

# 5. Resultados

---

# 5.1 Condiciones de Operación

*A* continuación se muestran los resultados obtenidos específicamente para la aplicación que en el capítulo 4.2 Condiciones de Operación se describen. Los flujos de calor definen las condiciones de operación de cada equipo, así como los flujos de materia y energía. Dichos resultados se aplican únicamente para la producción determinada de quesos y las condiciones ambientales reportadas.

## 5.1.1 Flujos de Calor y Transferencias

El total de las cuatro diferentes cargas de refrigeración que se determinaron necesarias se muestran en la **tabla 5.I**. Utilizando un factor de diseño del 10% para permitir posibles diferencias entre los criterios de diseño y la operación real, el sistema deberá tener una capacidad de 18 kW, equivalentes a 5 toneladas de refrigeración.

**Tabla 5.I** Cargas de refrigeración

Transmisión	159 W
Productos	6 W
Interna	343 W
Aire infiltrado	16 440 W
<b>TOTAL</b>	<b>18, 643 W</b>

### 5.1.1.1 Carga de transmisión

Utilizando las dimensiones aproximadas del refrigerador (**tabla 5.II**), así como los posibles materiales de construcción y sus propiedades (**tabla 5.III**), se determinó que la carga térmica que corresponde a la transmisión por las paredes, el suelo y el techo es de 159 W.

**Tabla 5.II** Dimensiones de la cámara

<b>Dimensiones</b>	
Longitud muros enterrados	0.60 m
Altura muros enterrados	1.70 m
Longitud de puerta	0.80 m
Altura de puerta	1.70 m
Ancho de techo	0.80 m
Profundidad de techo	0.60 m
<b>Áreas</b>	
Contacto con el suelo	3.96 m <sup>2</sup>
Contacto con el aire	1.20 m <sup>2</sup>

**Tabla 5.III** Propiedades de los materiales de construcción

<b>Material</b>	<b>k</b>	<b>x</b>
Cemento	1.21 W/mK	0.03 m
Aire	0.28 W/mK	0.20 m
Hormigón	0.05 W/mK	0.30 m
Piedra/Arena	0.50 W/mK	0.20 m
Madera	0.40 W/mK	0.05 m
Vidrio	0.78 W/mK	0.03 m

### 5.1.1.2 Carga de los productos

En la **tabla 5.IV** se muestran los resultados obtenidos de la experimentación para conocer el las propiedades de los quesos. Como ya se mencionó en el capítulo 4.2 Condiciones de operación, debido a las discrepancias con la literatura, se utilizaron los datos reportados por la literatura de calor específico.

**Tabla 5.IV** Propiedades experimentales de los quesos

Tipo de Queso	HR %	Cp kJ/kg°C	K W/m°C	D mm <sup>2</sup> /s
Chihuahua	35	55.75	0.53	0.113
Manchego	37	59.60	0.53	0.111
Botanero	37	111.88	0.53	0.115
Port Salut	40	114.26	0.55	0.116
<b>PROM</b>	37	4.81	0.533	0.11
<b>Desv Std</b>	2	32	0	0
<b>MIN</b>	35	4.33	0.500	0.11
<b>MAX</b>	40	5.32	0.570	0.12

Así mismo, al determinar el tiempo de enfriamiento con el método de Lin, se obtuvieron los resultados de la **tabla 5.V**. Cabe mencionar que el efecto del tiempo de enfriamiento en la carga es casi imperceptible. Aún si los productos tardaran 4 horas en enfriarse, la carga de los productos varía en centésimas. Una vez obtenidos los datos necesarios, se determinó que la carga referente a los productos es de 14 W.

**Tabla 5.V** Tiempo de enfriado

Tipo de Queso	Cp kJ/kg·K	K W/m°C	h W/m <sup>2</sup> ·C	Densidad kg/m <sup>3</sup>	θ	
					s	h
Chihuahua	2.80	0.53	94.62	84181.13	235.80	0.07
Manchego	2.80	0.53	94.62	84181.13	276.56	0.08
Botanero	2.80	0.53	94.62	42090.56	139.28	0.04
Port Salut	2.80	0.55	94.62	42090.56	98.75	0.03

### 5.1.1.3 Carga interna

El dato reportado del calor que genera un humano es de 293 W. Así mismo, se calcula el calor de los focos dependiendo de la cantidad y de su capacidad en watts. Se propone colocar dos focos fluorescentes de 25 W cada uno. Esto da un total de 343W.

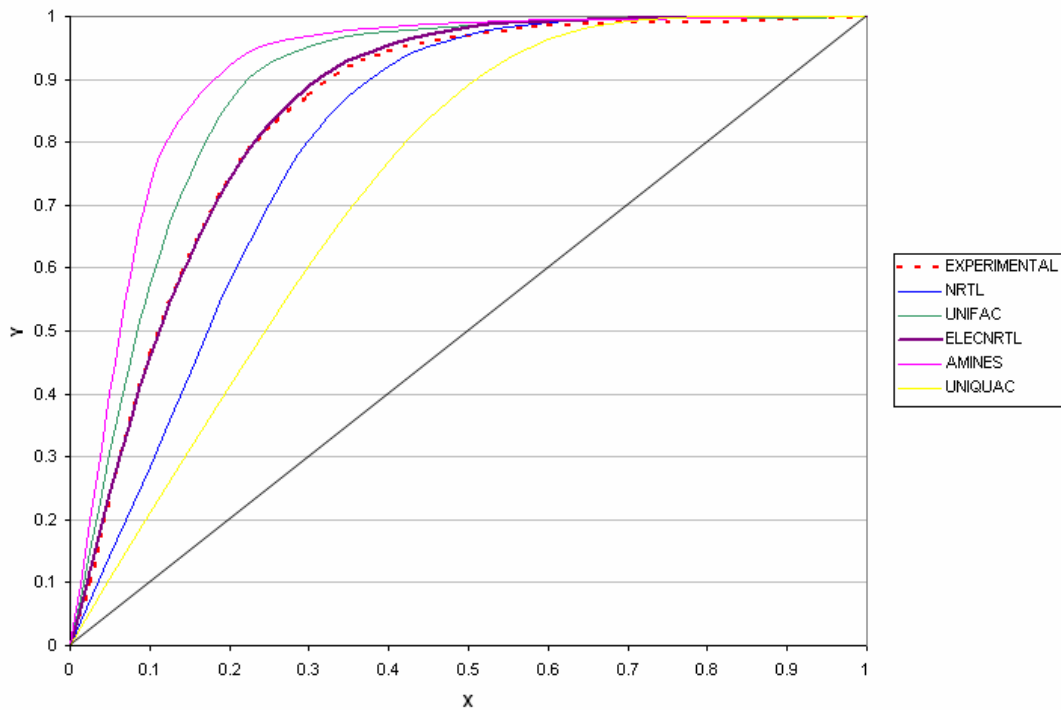
### 5.1.1.4 Carga de infiltración de aire

