encima del helicoide, se dejará un margen de 3 diámetros del tubo (25,4 mm) del serpentín para asegurar que el mismo se encuentre completamente sumergido en la solución.

Se adicionará también una altura de un diámetro para la parte inferior del helicoide.

Para evitar que partículas de la solución pasen al condensador se tomará una altura por sobre el nivel del fluido de 100mm.

Sumando todas las alturas (helicoide + espacio para nivel de fluido + espacio por debajo del helicoide + altura de separación de gotas) se obtiene la altura total del recinto generador = $(190,5 \text{ mm} + 25,4 \text{ mm} + 12,7 \text{ mm} + 100 \text{ mm}) = 328,6 \text{ mm}$

Diámetro mínimo

El diámetro del helicoide es entre centros del tubo por lo que hay que adicionar 1 diámetro exterior para tener el diámetro exterior del serpentín helicoidal y hay que agregar a esto una separación del helicoide respecto de las paredes del tubo, por lo que se adicionan 2 diámetros más. El diámetro total del recipiente queda: $(200 \text{ mm} + 12,7 \times 3) = 238,1 \text{ mm}$.

Espesor de la pared

Para determinar el espesor de la pared se procederá de acuerdo al código ASME Sección VIII Div. I que en el apartado UG28 indica como calcular el espesor mínimo de un recipiente bajo presión exterior, como es el caso del generador.

Se determina primeramente la presión exterior igual a la diferencia entre la presión atmosférica y la presión interna.

$$P_{\text{ext}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{int}} = 101,325 \text{ KPa} - 10 \text{ KPa} = 91,325 \text{ KPa} = 0,9313 \text{ Kg/cm}^2.$$

Se utilizará como material de fabricación chapa SA 516 GR 60 que para espesores menores a $\frac{1}{2}$ " tiene un contenido de carbono máximo de 0,21%

Se asume un valor para el espesor $t = 6\text{mm}$

Luego de un catálogo de casquetes semielípticos, teniendo como dato el diámetro mínimo del generador, se selecciona el casquete a utilizar. Se adopta uno de 10" que tiene un diámetro nominal de 273 mm y una altura nominal de 85mm. Con este dato y la altura mínima para el generador, calculada anteriormente se determina la longitud total L del recipiente como indica el código:

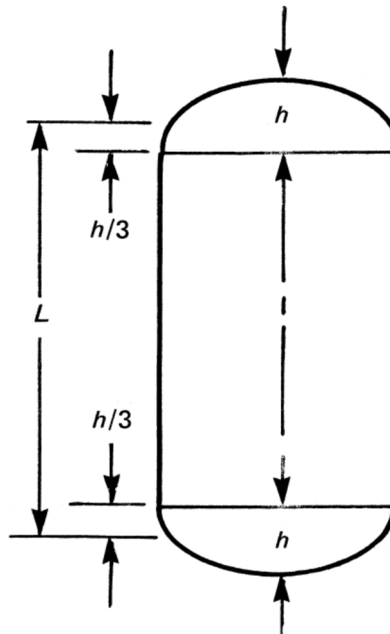


Figura 4.13: Altura mínima del generador según código

$$L = 2 h/3 + L_{\min} = 386 \text{ mm}$$

Se determinan los siguientes valores $D_0/t = 45,5$ y $L/D_0 = 1,414$

Se calculan los factores A y B los cuales se obtienen de las siguientes graficas proporcionadas en el código. El factor A depende de D_0/t y L/D_0 . El factor B depende del factor A y del módulo de elasticidad del material (E).

$$\text{Factor A} = 0.003$$

$$\text{Factor B} = 12200$$

Con el valor de B se determina la máxima presión externa admisible P_a

$$P_a = \frac{4B}{3(D_0/t)} = \frac{4 \cdot 16000}{3(45,5)} = 468 \text{ PSI} = 32,9 \text{ Kg / cm}^2$$

Como $P_a > P$ operación se encuentra en buenas condiciones y el espesor adoptado queda en 6 mm.

Control de la instalación

Para automatizar el funcionamiento del sistema se deberá emplear un controlador que en base a los valores de las entradas seleccionados actúe sobre las salidas que gobiernan los elementos finales es decir las bombas, válvulas y ventiladores.

Se decide emplear un controlador lógico programable comercial.

El equipo comercial seleccionado es el Logo! de Siemens. Este cuenta con 8 entradas, 2 de ellas pueden ser analógicas o digitales y 4 salidas digitales, pudiéndose expandirse con el agregado de módulos hasta 24 entradas digitales, 16 salidas digitales y 8 analógicas.

Para programar el controlador se debe, primeramente, definir como es el funcionamiento del sistema, para determinar cuáles serán las variables de entrada y salida para entonces sí, poder relacionar las entradas y salidas mediante un programa.

Funcionamiento del sistema

Encendido general del equipo.

Cuando el usuario decide en encender el equipo para refrigerar el ambiente, se pondrá en marcha el ventilador del evaporador para que circule aire en el ambiente a refrigerar. El ventilador del evaporador tendrá 3 velocidades las cuales podrán ser reguladas a gusto del usuario aunque el arranque se producirá en la velocidad máxima la cual es la que produce la mejor eficiencia en el equipo.

Se encenderá, también, la bomba de agua del tanque principal hacia el generador. De acuerdo a la temperatura del tanque principal el equipo funcionará únicamente con el fluido de dicho tanque o se adicionará calor al fluido que sale del tanque por medio de un quemador de gas. Para ello es necesario colocar una termocupla en la línea de agua de alimentación al

generador justo después del quemador. Puede ocurrir que la temperatura del fluido no sea suficiente para permitir el funcionamiento del equipo y que tampoco haya gas disponible, para poder detectar esta situación se colocará un presostato que indique la presencia de presión en la red de gas.

Mientras el equipo estuvo apagado la solución de bromuro de litio escurrió hacia el punto más abajo del sistema el cual será el absorbedor por lo que la bomba de solución deberá encenderse para hacer circular la solución entre el absorbedor y el generador. Se encenderán también la bomba de spray y el ventilador del absorbedor.

Después de que empiece a circular agua caliente por el interior del generador la solución en el interior del mismo elevará su temperatura progresivamente. No comenzará a separarse vapor de agua hasta que la temperatura de la solución llegue a un valor T_{min} . La temperatura T_{min} es el punto de ebullición de una solución de bromuro de litio cuya concentración corresponde a la de la carga inicial a la presión del condensador. La mínima temperatura a la cual puede generarse vapor es $77,15^{\circ}\text{C}$.

Se encenderá el ventilador del condensador para que el vapor que comience a circular por el mismo pueda ser condensado. Este ventilador contará con 3 velocidades para economizar energía eléctrica. Si la temperatura ambiente supera los 38°C el ventilador funcionará a máxima velocidad consumiendo la máxima potencia si la temperatura ambiente se encuentra entre 33°C y 38°C se empleará una velocidad intermedia y si la temperatura es menor a 33°C se utilizará la velocidad más baja. Por lo tanto deberá colocarse una termocupla en la entrada de aire del condensador.

El funcionamiento del equipo deberá ser continuo hasta que la temperatura del ambiente a refrigerar llegue a 19°C en dicho caso se apagarán todos los elementos con excepción del ventilador del evaporador para conservar energía, el reencendido será automático cuando la temperatura del ambiente a refrigerar vuelva a alcanzar los 22°C .

El equipo podrá apagarse definitivamente en cualquier momento a petición del usuario

Encendido en modo ventilación

El equipo de refrigeración contará con un modo de funcionamiento en ventilación, bajo esta modalidad solo se encenderá el ventilador del evaporador la velocidad del mismo podrá ser seleccionada por el usuario.

Circulación del fluido calotransportador por los colectores y los tanques de almacenamiento

Otra función del controlador es encargarse de automatizar la circulación del fluido de los colectores y tanques.

El sistema cuenta con dos tanques que almacenan agua caliente. Un tanque de alta temperatura cuya función principal es abastecer de agua caliente al generador del equipo de absorción y un tanque de baja temperatura para almacenar agua caliente para uso sanitario.

Se priorizará el almacenamiento de energía térmica en el tanque de alta temperatura por lo que cuando la temperatura en la parte inferior del mismo esté por debajo de los 104°C y la radiación solar permita operar al colector en modo eficiente se encenderá la bomba de colectores y las válvulas de 3 vías y 2 posiciones que controlan el flujo del fluido calotransportador se posicionarán de modo que el fluido circule desde el fondo del tanque de alta temperatura hacia los colectores y desde allí a la parte superior del mismo tanque. La circulación se mantendrá hasta alcanzar la temperatura de 104°C o hasta que la radiación solar no permita seguir aumentando la temperatura del tanque.

Cuando la temperatura del tanque de alta esté en su máximo o cuando la radiación solar no permita calentar agua por encima de la temperatura a la que se encuentra el fluido en el interior de dicho tanque se hará circular fluido calotransportador por los colectores y se la enviará hacia un serpentín ubicado en el tanque de baja temperatura para el calentamiento del agua en su interior. La circulación se mantendrá hasta que la radiación del sol disminuya a un nivel que no permita seguir calentando el agua de este tanque o la temperatura del tanque de alta disminuya y entre en prioridad calentar ese tanque.

Para determinar cuando la radiación solar permite circular agua por los colectores en forma eficiente se colocará una termocupla en la salida de los colectores, de esta forma el fluido se hará circular cuando la temperatura registrada por la termocupla de los colectores sea superior a la temperatura del fondo del tanque que se quiera calentar.

Determinación de las variables de entrada y salida.