Utilizando la ley de gases ideales, se calcularon los valores de densidad del aire a las temperaturas de refrigeración (4°C) y del medio ambiente (28°C), 1.27 y 1.17 kg/m<sup>3</sup> respectivamente. Utilizando los datos de entalpía bajo las mismas condiciones y con la ecuación mencionada en capítulos anteriores, se determina que la carga que representa el aire infiltrado es de 16.44 kW. Es interesante notar que ésta es la carga de mayor valor significativo y la cual nos rige el comportamiento del sistema. También cabe mencionar que se tomaron las condiciones más adversas para el cálculo, pero en condiciones reales, la carga de infiltración debe calcularse con una diferencia de temperaturas de máximo 5 grados lo que repercute en una carga real de 4 a 5 kW.

## 5.1.2 Balance de Materia y Energía

Después de probar diferentes métodos, se encontró que en el rango de presiones desde 4 hasta 20 kg/cm<sup>2</sup>, el mejor método de predicción fue ELECNRTL, el cual utiliza el modelo de electrolitos de NRTL y la ecuación de estado Redlich-Kwong y sirve para aplicaciones con soluciones acuosas y mezclas de solventes. En

la **figura 5.1** se muestran los distintos métodos de predicción que se utilizaron, mientras que en las **figuras 5.2 a 5.7** sólo se utilizaron los datos de las predicciones más aproximadas ya que el resto de los métodos utilizados diferían demasiado.



**Fig. 5.1** Diagrama de composiciones de equilibrio de la mezcla  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  a  $P=20 \text{ kg/cm}^2$

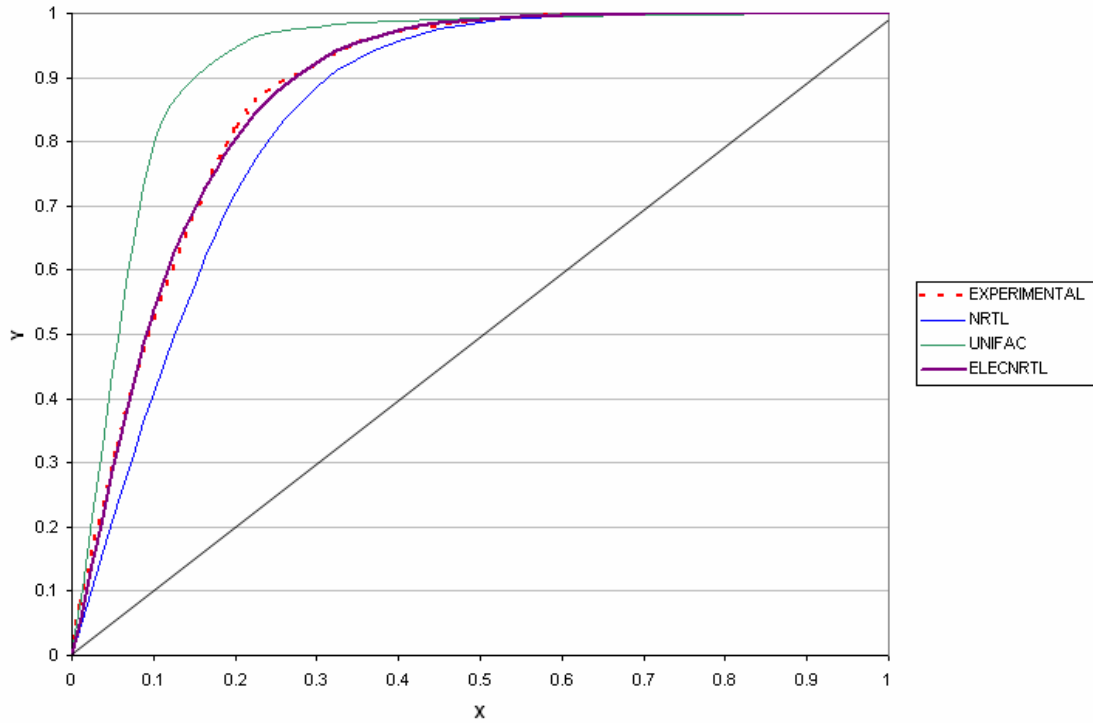


Fig. 5.2 Diagrama de composiciones de equilibrio de la mezcla NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O a P=10 kg/cm<sup>2</sup>