Habiendo descripto el funcionamiento del sistema se debe determinar el menor número posible de variables de entrada y salidas, distinguiendo entre aquellas que sean digitales y analógicas.

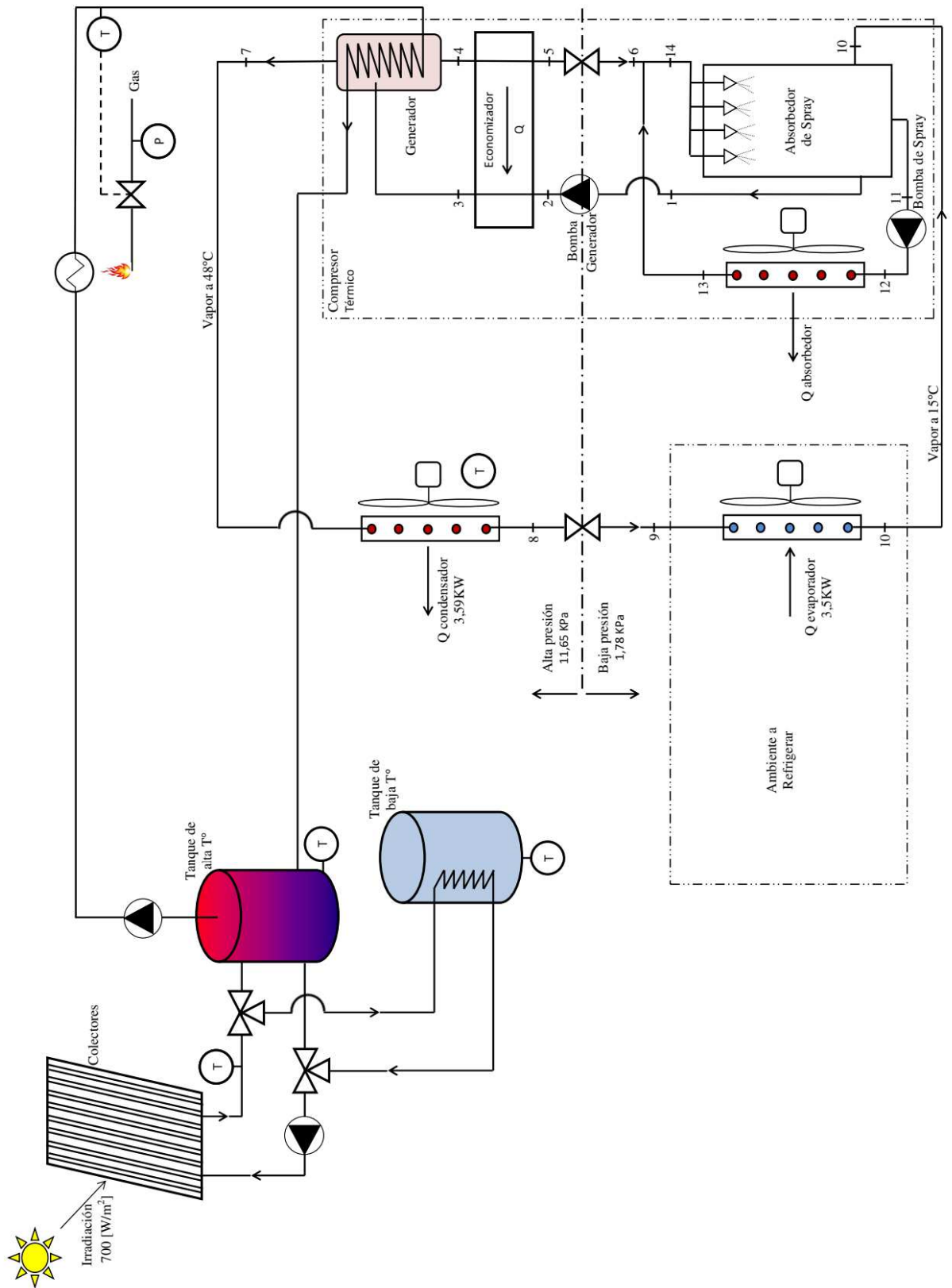


Figura 4.14 Esquema del circuito y componentes. Ubicación de los puntos de control de P y T

Entradas Digitales:

- I1: Encendido
- I2: Gas
- I3: Ventilación
- I4: Termostato condensador < 33°C
- I5: Termostato condensador > 38°C

Entradas Analógicas:

- I7: Termocupla colector (TC)
- I8: Termocupla tanque agua sanitaria
- Entradas Analógicas del módulo de expansión PT100:
 - M1: Temperatura inferior tanque aire acondicionado (TIA)
 - M2: Temperatura superior tanque aire acondicionado (TSA)

Salidas Digitales:

- Q1: Bomba colectores
- Q2: Válvulas colectores
- Q2: Bomba generador y equipos asociados al aire acondicionado.
- Q3: Condensador

Nótese que se debió incorporar al módulo lógico un módulo de expansión de 2 entradas analógicas. Este módulo se denomina PT100 y está preparado especialmente para trabajar con termocuplas. El uso de 2 termostatos para el condensador se debe a la limitación de entradas analógicas, para evitar la incorporación de otro módulo de expansión se le asignan dos entradas digitales y de esta forma se pueden controlar las 3 velocidades del ventilador.

Cálculo de los colectores

Para el dimensionamiento se tendrá en cuenta un funcionamiento de la instalación de 8 horas diarias a plena carga, es decir con el generador funcionando a la temperatura de diseño.

En ese caso la temperatura del agua de retorno del generador al fondo del tanque de almacenamiento será de 86°C. Esta agua deberá circularse por los colectores para aumentar su temperatura hasta los 99°C con los que debería introducirse al generador. De esta forma el

generador requiere de una potencia calorífica de 4,41 KW = 4410 W que de mantenerse por 8 horas da un total de 127MJ.

Como se vio al comienzo del proyecto, durante los meses veraniegos, en la zona de Rosario, la insolación mensual promedio es de 5500 KWh/m² o lo que es lo mismo 19,8MJ. De esta cantidad de energía sólo una fracción puede ser transformada en energía térmica por los colectores, esta fracción depende del rendimiento, el cual como se vio es una función de parámetros de fabricación del colector, de la irradiación solar y de la diferencia de temperaturas entre el agua que circula por el colector y la temperatura ambiente.

La ecuación de rendimiento es:

$$\eta(X) = \eta(0) - a_1 \cdot X - a_2 \cdot G \cdot X^2 \quad (4.68)$$

$$\text{Con } X = \frac{T_m - T_a}{G}$$

Se busca un colector de tubos que se comercialice en la zona y en la siguiente hoja se presentan las especificaciones técnicas del mismo. Se buscan las constantes de la ecuación de rendimiento, es decir el factor óptico $\eta(0)$ y los coeficientes de pérdidas a_1 y a_2 . Estos valores se brindan tanto para el área de absorción como para el área de apertura. El área de absorción es aquella de la superficie absorbente del colector y el área de apertura es el área total ocupada por el equipo. Se realizarán los cálculos empleando los coeficientes para el área de absorción, los resultados son fácilmente intercambiables a partir de los datos de las áreas proporcionados por el fabricante.

Reemplazando valores en la ecuación (4.68) toma la siguiente forma:

$$\eta(X) = 0,826 - 1,73 \cdot X - 0,0011 \cdot G \cdot X^2$$

Para la temperatura ambiente (T_a) se empleará la temperatura promedio de los meses de verano, igual a 30°C mientras que la temperatura del fluido circulante T_m se tomará igual a la media entre la temperatura del fondo del tanque (86°C) y la temperatura de funcionamiento del generador (99°C) resultando 92°C.

La irradiación según los datos presentados anteriormente en este proyecto será de 700W/m²

Entonces $X = 0,088571$ y el rendimiento correspondiente es 0,67

Con este valor se puede determinar la cantidad de los 19,8MJ que son transformados en energía térmica a través del colector, es decir la energía efectivamente captada. $19,8\text{MJ} \times 0,67 = 13,27\text{MJ}$ por metro cuadrado de absorbedor

Como anteriormente se determinó que se necesitan 127MJ para el funcionamiento del generador durante 8 horas entonces se requerirán $(127/13,27) \text{ m}^2 = 9,69 \text{ m}^2$ de superficie absorbente, lo que se consigue con 4 modelos FRM30 de 30 tubos

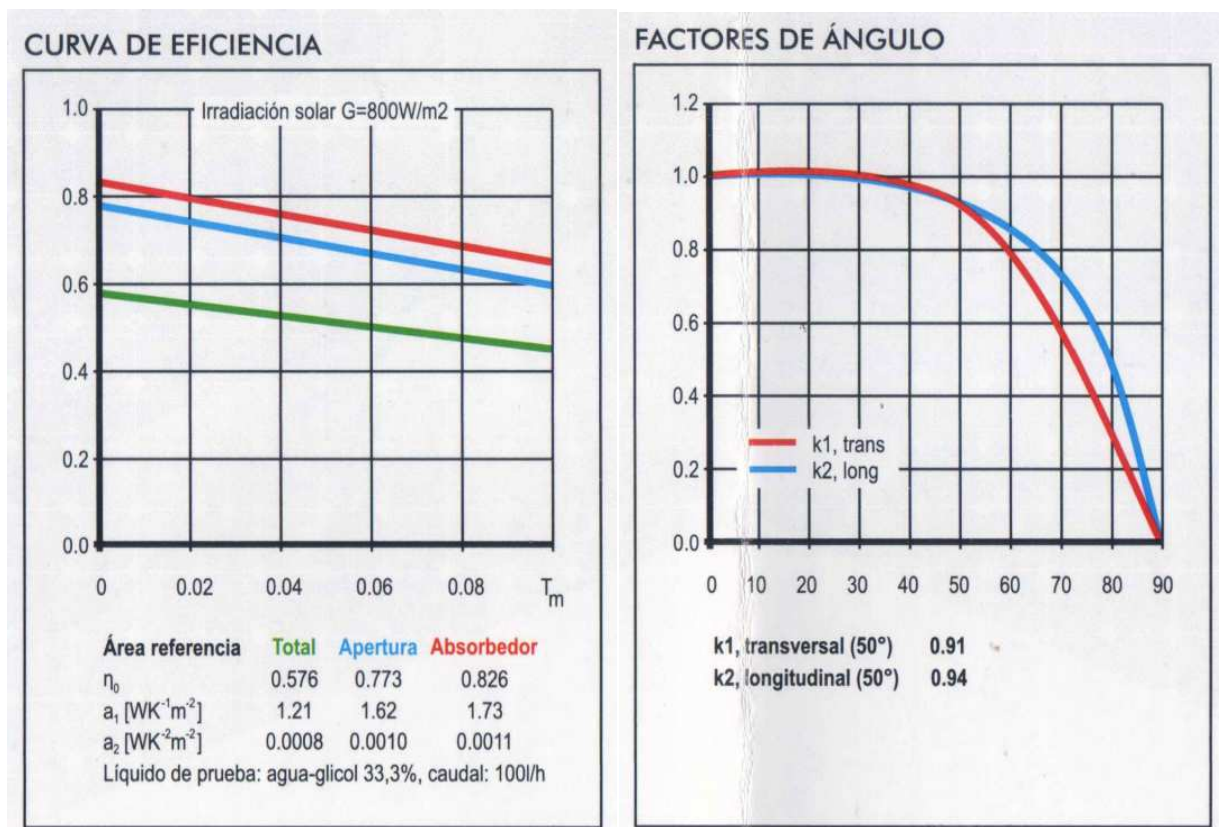


Figura 4.15: Curva de eficiencia y factor de ángulo del colector seleccionado

Tabla 4.16: Hoja de datos del colector seleccionado

MODELOS TAMAÑOS ESPECIFICACIONES			
MODELOS	frm30	frm20	frm15
NUMERO DE TUBOS	30	20	15
ALTO X ANCHO X PROFUNDIDAD (mm)	1960x2300x100	1960*1550*100	1960*1225*100
PESO COLECTOR (kg)	106	61	49
SUPERFICIE DEL COLECTOR (m ²)	4,09	2,68	2,58
SUPERFICIE APERTURA (m ²)	3,64	2,74	1,95
SUPERFICIE ABSORBEDOR (m ²)	2,42	1,63	1,22
FACTOR OPTICO η_0 (absorcion/apertura)	0,85/0,74	0.85 / 0.74	0.85 / 0.74
COEFICIENTE DE PERDIDAS α_1	1,16/1,08	1.16 / 1.08	1.16 / 1.08
COEFICIENTE DE PERDIDAS α_2	0,0060/0,0056	0.0060 / 0.0056	0.0060 / 0.0056
CAPACIDAD DE FLUIDO (lts)	1,7	1,2	0,9
MAXIMA / MINIMA INCLINACIÓN	80°/12°	80° / 12°	80° / 12°
RESISTENCIA AL VIENTO (km/h)	122	122	122
RESISTENCIA LA GRANIZO (mm)	30	30	30
MAXIMA TEMPERATURA DE TRABAJO (C°)	250	250	250
MAXIMA PRESION DE OPERACIÓN (bar)	6	6	6
MATERIAL DEL SOPORTE	aluminio	aluminio	aluminio
TIPO DE AISLANTE DE MANIFOLD	lana de roca prensada		
GROSOR DEL AISLANTE	40	40	40
DIAMETRO ENTRADA / SALIDA DE FLUIDO	3/4 "	3/4 "	3/4 "
NUMERO MAXIMO DE COLECTORES EN SERIE	6	9	15
CAUDAL RECOMENDADO POR COLECTOR (lts/h)	180	120	90
PERDIDA DE CARGA A CAUDAL NOMINAL (pa)	234	224	198
k1 (50°) FACTOR MODIF. DEL ANGULO TRANS. (iamt)	0,91	0,91	0,91
k2 (50°) FACTOR MODIF. DEL ANGULO LONG. (iaml)	0,94	0,93	0,93
MATERIAL DEL TUBO	borosilicato	borosilicato	borosilicato
TRATAMIENTO SUPERFICIAL DEL ABSORBEDOR	cu/al/ss/n2	cu/al/ss/n2	cu/al/ss/n2
DIAMETRO EXTERIOR ELEMENTO ABSORBEDOR (mm)	47	47	47
GROSOR ABSORBEDOR (mm)	1,6	1,6	1,6
GROSOR VIDRIO (mm)	1800x58 ϕ	1800x58 ϕ	1800x58 ϕ
ELEMENTO DE CONDUCCIÓN	tubo de cobre/heat pipe		
EMITANCIA	$\leq 0,07$	≤ 0.07	≤ 0.07
ABSORTANCIA	$\geq 0,94$	≥ 0.94	≥ 0.94
GARANTÍA	5 años	5 años	5 años

5. Análisis económico

Se compararán los costos del equipo de refrigeración por absorción que utiliza energía solar térmica, diseñado en este proyecto, con los equipos de acondicionamiento de aire actualmente aplicados para la climatización doméstica.

El sistema más utilizado para el acondicionamiento de aire es la refrigeración por compresión de vapor. Este sistema emplea un compresor al que se le suministra energía eléctrica, además del compresor se tienen otros componentes como los ventiladores del condensador y evaporador que emplean también energía eléctrica para funcionar, pero el responsable de la mayoría del consumo es el compresor.

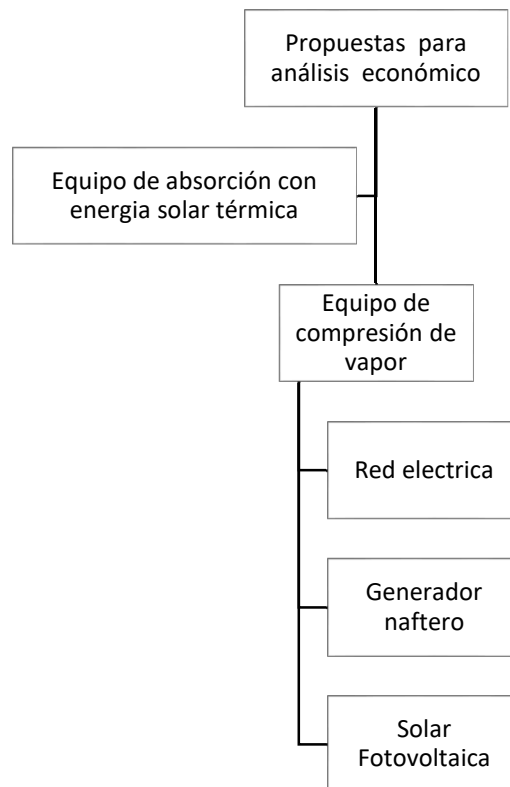


Figura 5.1. Propuestas comparativas para el análisis económico

La energía eléctrica puede ser provista por una red de distribución, como la que proporciona en Rosario la Empresa Provincial de la Energía, o bien puede ser generada en el sitio de consumo. Este último caso resulta la única opción posible en lugares donde no hay red de distribución eléctrica, como es el caso de la zona de las islas frente a la costa rosarina.

Para el caso de generar la energía eléctrica a consumir se proponen dos opciones. La más utilizada, emplear un generador que funciona con un motor de combustión interna naftero y otra alternativa, utilizar paneles fotovoltaicos.

La comparación se hará tomando el punto de vista del usuario final considerando los costos de adquisición de los sistemas como gastos fijos y los costos de operación como costos variables.

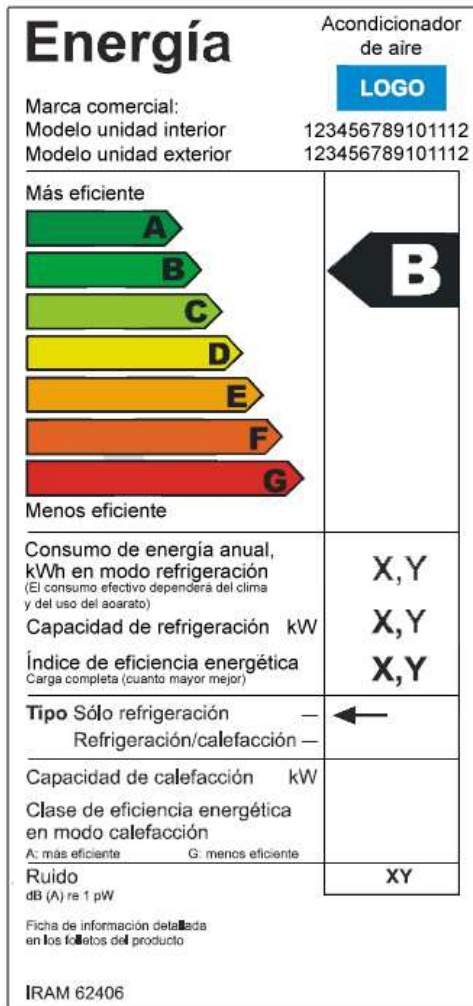
Cada alternativa demanda distintas inversiones iniciales y costos de operación, pero además cada una tiene beneficios adicionales a la climatización ambiental, estas cuestiones también serán tratadas en orden de tener una comparación más justa para cada sistema.