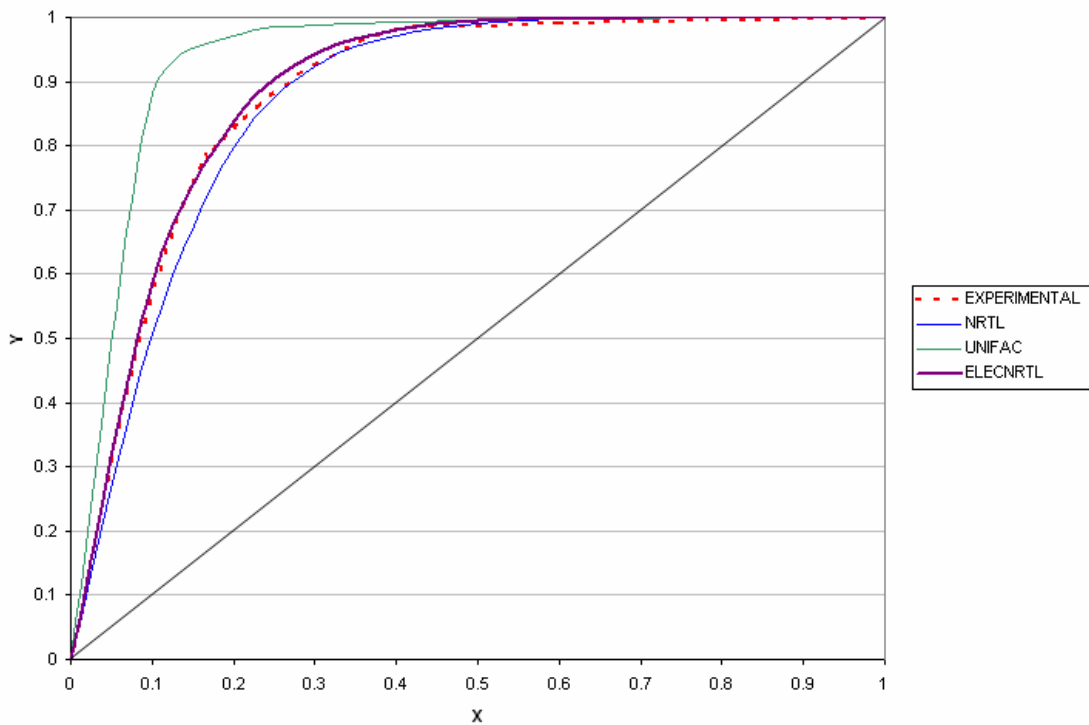
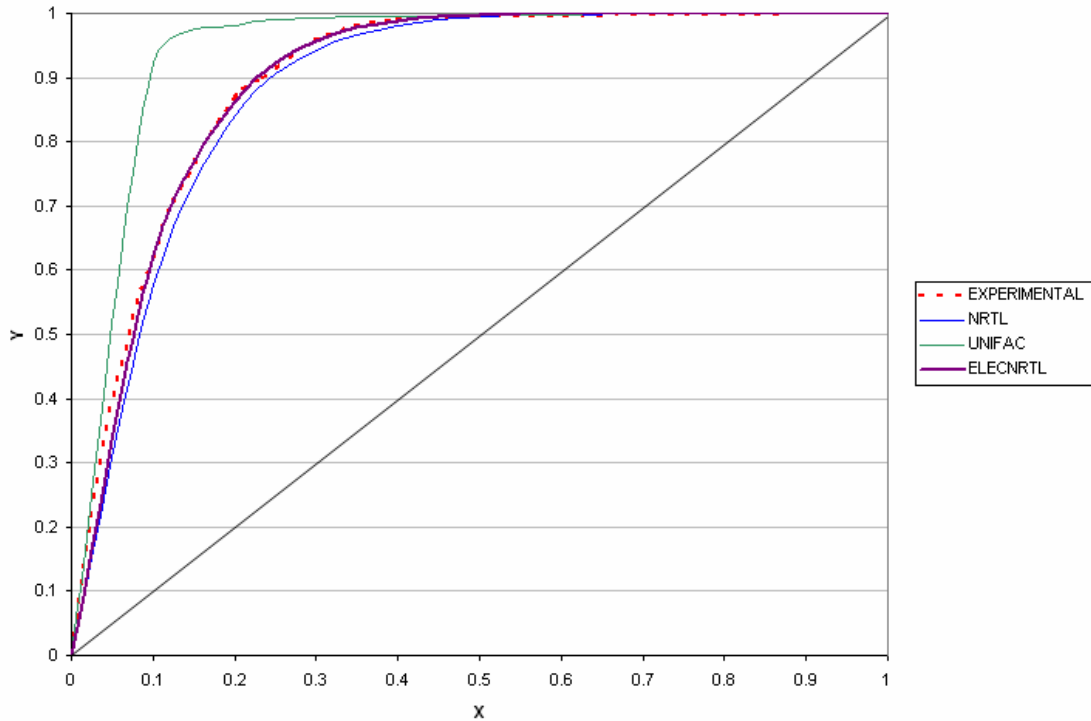


Fig. 5.3 Diagrama de composiciones de equilibrio de la mezcla NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O a P=6 kg/cm<sup>2</sup>



**Fig. 5.4** Diagrama de composiciones de equilibrio de la mezcla  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  a  $P=4 \text{ kg/cm}^2$

Para presiones de 0.4 hasta  $2 \text{ kg/cm}^2$  el modelo ELECTNRTL no genera resultados por lo que se usó el método de NRTL<sup>i</sup> cuyos resultados fueron muy similares a los experimentales.

<sup>i</sup> Para presiones menores no se recomienda el uso de ELECTNRTL ni NRTL.



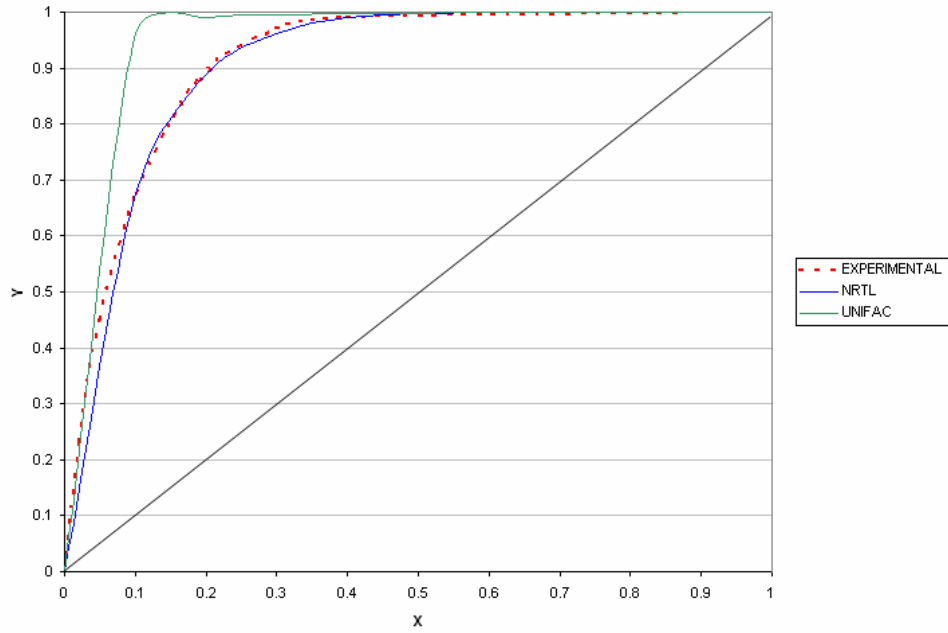


Fig. 5.5 Diagrama de composiciones de equilibrio de la mezcla NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O a P=2 kg/cm<sup>2</sup>

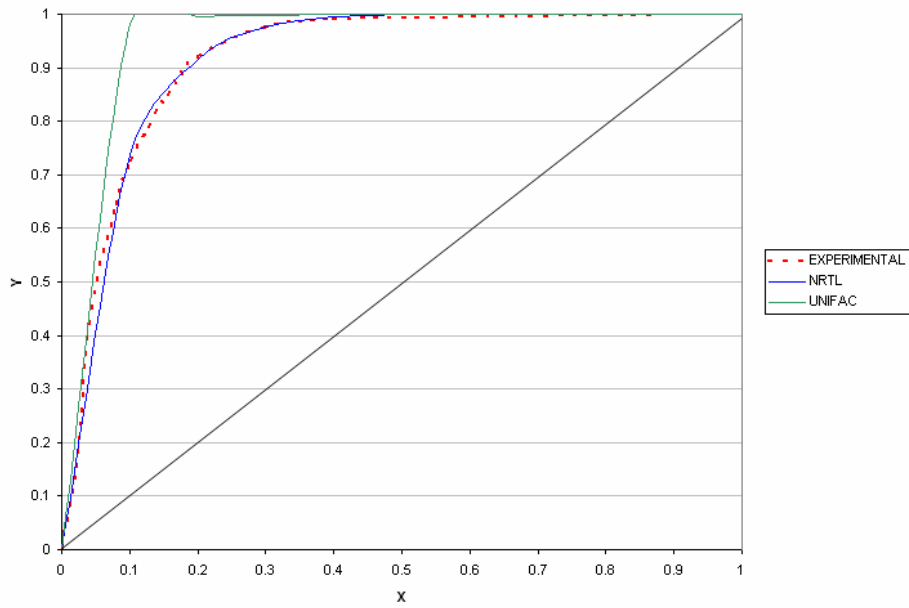


Fig. 5.6 Diagrama de composiciones de equilibrio de la mezcla NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O a P=1 kg/cm<sup>2</sup>

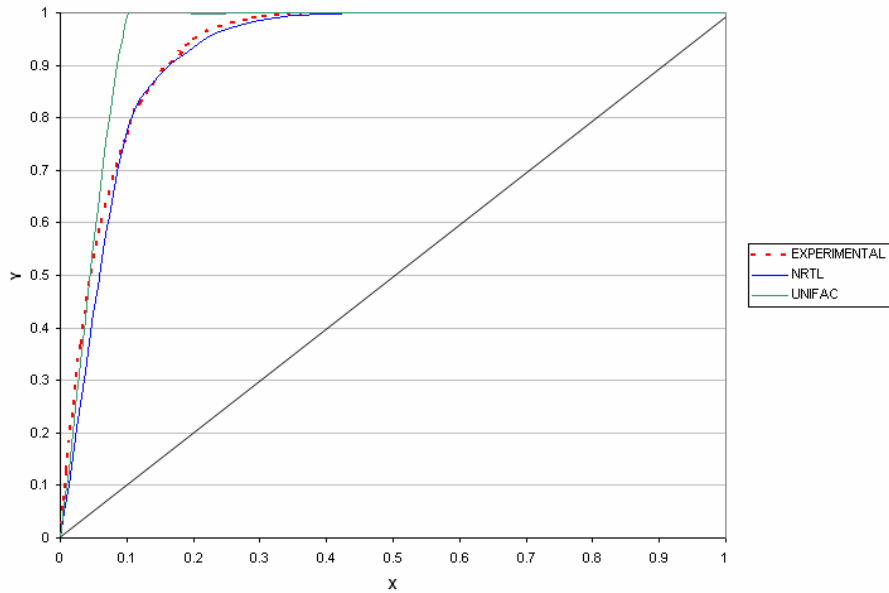


Fig. 5.7 Diagrama de composiciones de equilibrio de la mezcla  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  a  $P=0.4 \text{ kg/cm}^2$

Para continuar con la validación, se predijeron entalpías de la mezcla. En la **figura 5.8** se puede observar que los resultados no fueron satisfactorios ya que los datos predichos no tienen un comportamiento similar a los datos experimentales reportados que se muestran en el **Anexo B**.

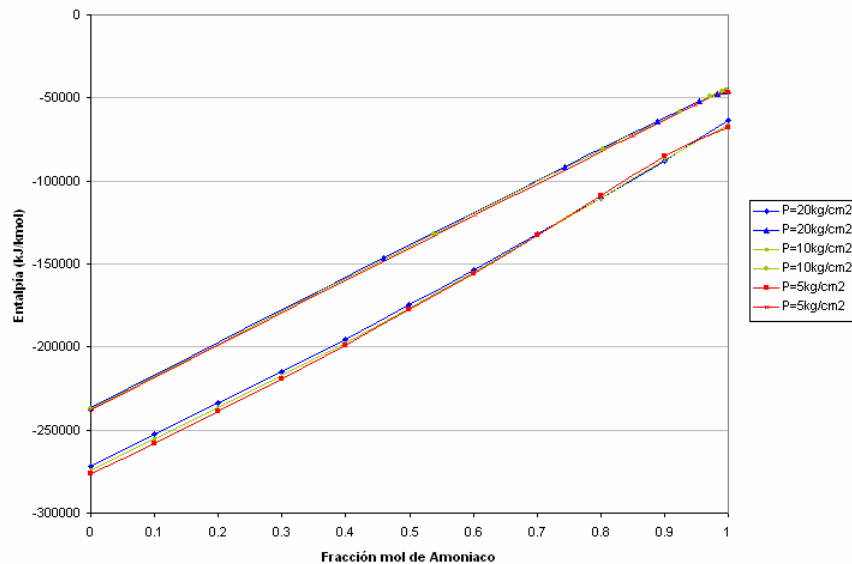


Fig. 5.8 Diagrama de entalpías de la mezcla  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

Se utilizó un archivo predefinido con una propuesta de método de propiedades y química de disociación del soluto proporcionado por el mismo proveedor del simulador que simula la disociación de los átomos en los iones correspondientes. Este realiza la predicción de propiedades de la mezcla específica de amoníaco-agua pero tampoco dio buenos resultados. Por esta razón se utilizaron los datos reportados en la literatura para realizar los cálculos necesarios.

Inicialmente se utilizaron los datos recomendados por Threlkeld, pero debido a que no se alcanzaban las condiciones deseadas, se realizaron ligeras modificaciones para alcanzarlas. Para lograr los límites especificados para mantener la cámara a 4 °C, se determinó que las presiones de operación del equipo deben ser 13 atmósferas para el generador y el condensador y 3 atmósferas para evaporador y absorbedor. En la **tabla 5.VI** se muestran las condiciones de presión, temperatura, concentración y entalpías de cada estado. Estas condiciones están limitadas por la pureza del amoníaco ya que si se permite mayor proporción de agua, ésta se congela en la tubería por las bajas temperaturas que se manejan en el sistema.

**Tabla 5.VI** Propiedades de las corrientes

Estado	P (atm)	T (°C)	$X_{\text{NH}_3}$	H (kJ/kg)
1	3.4	43	0.410	11
2	13.6	43	0.410	12
3	13.6	93	0.410	249
4	13.6	116	0.300	370
5	13.6	57	0.300	88
6	3.4	57	0.300	88
7	13.6	54	0.995	1514
8	13.6	35	0.995	348
9	13.6	29	0.995	326
10	3.4	-6	0.995	326
11	3.4	-6	0.995	1459
12	3.4	10	0.995	1481

Por medio de los balances de materia, se determina que el flujo de refrigerante en el evaporador es de 1 kg/min. Este flujo se mezclará en el absorbedor con la solución que proviene del generador de 5.25 kg/min resultando en 6.24 kg/min totales.