Costos variables por hora de operación

Consumo de energía eléctrica de los equipos por compresión

El equipo comercial más vendido tiene una potencia frigorífica de 3,56 KW lo que equivale a 3000 frigorías en el sistema de unidades informal. La cantidad de energía eléctrica consumida por un equipo de esa potencia frigorífica durante su funcionamiento depende de la eficiencia. Para poder informar al consumidor sobre la eficiencia del equipo se han establecido clases de eficiencia energética cuyo etiquetado se rige por la norma IRAM 62406.

La Secretaría de Energía de la República Argentina mediante las resoluciones N°814/2013 y N°228/2014 establece los estándares mínimos de eficiencia energética, para la comercialización de equipos de aire acondicionado menores a 7KW de capacidad de refrigeración y las fechas de implementación para dichos estándares, esa información puede observarse a continuación.



Estándares de eficiencia energética mínima	
Clase mínima	Fecha de implementación
B - Modo Refrigeración	01/08/2014
C - Modo Calefacción	01/08/2014
A - Modo Refrigeración	01/04/2015

Clase de eficiencia energética	Condición
A	$IEE > 3,2$
B	$3 < IEE \leq 3,2$
C	$2,8 < IEE \leq 3$
D	$2,6 < IEE \leq 2,8$
E	$2,4 < IEE \leq 2,6$
F	$2,2 < IEE \leq 2,4$
G	$IEE \leq 2,2$

IEE = Índice de Eficiencia Energética

$IEE = \text{Capacidad total de enfriamiento} / \text{Potencia efectiva.}$

Figura 5.2: Etiquetado de eficiencia energética

Como se puede ver a partir de abril del próximo año todos los equipos comerciales de aire acondicionado doméstico deberán venderse con una eficiencia energética clase A. Bajo estas condiciones un equipo de aire acondicionado deberá tener un índice de eficiencia energética mínimo de 3,2 y si consideramos que este sea el caso, la potencia efectiva para el equipo de 3000 frigorías deberá ser 1113W.

Costo por hora de funcionamiento utilizando la red eléctrica.

Considerando que el equipo se encuentra en funcionamiento 5 hs al día en promedio durante la temporada estival, la energía eléctrica consumida será $1,113\text{KW} \times 5\text{h/día} = 5,565\text{KWh/día}$. Lo que lleva a consumir 167KWh en 30 días.

El costo del KWh según el cuadro tarifario de la Empresa Provincial de la Energía de Santa Fe (EPE), para el mes de septiembre de 2014, determina que para pequeñas demandas urbanas de uso residencial, menores a 20KW, el costo del KWh variaría de acuerdo al consumo de energía mensual según la siguiente tabla.

Tabla 5.1: Cuadro tarifario EPE para pequeñas demanda

Tarifas Pequeñas demandas - Uso residencial - Hasta 20KW			
Consumo	Primeros 60KWh/mes [\$/KWh]	Siguientes 60KWh/mes [\$/KWh]	Excedente de 120KWh/mes [\$/KWh]
Hasta 120 KWh/mes	0,19352	0,25664	
Mayor a 120 KWh/mes Hasta 500 KWh/mes	0,22570	0,28820	0,53237
Mayor a 500 KWh/mes Hasta 700 KWh/mes	0,30125	0,36377	0,60794
Mayor a 700 KWh/mes Hasta 1400 KWh/mes	0,37431	0,43682	0,68100
Superior a 1400 KWh/mes	0,52548	0,58799	0,83217

La Secretaria de Planificación y Política económica de Santa Fe en su informe sobre el consumo energético de la provincia indica que entre el año 2012 e inicios del 2014, el consumo promedio bimestral por medidor residencial facturado fue de 0,4MWh, es decir que el consumo mensual promedio para uso residencial es de 200 KWh. También en el mismo informe se indica que para el primer bimestre del año 2014 la variación interanual del consumo fue del 22,5% en el segmento residencial, tendencia que de mantenerse llevaría el consumo mensual promedio a 222 KWh, a lo que hay que adicionar el que el primer bimestre es el de mayor consumo energético residencial. Con esos datos y observando el cuadro tarifario anterior se puede suponer que la energía utilizada por el equipo de aire acondicionado se encontrará en la banda de hasta 500KWh/mes y que seguramente caerá en el excedente de 120KWh/mes, ya que los primeros 120KWh serán consumidos en el resto de los aparatos de la vivienda. Por lo tanto el precio del KWh consumido por el equipo de aire acondicionado es \$0,53237

A este valor hay que agregarle los impuestos:

- Nacionales:
 - Ley 23681. Provincia de Santa Cruz 0,6%
 - Ley 20361. IVA Consumidor final 21%

- Provinciales
 - Ley 7797. 6%
 - Ord. 1592/62 y Ord. 1618/62 Para Rosario 0,6% y 1,8% respectivamente

Por lo que el costo del KWh con impuestos incluidos se incrementa en un 24% pasando de \$0,53237 a \$0,6601388 por KWh y teniendo en cuenta la potencia del equipo de aire acondicionado el consumo por hora de funcionamiento del mismo tiene un costo de \$0,7348.

Costo por hora de funcionamiento utilizando un generador naftero.

El equipo generador deberá ser capaz de soportar las corrientes de arranque del aire acondicionado. Suponiendo que la corriente de arranque sea 3,5 veces la corriente nominal, entonces la potencia del grupo generador deberá ser mayor que 3,9KVA.

Se busca un equipo comercial de 4,5 KVA con motor de 4 tiempos y encendido eléctrico. El consumo de combustible indicado para este generador es de 2l/h. Teniendo en cuenta el precio de la nafta súper de YPF en \$13,10 el litro el consumo por hora de funcionamiento es de \$26,20/h

Hay que tener en cuenta también el costo de mantenimiento del grupo generador. Si se considera que una vez terminada la temporada estival se le realiza cambio de aceite, filtro, bujías y se le agrega el costo de la mano de obra se tendrán unos \$500 anuales los cuales pueden ser distribuidos en las 450 horas de uso estimadas por temporada, incrementando de esta forma el costo por hora de funcionamiento en \$1,11

En cuanto a la batería se le considerará una vida útil de 5 años y su costo es de \$500 que dividido en las 2250 hs de 5 temporadas lleva a un costo de \$0,22 por hora

El costo total de funcionamiento por hora será de \$27,53

A este costo hay que agregarle el costo de transporte del combustible desde el surtidor hasta la vivienda

Costo por hora de funcionamiento utilizando energía fotovoltaica.

Utilizar energía solar no implica un gasto variable de acuerdo al consumo. El único componente que sufre un gasto con el uso, es la batería las cuales se supondrá que deben ser reemplazadas cada 5 años. Como se calcula más adelante el costo de las baterías es de

\$21.196 por lo que dividiendo este costo por la cantidad esperada de horas de funcionamiento en 5 años da un costo de \$9,42 por hora. Los paneles solares tienen una vida útil superior a los 20 años al igual que el resto de los componentes.

Costo por hora de funcionamiento utilizando energía solar térmica.

No hay componentes que sufran desgaste importante en el equipo térmico. La vida útil estimada para el equipo son 20 años. Los ventiladores y bombas utilizan energía eléctrica que cuando no puede ser provista por la red, utilizará un sistema fotovoltaico. El sistema fotovoltaico empleado para este equipo tiene una potencia notablemente inferior a la necesaria en el caso de un equipo a compresión de vapor.

Costos fijos

Refrigeración por compresión de vapor

Inversión necesaria para un equipo de aire acondicionado

Observando los equipos de aire acondicionado presentes actualmente en el mercado el equipo de Carrier con clasificación energética A tiene un costo de \$7500.

A este costo hay que agregar la instalación del equipo que con los materiales ronda los \$1200

La vida útil del equipo depende de su uso y se estima en 10 años. De no tener inconvenientes el mantenimiento consiste en la limpieza del filtro y las aletas del condensador y evaporador lo cual puede ser efectuado por el usuario.

El equipo utilizado es el mismo independientemente de la fuente de alimentación eléctrica. A continuación se analizarán los costos fijos para cada una de las fuentes de energía

Red eléctrica

No requiere de inversión inicial. Se supondrá que se emplea la instalación eléctrica de la vivienda para la conexión del equipo y se hará la misma suposición para las otras fuentes de energía.

Generador naftero

Un equipo de 4,5 KVA con motor de 4 tiempos y arranque eléctrico tiene un valor de mercado de \$8000

2 litros de aceite SAE20W50 para el primer llenado del equipo \$100

Energía fotovoltaica

Se dimensionará la instalación de modo de proveer de energía suficiente para el funcionamiento del equipo de aire acondicionado durante 5 hs diarias. La energía eléctrica diaria necesaria es 5,565 KWh

▪ Paneles Fotovoltaicos

El mes de marzo con 5000Wh/m² es el mes veraniego con la menor insolación diaria en la región de Rosario. Teniendo en cuenta que los módulos fotovoltaicos se ensayan con una insolación estándar de 1000 Wh/m² las horas de sol pico (HPS) serán 5.

El número total de módulos será:

$$N_r = \frac{L_d}{P_m \cdot HPS \cdot PR} = \frac{5565Wh}{235W \cdot 5h \cdot 0,9} = 5,26 \text{ módulos} \Rightarrow 6 \text{ módulos}$$

Siendo L_d el consumo diario igual a la potencia del aire acondicionado por las 5 horas diarias de funcionamiento supuestas.

P_m la potencia pico del módulo medida en condiciones estándar (1000W/m²). Se utilizan módulos de 235W

HPS la cantidad de horas solares pico.

PR El rendimiento promedio.

Selección:

Se utilizarán 6 módulos policristalinos de 235W marca Hissuma

Precio unitario: \$ 6.816

Precio total: \$40.896

- **Baterías**

Para el cálculo de la batería se tomará una profundidad de descarga diaria máxima (Pdm) de 75% con la que se calculará la capacidad nominal diaria de la batería (Cnd). El factor de corrección de temperatura (Fct) será igual a la unidad.

$$Cnd(Wh) = \frac{Ld}{Pdm \cdot Fct} = \frac{5565}{0,75 \cdot 1} = 7420 \text{ Wh}$$

$$Cnd(Ah) = \frac{Cnd(Wh)}{V(bat)} = \frac{37100}{24} = 309 \text{ Ah}$$

Las capacidades de las baterías se expresan en el rango de 20hs pero como la descarga se realiza en 5 horas con un funcionamiento continuo del equipo de aire acondicionado, entonces la batería podrá entregar un 88% de su capacidad nominal.

Se consigue una batería de 390Ah en un rango de 20Hs por lo tanto en un rango de 5hs la capacidad de la batería será 343 Ah lo que es mayor a los 309 requeridos

Selección:

Batería de ciclo profundo Trojan de 6V 390 Ah

Se conectaran 4 baterías en serie para llegar a los 24V de tensión nominal.

Costo unitario: \$ 5.299

Costo total: \$ 21.196

- **Regulador**

Se calcula la máxima corriente tanto a la entrada como a la salida. Para el caso de la entrada se toma la corriente de cortocircuito del módulo y se la multiplica por la cantidad de módulos en paralelo.

Corriente de corto circuito del módulo $I_{sc} = 8,27 \text{ A}$

Número de módulos en paralelo $N_p = 7$

Factor de seguridad = 1,25

Máxima corriente a la entrada del regulador = $I_{sc} \cdot N_p \cdot 1,25 = 57,89 \text{ A}$

Mientras que para la salida

$$I = \frac{1,25 \cdot P_{AC}}{\eta_{inv} \cdot V_{bateria}} = \frac{1,25 \cdot 1113W}{0,95 \cdot 24V} = 61 \text{ A}$$

Se selecciona un regulador marca Morningstar Modelo Tristar TS60 - 12/24/48Vcc - 60A

Precio: \$ 5.633

▪ Inversor

La carga en alterna son 1113W que multiplicado por un factor de seguridad de 1,2 da 1335W

Se selecciona un inversor marca QMAX de onda senoidal para 24V Potencia de 1500W y potencia pico de 5900W

Precio: \$14.686

Resumen comparativo:

Para todas las opciones se tendrá en cuenta un uso de 5hs diarias y 90 días por temporada.

• Red eléctrica Consumo de energía eléctrica de red

Costos fijos	Equipo de aire acondicionado comercial [\$]	7500
	Mano de Obra Instalación promedio [\$]	1200
Total		8700

Costos variables		\$/hora
	Energía eléctrica	0,8178

Beneficios

Adicionales:

No posee

Necesidad de disponer de una red de distribución eléctrica

En contra:

cercana

▪ Generador Naftero

Generación de energía eléctrica a través de un generador naftero, la energía eléctrica producida se utiliza para el funcionamiento del equipo de aire acondicionado

Costos fijos	Equipo de aire acondicionado comercial	7500
	Instalación promedio	1200
	Generador naftero 4,5KVA arranque eléctrico [€]	8000
	Aceite SAE20W50 2l	100
Total		16800

Costos variables		\$	\$/hora
Combustible	Nafta Super \$/litro	13,1	26,2
Mantenimiento	Reemplazo de batería c/5años	500	0,22
	Cambio de aceite y filtro		
	Cambio de bujías		
	Total con mano de obra mantenimiento	500	1,11
Total por hora		27,53	
Total \$/dia		137,67	
Total \$/temporada		12390	

Beneficios
adicionales:
En contra:

Provee de energía eléctrica en cualquier momento
Empleo de combustibles fósiles en forma ineficiente
Contaminación ambiental y sonora
Requiere transporte y almacenaje de combustible

Consumo de energía eléctrica producido por paneles

▪ **Fotovoltaica** fotovoltaicos

Costos fijos	Equipo de aire acondicionado comercial	7500
	Instalación promedio	1200
	Paneles fotovoltaicos	40896
	Regulador de carga	5633
	Baterías	21196
	Inversor	14686
Total		91111

Costos variables		\$/hora
	Reemplazo de baterías c/5años	9,42

Beneficios adicionales: Generación de energía eléctrica que puede utilizarse cuando no se emplea el equipo de aire acondicionado

- **Absorción (Proyecto)** Energía térmica solar

Costos fijos	Colectores solares de tubos	32000
	Tanque de almacenamiento de alta temperatura	21000
	Tanque de almacenamiento de baja temperatura	10000
	Bomba de colectores	1550
	Bomba de Generador	1250
	Válvulas de 3 vías	1500
	Controlador Logo	2500
	Módulo de expansión PT100 para Logo	1000
	Kit fotovoltaico para consumo auxiliar	18300
	Condensador	4100
	Evaporador	3800
	Generador	5100
	Absorbedor	6500
	Intercambiador Absorbedor	4100
	Bomba recirculación absorbedor	1250
	Válvula de expansión	500
	Conexiones	2000
	Quemador Backup gas	5125
	Intercambiador de placas	8000
Total		129575

Costos variables: No posee

Beneficios Adicionales: Brinda calefacción y agua sanitaria. Generación de energía eléctrica a pequeña escala, suficiente para iluminación

A los valores expresados en la tabla anterior se les adicionará un 30% de utilidad. Con lo cual el precio de venta del sistema completo será de \$168.447. Para hacer una comparación económica más justa al precio del equipo completo de este proyecto se le quitarán los correspondientes a los componentes de almacenamiento de baja temperatura (válvulas de 3 vías y tanque de almacenamiento de baja temperatura), pudiendo adquirir estos en forma opcional. Esto se hace ya que la adición de estos componentes fue pensada para permitir un

ahorro extra de energía para calefacción y agua caliente sanitaria. El costo de adquisición de esta opción es de \$153.497.

Tabla 5.2 Resumen comparativo:

	Absorción	Compresión de vapor		
		Red eléctrica	Fotovoltaica	Generador nafta
Costos de adquisición (\$)	153.497	8.700	91.111	16.800
Costos variables (\$/hora)	No tiene	0,8178	9,42	27,53
Costo por temporada (\$)	No tiene	368	4.240	12.390
Vida útil estimada (Años)	20	20	20	10

Como se puede observar en la tabla anterior el equipo de absorción no resulta competitivo en zonas donde hay acceso a la red eléctrica. Se continuará con la comparación con la energía solar fotovoltaica y el generador naftero, los cuales al igual que el sistema de absorción pueden ser utilizados en lugares aislados como lo es la zona de las islas frente a las costas de Rosario.

Calculo del VAN y TIR

Dado que el sistema de absorción utilizando energía solar térmica no tiene costos de funcionamiento se puede considerar a los gastos de funcionamiento de los otros equipos como retornos de la inversión por adquirir el sistema de refrigeración por absorción.

Para los 3 sistemas existe un desembolso inicial por lo tanto el valor del mismo surgirá de restar al costo de adquisición del equipo de absorción el costo de adquisición del otro sistema.

Primero se calculará el valor actual neto (VAN), el cual permite determinar el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros originados por una inversión.

El VAN se calcula de la siguiente forma

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+k)^t} - I_o$$

Donde

- V_t = Flujo de caja de cada período
- I_0 = Inversión inicial
- N = Numero de períodos considerado
- K = tipo de interés

Luego se calculara la tasa interna de retorno, que es la tasa de interés que produce un valor actual neto igual a cero o lo que es lo mismo la máxima tasa de interés que estaría dispuesto a pagar para financiar la inversión de modo que los ingresos de caja a lo largo del periodo considerado cubran exactamente la totalidad de las cargas del interés y reponer el capital desembolsado.

Adquisición de un equipo de refrigeración por energía solar térmica en lugar de un equipo de refrigeración por compresión junto con un generador naftero.

Flujos de caja: \$12.390 de gasto en combustible por temporada que serán ahorrados, se considerará un aumento del combustible anual de 30% correspondiente a la inflación actual.

Inversión inicial: \$153.497 – \$16.800 = 136.697

Número de periodos: 20 temporadas

Tipo de interés: 25% anual igual a la tasa de interés del plazo fijo a 30 días

$$VAN = \frac{\$12.390}{(1+0,25)^1} + \frac{\$12.390}{(1+0,25)^2} + \dots + \frac{\$12.390}{(1+0,25)^{20}} - \$136.697 = \$-87.708$$

Teniendo en cuenta una inflación anual de 30% en el precio del combustible

$$VAN = \frac{\$12.390 \times (1+0,3)^1}{(1+0,25)^1} + \frac{\$12.390 \times (1+0,3)^2}{(1+0,25)^2} + \dots + \frac{\$12.390 \times (1+0,3)^{20}}{(1+0,25)^{20}} - \$136.697 =$$

\$247.011

Se calcula la tasa de inflación que produce un VAN = 0 esta es 20% Esto implica que un aumento de los combustibles menor al 20% anual al cabo de 20 periodos no produce retorno de inversión superior a la inversión inicial.

También se calcula la tasa interna de retorno (TIR) sin tener en cuenta el efecto de la inflación del combustible. El resultado obtenido es 6,5%.

Adquisición de un equipo de refrigeración por energía solar térmica en lugar de un equipo de refrigeración por compresión junto con un sistema fotovoltaico.