El desempeño real del sistema es de 0.53 mientras que el coeficiente ideal o máximo es de 1.77 por lo que se tiene una eficiencia de 30%.

### 5.1.3 Diseño de los equipos

A continuación se muestran los resultados obtenidos para el diseño preliminar de los distintos equipos que se necesitarían utilizando condiciones desfavorables. Cabe recalcar que dichos valores no fueron realizados con métodos rigurosos ni exactos ya que únicamente se buscan dimensiones aproximadas.

#### 5.1.3.1 Evaporador

Con el resultado de las condiciones 10 y 11 y la carga de refrigeración (18,628 W), así como la temperatura promedio y la temperatura ambiente deseada de 4°C, se calcula una temperatura de capa fina de -1°C. Las propiedades del aire a 277 K (4°C) se muestran en la **tabla 5.VII**.

**Tabla 5.VII** Propiedades del aire a 277K

<b><math>\beta</math></b>	3.67E-03
<b>k</b>	0.02441 W/m°C
<b>v</b>	1.37E-05 m <sup>2</sup> /s
<b>Pr</b>	0.7144

Al calcular los números de Nusselt y Grashof así como el coeficiente de transferencia de calor, se obtienen los resultados de la **tabla 5.VIII**.

**Tabla 5.VIII** Gr, Nu y h para evaporador

<b>Gr</b>	-5.20E+16
<b>Nu</b>	-3.34E+04
<b>h</b>	-2.72 W/m <sup>2</sup> °C

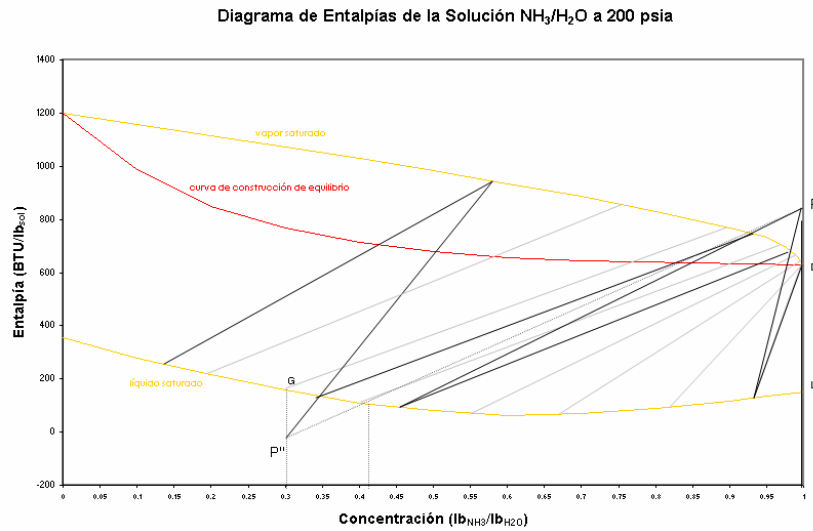
Con estos resultados, se determina que el área de transferencia necesaria es de 686 m<sup>2</sup>. La distribución que se propone es en 12 serpentines de tubería de 1/4" cuya longitud total sea de 300 m.

### 5.1.3.2 Tanque de absorción

El balance de materia determina un flujo máximo de 6.24 kg/min y se utiliza una base de 1 minuto. Las tres corrientes (entradas y salida) se encuentran a la misma presión pero a diferente temperatura por lo que se utilizó la temperatura más alta de 330K para ocupar su volumen específico y a partir de este el volumen del tanque. La constante de gases para amoníaco la reporta Çengel como 0.4882 kJ/kgK por lo que el volumen a 3.4 atmósferas y 330K, es de  $4.68 \times 10^{-4}$  m<sup>3</sup>/kg. Se fijó la longitud del tanque en 45 cm por lo que el diámetro es de 8 cm para cumplir con un volumen de 8,749 cm<sup>3</sup>.

### 5.1.3.3 Generador

Por medio del método gráfico de Ponchon-Savarit, se determinó que el destilador debe tener 5 etapas.



**Fig. 5. 9** Método gráfico Ponchon-Savarit

#### 5.1.3.4 Condensador

Utilizando los datos de las condiciones 7 y 8, el calor de condensación (19,171 W), así como la temperatura promedio y la temperatura ambiente de  $28^\circ\text{C}$ , se calcula una temperatura de capa fina de  $36^\circ\text{C}$ . Las propiedades del aire a 300K ( $28^\circ\text{C}$ ) se muestran en la **tabla 5.IX** y los números de Nusselt y Grashof así como el coeficiente de transferencia se muestran en la **tabla 5.X**.

**Tabla 5.IX** Propiedades del aire a 300K

$\beta$	3.23E-03
$k$	0.02624 W/m $^\circ\text{C}$
$\nu$	1.57E-05 m $^2$ /s
$Pr$	0.708

**Tabla 5.X** Gr, Nu y h para condensador

$Gr$	7.26E+09
$Nu$	1.73E+02
$h$	3.02E+00 W/m $^2$ $^\circ\text{C}$

Con estos resultados, se determina que el área de transferencia necesaria es de 380 m<sup>2</sup>. La distribución que se propone es en 20 tubos de ¾" con 1.5 m de longitud y cuyas aletas tengan 10 cms de radio.

#### 5.1.3.5 Intercambiadores de calor

Dado el flujo másico de 2.18 lb/min y utilizando un coeficiente global de transferencia de calor de 25 Btu/hr ft<sup>2</sup>F ya que existen datos reportados en un intervalo de 25 a 150 Btu/ hr ft<sup>2</sup>F<sup>(16)(40)</sup>. Estas condiciones requieren de 5 ft<sup>2</sup> de área de transferencia por lo que se propone un intercambiador de 13 tubos de ¾" cuya longitud sea de 2 ft.

Para el segundo intercambiador, el área de transferencia resulta en 32 ft<sup>2</sup> por lo que se consideró un arreglo de 41 tubos de ¾" de 4 ft de longitud.

#### 5.1.3.6 Biogas y Colector solar

Para alcanzar 116°C en el generador utilizando únicamente biogas, se requiere de 0.09 kg/min dado que la energía de combustión del metano es de  $5.02 \times 10^7$  J/kg y éste generalmente forma 60% del biogas. Para disminuir el consumo de éste, se puede usar un colector solar para precalentar. Al construir uno como el descrito en el párrafo siguiente, se alimentarían sólo 0.06 kg/min. El flujo de biogas que se produce actualmente no se ha medido. Pero en caso de ser necesario, instalar otro biodigestor no es difícil. Los resultados se enlistan en la **tabla 5.XI**.