Flujos de caja: \$3440 por temporada

Inversión inicial: \$153.497 - \$91.111 = \$62.386

Numero de periodos: 20 temporadas

Tipo de interés: 25% anual igual a la tasa de interés del plazo fijo a 30 días

$$VAN = \frac{\$4.240}{(1+0,25)^1} + \frac{\$4.240}{(1+0,25)^2} + \dots + \frac{\$4.240}{(1+0,25)^{20}} - \$62.386 = \$-45.622$$

Teniendo en cuenta una inflación anual de 30% en el precio de las baterías

$$VAN = \frac{\$4.240 \times (1+0,3)^1}{(1+0,25)^1} + \frac{\$4.240 \times (1+0,3)^2}{(1+0,25)^2} + \dots + \frac{\$4.240 \times (1+0,3)^{20}}{(1+0,25)^{20}} - \$62.386 = \$68.923$$

Se calcula la tasa de inflación que produce un VAN = 0 esta es 21,2% Esto implica que un aumento del precio de las baterías menor al 21,2% anual al cabo de 20 periodos no produce retorno de inversión superior a la inversión inicial.

También se calcula la tasa interna de retorno (TIR) sin tener en cuenta el efecto de la inflación. El resultado obtenido es 3,12% esto implica que la inversión no es viable con tasas superiores al 3,12%

Conclusiones del análisis económico

El equipo de refrigeración por absorción accionado con energía solar térmica resulta rentable frente al equipo de compresión accionado por un generador naftero o frente a un equipo fotovoltaico solo si se tiene en cuenta el efecto de la inflación actual en el costo de los combustibles y las baterías.

Si no se tiene en cuenta el efecto de la inflación la tasa de interés debe descender a 6,5% para el caso de utilizar un generador o a 3,12% para el caso de la energía solar fotovoltaica.

Queda descartada la posibilidad de competir económicamente con un equipo de compresión que utiliza la red eléctrica.

El uso de potencias de refrigeración más elevadas puede tornar más competitivo el proyecto de este tipo de equipos ya que el impacto de los equipos auxiliares en el costo total del sistema disminuiría

Comparación con tecnologías similares

No existe actualmente en el mercado un producto que emplee energía solar para refrigeración doméstica, tenga baja potencia, y utilice condensación por aire.

La mayoría de los equipos de refrigeración por absorción que se comercializan son de grandes potencias y utilizan combustibles fósiles como fuente de energía térmica.

El equipo comercializado más parecido al de este proyecto es el producido por la empresa Rotartica. Esta empresa construyó y comercializó dos modelos del tipo chiller, o enfriador de agua, con una potencia nominal de 4,5KW, el denominado Solar 045v y el Solar 045.

Estos modelos fueron considerados los más pequeños equipos comerciales de absorción diseñados para el uso residencial.

La diferencia principal entre los dos modelos es que el primero incorpora un disipador de calor por aire y el segundo tiene las conexiones de entrada y salida para agua de disipación, con lo cual puede conectarse a una torre de enfriamiento. Ninguno de estos enfriadores incorporaba el evaporador.



Figura 5.10: Equipos fabricados por Rotartica [17]

Desafortunadamente la empresa Rotartica dejó de funcionar en 2010 y no ha sido posible averiguar el costo de sus equipos, tampoco se tienen datos de la cantidad de equipos vendidos, aunque se sabe que son muy pocos principalmente distribuidos en España, en USA solo hay dos unidades.

Yazaki es otra empresa que fabrica chillers de absorción ya sea alimentados por agua caliente o por gas. El modelo de menor potencia que funciona con agua caliente y utiliza como fluido absorbedor bromuro de litio es el WFC-SC5, este tiene una potencia de 17,5KW. La temperatura nominal de entrada de agua caliente de este modelo es 88°C a un caudal de 1,2Kg/s. Al igual que Rotartica solo se comercializa el chiller por lo que tampoco viene provisto de evaporador, válvulas, bombas y demás accesorios y requiere del uso de torre de enfriamiento. El mercado para los equipos de esta empresa son complejos de oficinas, hoteles, hospitales e industrias.

Climate Well es una empresa que a diferencia de las anteriores utiliza un sistema de adsorción, no especifica potencias y no ahonda en el detalle de construcción de sus equipos. El sistema de enfriamiento consiste en dos recipientes en uno de ellos se encuentra una sal higroscópica de la cual no se tiene más información y en el otro recipiente hay agua. Cuando el recipiente con agua está lleno, la sal se encuentra seca, al conectarse ambos recipientes el agua se evapora y pasa al recipiente con sal, en el proceso de evaporación se extrae calor del mismo líquido produciendo su enfriamiento. Por un serpentín se hace circular agua de enfriamiento por las paredes del tubo para poder obtener la capacidad frigorífica. El proceso se revierte calentando el recipiente que contiene la sal húmeda a través de un serpentín conectado a los colectores. La descripción del fabricante hace suponer que tendrá las mismas desventajas observadas para los equipos de adsorción, como el gran volumen y peso necesarios por unidad de capacidad frigorífica.

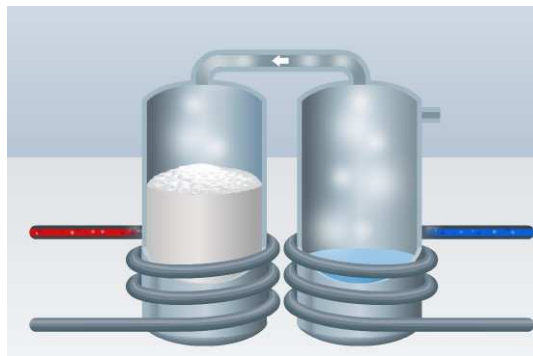


Figura 5.11: Esquema del principio de funcionamiento del equipo de Climate Well [17]

6. Conclusiones

Se ha realizado una evaluación de cualitativa y cuantitativa de la posibilidad de aprovechamiento de los diferentes métodos de refrigeración solar térmica en combinación con los métodos de captación solar para uso residencial. Esta evaluación indicó el uso del sistema de absorción simple efecto en conjunto con colectores de tubos de vacío.

El modelado del sistema permitió realizar múltiples cálculos para determinar los parámetros de diseño que mejor se adecuaron a las condiciones climáticas de la ciudad de Rosario y su zona, quedando establecidas las propiedades termodinámicas y caudales en los diferentes puntos del ciclo de absorción.

Se estudió la posibilidad de aplicar un sistema de almacenamiento térmico de calor latente poco estudiado, como es el almacenamiento de acetato de sodio trihidratado (AST) en condiciones metaestables, desafortunadamente los experimentos realizados en el laboratorio de la facultad y el análisis de los datos encontrados determinaron que no resulta conveniente para su uso en este proyecto.

Se realizó el dimensionamiento de los principales componentes del ciclo de absorción. Esto es condensador, evaporador, absorbedor y generador. Se calculó la cantidad de colectores requeridos en base a la hoja de datos de un colector comercializado localmente y se determinaron los parámetros de control requeridos para el funcionamiento.

En el análisis económico se realizó una comparación con los costos de equipos de compresión alimentados mediante energía eléctrica de red, un generador naftero y energía solar fotovoltaica. Los altos niveles de subsidio de la energía eléctrica de red impiden la competencia. Cabe la posibilidad de competir con los equipos de compresión que utilicen nafta o energía fotovoltaica como fuentes de alimentación.

Recomendaciones

Se podría explorar la posibilidad de aplicar la refrigeración solar térmica con capacidades frigoríficas más elevadas, saliendo del ámbito residencial y pasando a la aplicación en centros comerciales que además disponen de mayor superficie para los colectores. Aumentar la capacidad de refrigeración permitiría un mejor aprovechamiento económico de los elementos del compresor térmico y almacenamiento de energía térmica.

El almacenamiento de energía térmica latente con acetato de sodio trihidratado podría estudiarse en ciclos frigoríficos con niveles de temperatura más bajos o en el aprovechamiento de la energía solar para calefacción o agua sanitaria.

Bibliografía

- [1] Araki, N., Futamura, M., Makino, A., & Shibata, H. (1995). Measurements of thermophysical properties of sodium acetate hydrate. *International Journal of Thermophysics*, 1455-1466.
- [2] ASHRAE. (2009). Thermodynamics and refrigeration cycles. In *ASHRAE Handbook*.
- [3] Brinkworth, B. (1981). *Energía solar para el hombre*. Blume.
- [4] Cao, E. (2012). *Transferencia de calor en ingeniería de procesos*. Nueva Librería.
- [5] *Catálogo de colectores ensayados por el Institut Fur Solartechnik*. (s.f.). Recuperado el 02 de 09 de 2024, de <https://www.spftesting.info/data/1.collectors/>
- [6] Duman, R. (1981). *Energía Solar y almacenamiento de energía*. Toray-Masson.
- [7] Grossi Gallegos, H., & Righini, R. (2007). *Atlas de energía solar de la República Argentina*. Universidad Nacional de Luján.
- [8] Guemez, J. (2009). Líquidos Subenfriados y disoluciones sobresaturadas.
- [9] Gupta, Y., Metchop, L., Frantzis, A., & Phelan, P. (2008). Comparative analysis of thermally activated, environmentally friendly cooling systems. *Energy Conversion and Management*.
- [10] Kim, D., & Infante Ferreira, C. (2008). Solar Refrigeration options - a state-of-the-art review. *International Journal of Refrigeration*.
- [11] Kreith, F., & Bohn, M. (2001). *Principios de transferencia de calor*. Thomson.
- [12] Lunde, P. (1980). *Solar thermal engineering*. John Wiley .
- [13] Mastronardi, L., Sfeir, M. A., & Sánchez, S. (2016). *La temperatura y su influencia en la demanda*. Ministerio de Energía y Minería Argentina.
- [14] McNeely, L. (1979). Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide.
- [15] Quadri, N. (2001). *Sistemas de aire acondicionado*. Alsina.
- [16] Rufes, P., & Miranda, A. (2004). *Ciclos de Refrigeración*. CEAC.