Tabla 5.XI Biogas

Comp	H <sub>comb</sub> J/kg	%
CH <sub>4</sub>	-5.02E+07	0.6
aire	0	0.4
TOTAL	<b>-3.01E+07</b>	<b>1</b>
C <sub>p</sub> <sub>NH3</sub>	4186.8 J/kgK	
m <sub>biogas</sub>	0.06 kg/min	
m <sub>NH3</sub>	6.24 kg/min	

Como se puede observar en la gráfica de la **figura 4.2**, la menor radiación solar que recibe la latitud de 20° es de 7 kWh/m<sup>2</sup>día y ocurre en los meses de diciembre y enero. El mínimo de horas de insolación anual es de 2500, lo que indica que en promedio diario se cuenta con 7 horas para aprovechar el calor. La temperatura del agua al entrar al colector solar se toma como temperatura ambiente, y se desea como mínimo de 60°C. Para lograr dichas condiciones, se necesita un flujo de 0.12 kg/s de agua a través de tubería de ¾". El área de transferencia necesaria se fijó en 20 m<sup>2</sup> distribuidos en tres arreglos de 56 tubos de 2 m de longitud. En la **tabla 5.XII** se muestran los resultados.

Tabla 5.XII Colector solar

Q <sub>rad</sub>	1000 W/m <sup>2</sup>
C <sub>p</sub> <sub>H2O</sub>	4190 J/kgK
T <sub>in</sub>	293.15 K
T <sub>fin</sub>	333.15 K
A	20 m <sup>2</sup>
m	0.12 kg/s

### 5.1.3.7 Bomba

Considerando una eficiencia de 75%, se requiere de una bomba de ¼ de caballo. Esto indica que es una bomba pequeña que comercialmente disponible requiere de 180W. Esto puede ser suministrado satisfactoriamente con las celdas fotovoltaicas ya que se cuenta con 12 placas de 75W, es decir 800W.



### 5.1.4 Comparación con un sistema de compresión

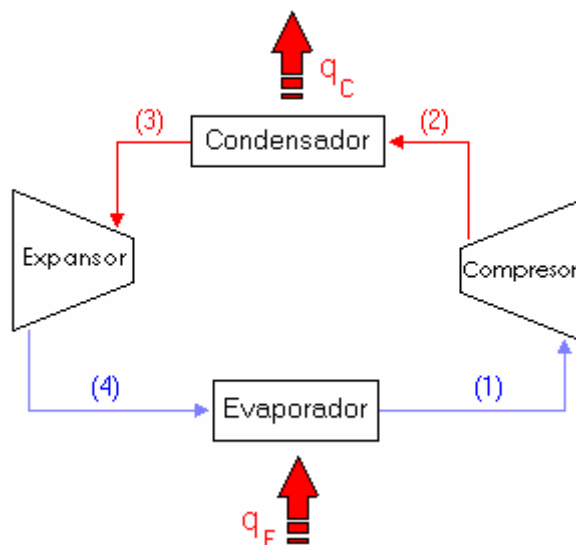


Fig. 5. 10 Ciclo de compresión de vapor

Los resultados que se obtuvieron para las corrientes del sistema convencional de compresión de vapor se muestran en la **tabla 5.XIII**. Para retirar el calor de los productos, 5 toneladas de refrigeración, es necesario un flujo de refrigerante de 0.16 kg/min. De este modo se obtiene un coeficiente de desempeño real de 2, mientras que el máximo alcanzable es de 13.53. Por otra parte, el coeficiente de desempeño real para un sistema por absorción es de 0.53, mientras que el ideal es de 1.77.

Tabla 5.XIII Corrientes de sistema convencional

Estado	P (atm)	T (°C)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)
1	2.32	-6	209.06	0.9226
2	7.89	36	269.10	0.9226
3	7.89	31	93.42	0.3459
4	2.32	-6	89.92	0.3459

---

Como se puede observar, el coeficiente de desempeño para un sistema de absorción agua-amoniaco es mucho menor que el coeficiente para un sistema teórico de compresión de vapor. La comparación directa no es justa ya que el COP calculado para el sistema de absorción es más realista que el de uno convencional. Para poder hacer una comparación verdadera, es necesario multiplicar el desempeño del sistema de compresión por la eficiencia térmica de una planta generadora de electricidad. También se deben incluir las pérdidas de transmisión hasta el compresor. Según se reporta en la literatura, si se realiza esta determinación, podemos encontrar que el SCV es ligeramente superior a un SRA<sup>(25)</sup>.

Es importante observar la potencia necesaria para ambos sistemas. Un sistema de compresión requiere de 12 hp mientras que la bomba para el sistema de absorción utiliza únicamente 0.23 hp.

---

# 5.2 Distribución de la cámara

*Y*a que los equipos que se diseñaron si se pueden construir, podemos continuar con el diseño de la distribución de los mismos. Ésta se realizó en función a la producción actual de los quesos y se realizaron cambios al modo de almacenaje para que sea más eficiente. Como se mencionó en el capítulo 3.1 Situación Actual, el secado de los quesos se lleva a cabo en charolas sólidas de acero inoxidable. Esto implica que la superficie en contacto con la charola no se seca a la misma velocidad que el resto y, por lo tanto, es necesario girar la pieza para obtener un secado uniforme. Para evitar que se tenga que intervenir en el secado, se sugieren estructuras hechas a base de rejas para permitir el flujo de aire por toda la superficie del queso. Así mismo, para que el tiempo que se tiene la puerta abierta sea el menor posible, se propone que las rejas se coloquen sobre estructuras con ruedas para introducir el contenedor completo. En la **figura 5.11** así como en el **anexo D** se muestra el esquema de los contenedores móviles. Debido a que el evaporador requiere de gran área de transferencia, se propone que

ésta se distribuya ya sea en serpentines o tubos aletados que estén en el espacio libre entre las rejillas como se muestra en la figura.