[17] Schroeder, A. (s.f.). *About Rotartica's Absorption Chiller*. Recuperado el 01 de 09 de 2024, de <http://andyschroeder.com/Rotartica/>

Anexo A: Catálogo de tubos de cobre



Termomecanica es una de las mayores compañías brasileñas y líder en la transformación de metales no-ferrosos — cobre y sus aleaciones — en productos elaborados y semielaborados, como barras, varillas, perfiles, hilos, laminados, tubos para refrigeración, tubos industriales, tubos para agua y gas, bujes de bronce TM 23, barras colectoras de cobre para aplicaciones en la industria siderúrgica y de abastecimiento de energía, así como bujes de bronce TM 620.

DHP - Cobre Desoxidado con alto contenido de fósforo, UNS C-12200

Los tubos de cobre DHP (cobre fosforoso) UNSC 12200 producidos por Termomecanica son utilizados en tuberías de agua fría y caliente, así como en tuberías para gas y calefacción (por encima o por debajo del suelo), acumuladores de agua caliente y equipos de aire acondicionado, heladeras, neveras, cambiadores de calor, evaporadoras, condensadoras y sistemas de extinción de incendios.



PAÍS	DESIGNACIÓN DEL MATERIAL
Alemania (DIN)	CR-Cu
Unión Europea (DIN EN)	CUW024A
Estados Unidos (ASTM)	UNC – C12200

COMPOSICIÓN QUÍMICA	
Cobre	99,90% mínimo
Fósforo	0,015 – 0,040%

PROPIEDADES FÍSICAS								
Densidad en 20°C (g/cm³)	Punto de Fusión (°C)	Coefficiente Medio de Expansión Térmica (20-300°C) (10⁻⁴°C)	Conductibilidad Eléctrica Volumétrica en 20°C (% I.A.C.S.)	Conductibilidad Térmica en 20°C (cal/cm s °C)	Calor Específico en 20°C (cal/g°C)	Resistividad Eléctrica (ohm mm²/m) Material recocido a 20°C	Módulo de Elasticidad en 20°C (MPa)	Módulo de Rigidez (torsión) en 20°C (MPa)
8,90	1083	17,7	80	0,93	0,092	0,0171	117600	44100

CARACTERÍSTICAS TECNOLÓGICAS	
Rango de Temperatura de Recocido	375-650°C
Rango de Temperatura para Trabajo en Calor	750 – 875°C
Temperatura de Solidificación	1065°C
Conformación en Calor	Buena
Conformación en Frío	Excelente
Mecanización Relativa (Latón C360 = 100%)	20%

MÉTODOS DE SOLDADURA		
Soldadura Blanda		Excelente
Soldadura fuerte		Excelente
Soldadura Oxiacetilénica		Buena
Soldadura a Arco con Atmosfera Protegida		Excelente
Soldadura a Arco con Electrodo Revestido		No recomendado
Soldadura por Resistencia	Punto y Disco	Moderado
	Chispa	Buena

Tubos de Cobre Sin Costura para Agua y Gas

Los tubos de cobre Termomecanica presentan desempeño excelente en la conducción de agua fría y caliente, sistemas de gas y de extinción de incendios, acumuladores de agua caliente, medidores, calentadores solares y otros. Los tubos son producidos según los estándares establecidos por la norma internacional ASTM B88 y B88M. Esta especificación comprende los tubos rígidos y blandos.

PROPIEDADES MECÁNICAS

DESIGNACIÓN DE TEMPLE		DUREZA ROCKWELL		LÍMITE DE RESISTENCIA A TRACCIÓN		PROMEDIO DE TAMAÑO DE GRANO
Estándar	Grado de Dureza	Escala	Valor	ksi	MPa	mm
O50	Recocido	F	55 max.	30	205	0,025 min.
H58	Duro	30T	30 min.	36	250	-

LA NORMA ASTM B88 DETERMINA LOS TIPOS M, L Y K, COMO SIGUE:

TUBO DE COBRE TIPO M - Dimensiones, pesos y presión:

MEDIDA ESTÁNDAR	DIÁMETRO EXTERNO		ESPESOR DE PARED		PESO TEÓRICO		PRESIÓN DE TRABAJO				LARGO	
(in)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(lb/ft)	(kg/m)	H58 (psi)	H58 (MPa)	O50 (psi)	O50 (MPa)	(ft)	(mm)
3/8	0,500	12,70	0,025	0,64	0,145	0,216	761,34	5,25	624,30	4,30	20	6096
1/2	0,625	15,88	0,028	0,71	0,202	0,301	672,29	4,64	551,28	3,80		
3/4	0,875	22,23	0,032	0,81	0,326	0,485	544,16	3,75	446,21	3,08		
1	1,125	28,58	0,035	0,89	0,463	0,689	463,04	3,19	379,69	2,62		
1.1/4	1,375	34,93	0,042	1,07	0,681	1,013	455,30	3,14	373,34	2,57		
1.1/2	1,625	41,28	0,049	1,24	0,933	1,388	446,25	3,08	365,93	2,52		
2	2,125	53,98	0,058	1,47	1,450	2,158	403,63	2,78	330,98	2,28		
2.1/2	2,625	66,68	0,065	1,65	2,016	3,000	366,02	2,52	300,14	2,07		
3	3,125	79,38	0,072	1,83	2,666	3,968	340,53	2,35	279,24	1,93		
3.1/2	3,625	92,08	0,083	2,11	3,567	5,308	338,44	2,33	277,52	1,91		
4	4,125	104,78	0,095	2,41	4,635	6,898	339,73	2,34	278,58	1,92		

TUBO DE COBRE TIPO L - Dimensiones, pesos y presión:

MEDIDA ESTÁNDAR	DIÁMETRO EXTERNO		ESPESOR DE PARED		PESO TEÓRICO		PRESIÓN DE TRABAJO				LARGO	
(in)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(lb/ft)	(kg/m)	H58 (psi)	H58 (MPa)	O50 (psi)	O50 (MPa)	(ft)	(mm)
1/4	0,375	9,53	0,030	0,76	0,125	0,186	1235,05	8,52	1012,74	6,98	20	6096
3/8	0,500	12,70	0,035	0,89	0,197	0,294	1076,41	7,42	882,65	6,09		
1/2	0,625	15,88	0,040	1,02	0,285	0,424	981,73	6,77	805,02	5,55		
5/8	0,750	19,05	0,042	1,07	0,361	0,538	852,68	5,88	699,20	4,82		
3/4	0,875	22,23	0,045	1,14	0,452	0,672	775,34	5,35	635,78	4,38		
1	1,125	28,58	0,050	1,27	0,652	0,970	668,03	4,61	547,78	3,78		
1.1/4	1,375	34,93	0,055	1,40	0,882	1,313	600,37	4,14	492,30	3,39		
1.1/2	1,625	41,28	0,060	1,52	1,135	1,690	550,07	3,79	451,06	3,11		
2	2,125	53,98	0,070	1,78	1,746	2,598	491,06	3,39	402,67	2,78		
2.1/2	2,625	66,68	0,080	2,03	2,466	3,669	452,42	3,12	370,98	2,56		
3	3,125	79,38	0,090	2,29	3,317	4,936	428,15	2,95	351,08	2,42		
3.1/2	3,625	92,08	0,100	2,54	4,273	6,359	408,97	2,82	335,36	2,31		
4	4,125	104,78	0,110	2,79	5,346	7,956	394,47	2,72	323,46	2,23		

Anexo B: Hoja de datos del recuperador de calor



CB10 / CBH10

Brazed Plate Heat Exchanger

General information

Alfa Laval introduced its first brazed plate heat exchanger (BHE) in 1977 and has since continuously developed and optimized its performance and reliability.

Brazing the stainless steel plates together eliminates the need for gaskets and thick frame plates. The brazing material seals and holds the plates together at the contact points ensuring optimal heat transfer efficiency and pressure resistance. The plate design guarantees the longest possible life.

The design options of the brazed heat exchanger are extensive. Different plate patterns are available for various duties and performance specifications. You can choose a standard configuration BHE, or a unit designed according to your own specific needs. The choice is entirely yours.

Typical applications

- HVAC heating/cooling
- Refrigerant applications
- Industrial cooling/heating
- Oil cooling

Working principles

The heating surface consists of thin corrugated metal plates stacked on top of each other. Channels are formed between the plates and corner ports are arranged so that the two media flow through alternate channels, usually in countercurrent flow for the most efficient heat transfer process.

Standard design

The plate pack is covered by cover plates. Connections are located in the front or rear cover plate. To improve the heat transfer design, the channel plates are corrugated.

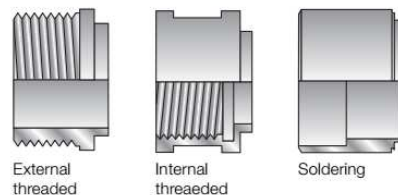
Particulars required for quotation

To enable Alfa Laval's representative to make a specific quotation, specify the following particulars in your enquiry:

- required flow rates or heat load
- temperature program
- physical properties of liquids in question
- desired working pressure
- maximum permitted pressure drop

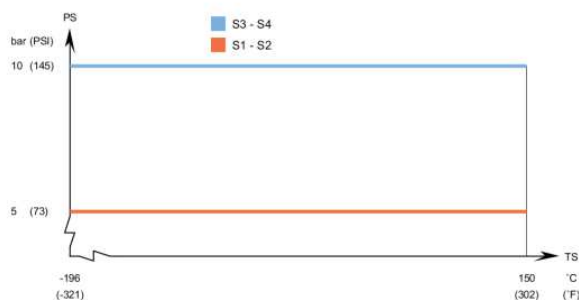


Examples of connections*

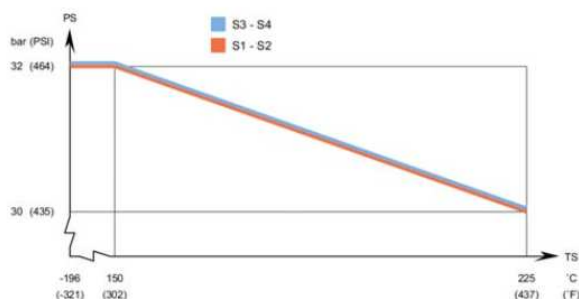


* More connections are available on request.

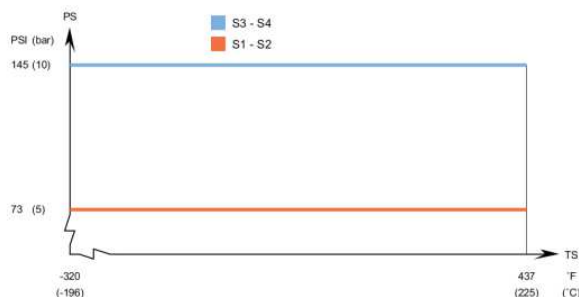
CB10 - PED approval pressure/temperature graph*



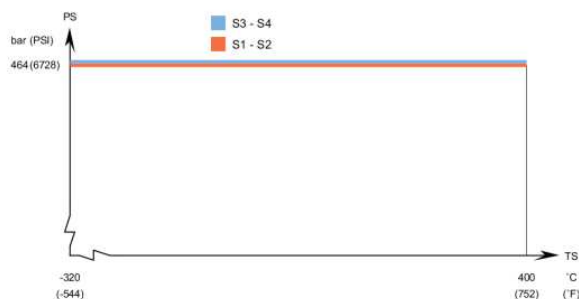
CBH10 - PED approval pressure/temperature graph*



CB10 - UL approval pressure/temperature graph*



CBH10 - UL approval pressure/temperature graph*



Standard dimensions and weight*

CB10

A measure mm	=	$7 + (2.16 * n)$ (+/-2 %)
A measure inch	=	$0.28 + (0.09 * n)$ (+/-2 %)
Weight** kg	=	$0.13 + (0.04 * n)$
Weight** lb	=	$0.29 + (0.09 * n)$

CBH10

A measure mm	=	$8 + (2.16 * n)$ (+/-2 %)
A measure inch	=	$0.31 + (0.09 * n)$ (+/-2 %)
Weight** kg	=	$0.26 + (0.04 * n)$
Weight** lb	=	$0.56 + (0.09 * n)$

(n = number of plates)

* For exact values please contact your local Alfa Laval representative.

** Excluding connections

Standard data

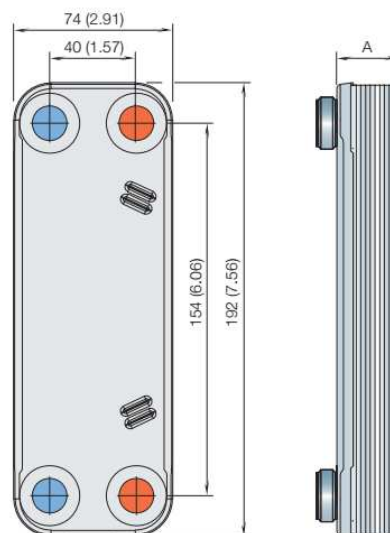
Min. working temperature	see graph
Max. working temperature	see graph
Min. working pressure	vacuum
Max. working pressure	see graph
Volume per channel H, litres (ga)	0.025 (0.0064)
Volume per channel A, litres (ga)	0.027 (0.0071)
	0.022 (0.0057)
Max. flowrate* m ³ /h (gpm)	3.62 (15.93)
Min. nbr of plates	4
Max. nbr of plates	60
* Water at 5 m/s (16.4 ft/s) (connection velocity)	

Standard materials

Cover plates	Stainless steel
Connections	Stainless steel
Plates	Stainless steel
Brazing filler	Copper

Standard dimensions

mm (inch)



How to contact Alfa Laval

Up-to-date AlfaLaval contact details for all countries are always available on our website on www.alfalaval.com

Anexo C: Hoja de datos del tanque de almacenamiento.



Solar Saver®



Photo is of
MS80R6SS

The Solar Saver® Models feature:

- **Backup Element**—A single backup heating element provides heat only when solar energy does not satisfy demand.
- **Factory Installed Hydrojet® Total Performance System**—Cold water inlet sediment reducing device helps prevent sediment build up in tank. Increases first hour delivery of hot water while minimizing temperature build up in tank.
- **Vitraglas® Lining**—Bradford White tanks are lined with an exclusively engineered enamel formula that provides superior tank protection from the highly corrosive effects of hot water. This formula (Vitraglas®) is fused to the steel surface by firing at a temperature of over 1600°F (871°C).
- **Fully Automatic Controls**—Fast acting surface-mount thermostat for automatic temperature control. Factory installed sensitive manual reset energy cutoff for safety to prevent overheating.
- **Supply and Return Connections**—3/4" NPT female connections are located on the top for both the solar collector supply and return.
- **Alternate Solar Collector Supply and Return Connections**—Located on the front for additional application flexibility (MS80 and MS120 only).
- **2" Non-CFC Foam Insulation**—Covers the sides and top of tank, reducing the amount of heat loss. This results in less energy consumption, improved operation efficiencies and jacket rigidity.
- **Potable Water Connections**—3/4" NPT factory installed true dielectric fittings extend water heater life and eases installation.
- **Sensor Wires for Solar Thermistor Connections**—Twisted wires are provided as a means for connecting thermistors to a solar controller (thermistors and solar controller are not provided).
- **Protective Magnesium Anode Rod**—Provide added protection against corrosion for long trouble-free service.
- **Direct Heat Transfer With Immersed Element**—Transfers heat directly and efficiently to the water. Screw-in style.
- **T&P Relief Valve**—Included.
- **Low Restriction Brass Drain Valve**—Durable tamper proof design.

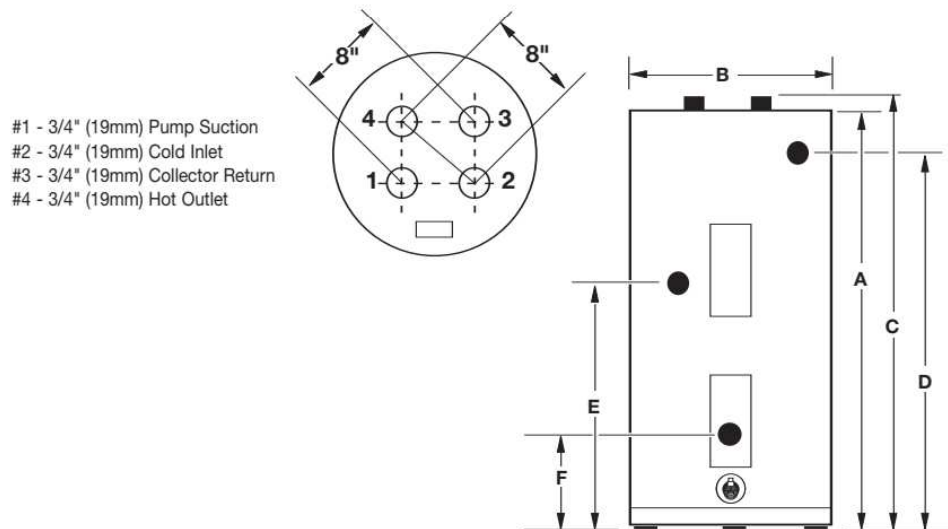
Solar Saver® Water Heater System

Meet or exceed ASHRAE 90.1b (current standard)

Model Number	Capacity		Recovery at 90°F Rise*		A Floor to Heater Top	B Jacket Dia.	C Floor to Water Conn.	D Floor to T&P Conn.	E Floor to Alt. Collector Return Conn.	F Floor to Alt. Collector Supply Conn.	Approx. Shipping Weight
	U.S. Gal.	Imp. Gal.	U.S. GPH	Imp. GPH	in.	in.	in.	in.	in.	in.	lbs.
MS65R6SS	65	54	21	18	59	22	60	52½	—	—	168
MS80R6SS†	80	67	21	18	59	24	60	52½	38	7⅞	210
MS120R6SS†	119	99	21	18	62½	28	63½	56	38¼	7⅞	310
Model Number	Capacity		Recovery at 50°C Rise*		A Floor to Heater Top	B Jacket Dia.	C Floor to Water Conn.	D Floor to T&P Conn.	E Floor to Alt. Collector Return Conn.	F Floor to Alt. Collector Supply Conn.	Approx. Shipping Weight
	Liters		Liters/Hour		mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	kg.
MS65R6SS	246		79		1499	559	1524	1334	—	—	75
MS80R6SS†	303		79		1499	610	1524	1334	965	200	95
MS120R6SS†	450		79		1594	711	1613	1422	972	200	141

†Models offer additional solar collector return connections.

If requirements are for storage only, do not use element connections.



Dimensions and specifications subject to change without notice in accordance with our policy of continuous product improvement.

Suitable for Water (Potable) Heating and Space Heating.

Toxic chemicals, such as those used for boiler treatment, shall NEVER be introduced into the potable side of this system. The potable side may NEVER be connected to any existing heating system or component(s) previously used with a non-potable water heating appliance.