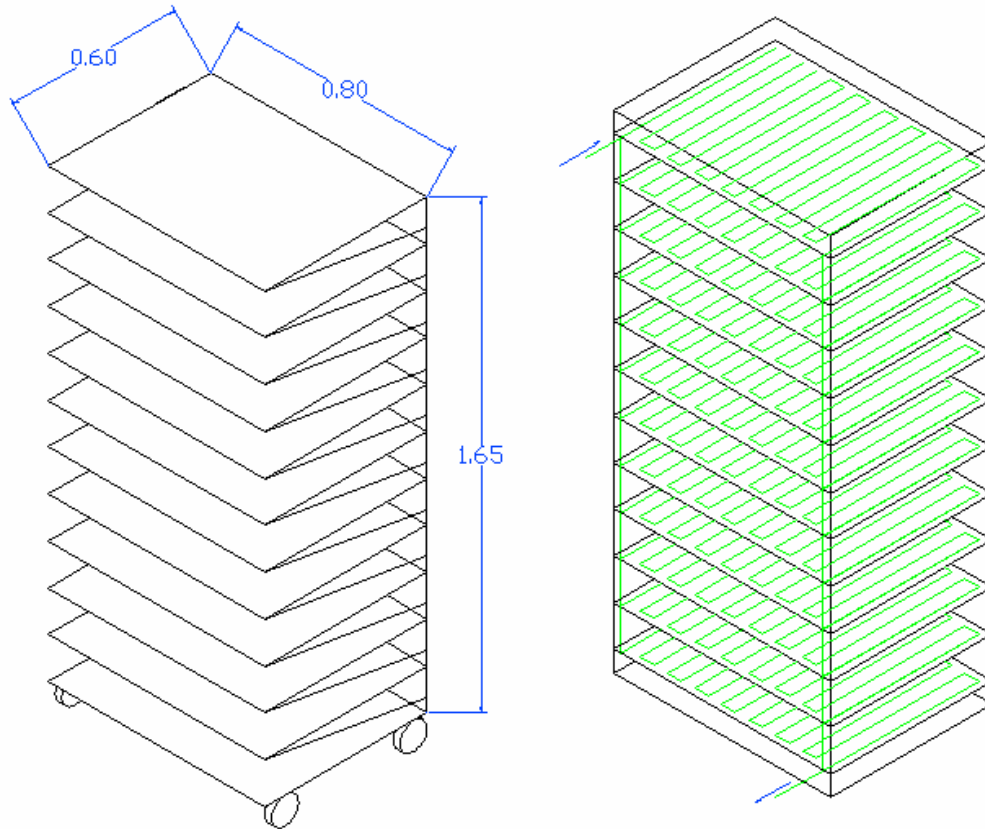
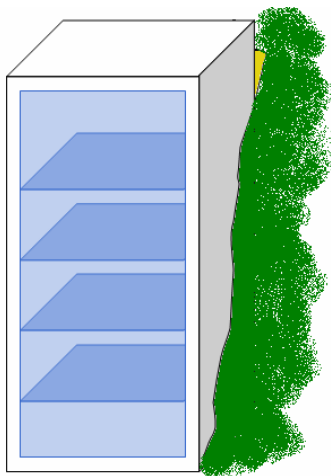
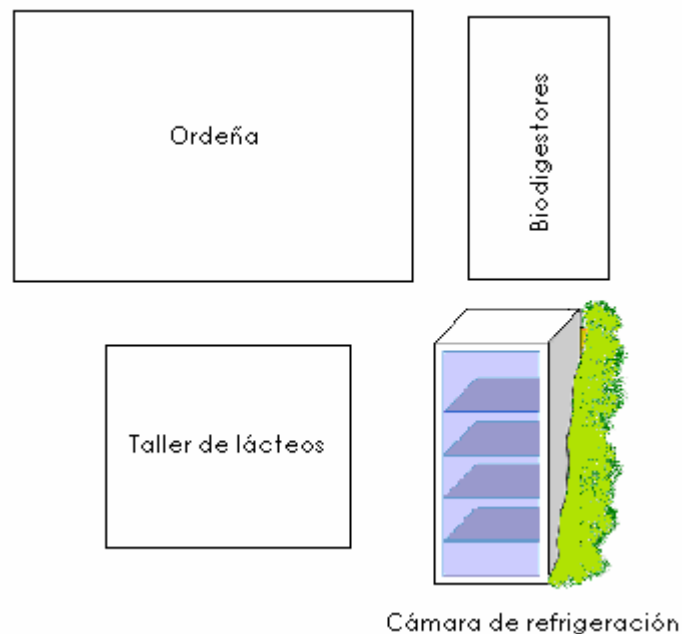


Fig. 5. 11 Contenedores



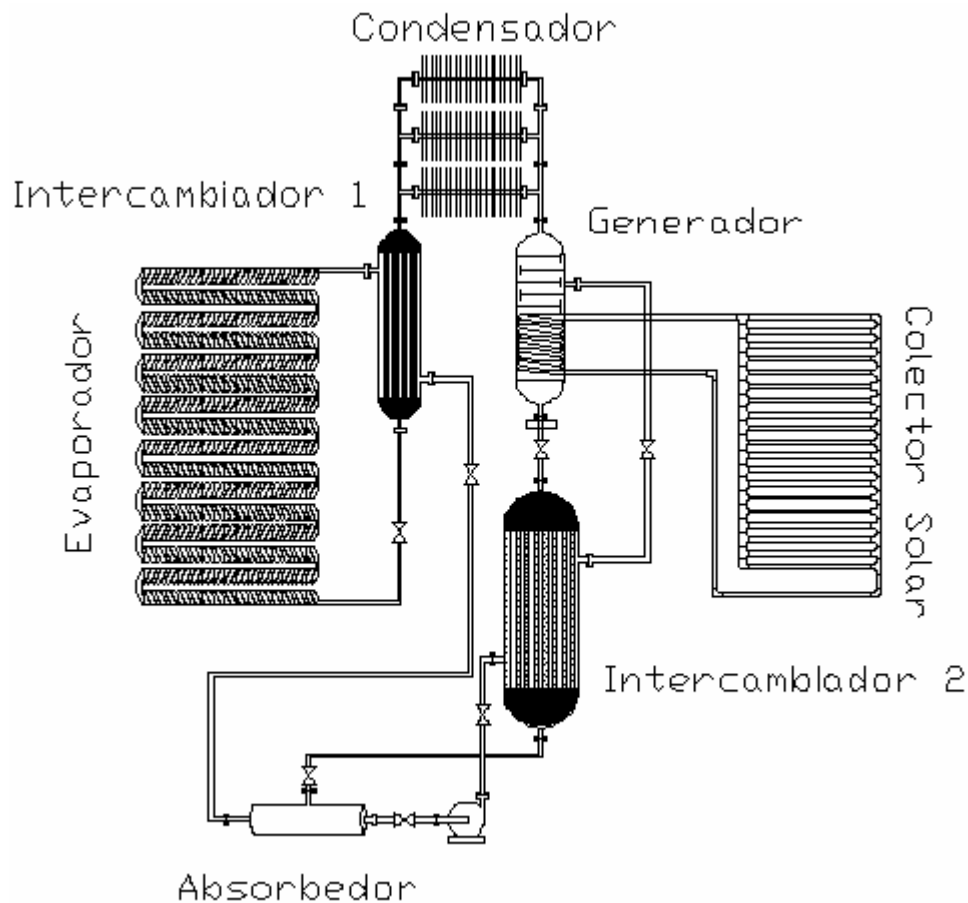
La ubicación de los equipos se puede localizar en la parte trasera o lateral de la cámara. Los únicos equipos que sí deben colocarse en lugares determinados son los tubos de condensación y el colector solar. Como ya se discutió anteriormente, es recomendable aprovechar el desnivel del suelo y construir la cámara parcialmente enterrada. Esto implica beneficios en el aislamiento además de que el terreno lo permite fácilmente.

Los tubos condensadores deben colocarse en un lugar con mucha sombra y que tenga el mayor acceso al aire frío, esto es para mejorar el desempeño de las aletas y de la transferencia de calor. De manera contraria, el colector solar se necesita situar en un lugar alto para evitar que a lo largo del día los árboles cercanos hagan sombra y no se aproveche toda la insolación. Se puede calcular la inclinación del colector, pero de manera rápida, Deffis Caso sugiere que los colectores pueden orientarse con una inclinación igual a la de la latitud<sup>(7)</sup> donde se sitúen. En este caso, la del rancho que es de  $19^\circ$ , de este modo es posible absorber la mayor radiación a lo largo del año sin tener que hacer cambios de posición del colector. Es mejor si los biodigestores se colocan a poca distancia para tener el gas disponible sin tener que hacer grandes instalaciones de tuberías para el gas (**figura 5.12**).



**Figura 5.12** Ubicación

El resto de los equipos se pueden colocar en la parte trasera quedando el tanque de absorción en la parte más baja. De este modo, por gravedad llegaría el agua que proviene del generador que se encuentra arriba y el refrigerante de la salida del evaporador. A un costado se coloca la bomba para transportar la solución hacia el generador pasando por el intercambiador. Después, el gas de amoníaco pasa al condensador que, como ya se mencionó, se encuentra en la parte externa, y regresa al evaporador después de entrar al segundo intercambiador. Un esquema de la distribución aproximada se puede observar en la **figura 5.13** y en el **anexo A**.



**Fig. 5. 13** Esquema de distribución aproximada



# 5.3

## Evaluación Económica

*D*espués de determinar que la propuesta técnica si se puede construir, se continúa con la evaluación económica. En ésta se consideran los gastos que se tienen actualmente para compararlos con los consumos en que se incurriría con el sistema propuesto. Posteriormente, si la evaluación es positiva, se tendría que realizar un análisis financiero para conocer el monto de la inversión inicial y el tiempo en el que se recuperaría. Esto es necesario ya que si la inversión no es conveniente debido a que los gastos no se justifican, no es necesario continuar con una investigación más detallada ni con el diseño riguroso de los equipos.

Al construirse el sistema de refrigeración por absorción, sólo se tendrían gastos en el mantenimiento del sistema el cual, según la literatura, es mínimo ya que no tiene partes móviles. La carga inicial de amoniaco, si no se tienen fugas, permanecerá en buenas condiciones indefinidamente. El sistema no necesita que se le aplique ningún tipo de energía ya que la mayor parte será obtenida de la combustión del biogas y la radiación solar. Esto es debido a que el generador obtendrá la energía térmica por medio de un quemador de biogas acoplado a un



---

colector solar para alcanzar la temperatura necesaria. En caso de que esto no fuera suficiente, está la posibilidad de utilizar un tanque de gas para mantener el equipo en funcionamiento pero esto se puede sustituir por la construcción de biodigestores, la cual es relativamente sencilla y poco costosa. La bomba es el único equipo cuyo suministro de energía se obtiene de las celdas fotovoltaicas. La capacidad instalada de las celdas es de 800 W, únicamente se utiliza una porción y de manera esporádica por lo que basta para suministrar la energía necesaria para la bomba. En caso de que las celdas fallen o no fueran suficientes por alguna razón, el rancho utiliza las plantas de electricidad a base de gasolina para emergencias o fallas del sistema de fotoceldas por lo que la cámara fría podría mantenerse en funcionamiento normal.

Como ya se mencionó anteriormente, el rancho realiza la producción de quesos en el pueblo vecino de Huatusco en un local que se renta por \$2,300 mensualmente. Al no estar ubicado dentro de las instalaciones del rancho, sin tomar en cuenta el desgaste que implica en la camioneta de transporte, se tienen importantes gastos en gasolina hasta de \$2,600 para la transferencia de los tambos de leche. Al mismo tiempo, el transporte implica gastos de nómina entre otros, los cuales pueden llegar a sumar \$8,800. Así mismo, los pagos de luz se eliminarían, ya que todo el proceso se realizaría dentro de las mismas instalaciones del rancho, ahorrándose cerca de \$3,000. Además de los gastos económicos que se descartarían por completo, al integrar el proceso de lácteos al rancho mejoraría la logística general y se tendría un mayor control.

La suma mensual de los gastos ha llegado a alcanzar valores mayores a \$17,000. En promedio, cada mes se destinan \$11,000 en las actividades mencionadas. En la **tabla 5.XIV** se muestra en promedio cuanto se gasta en los distintos rubros.

Tabla 5.XIV Gastos actuales

Concepto	PROMEDIO	MAX	MIN
Renta	\$ 2,300.00	\$ 2,300.00	\$ 2,300.00
Luz	\$ 2,812.13	\$ 4,043.00	\$ 1,967.00
Transporte (Gastos)	\$ 5,066.44	\$ 6,932.97	\$ 2,809.75
Transporte (Nomina)	\$ 1,392.32	\$ 1,896.00	\$ 966.28
Combustible	\$ 1,666.75	\$ 2,589.83	\$ 1,104.66
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 10,993.43</b>	<b>\$ 17,761.80</b>	<b>\$ 9,147.69</b>

Para tomar una decisión también conviene tomar en cuenta la inversión inicial que implica la construcción del sistema. Para esto se puede hacer una comparación con el costo de un sistema de compresión de vapor eliminando el costo del compresor y agregando el precio del generador, el colector solar, el tanque de absorción y los dos intercambiadores de calor. Se pidieron cotizaciones a distintas empresas poblanas especializadas en venta y construcción de cámaras de refrigeración como Bon-Her y Refrigeración Santillana. Según los costos proporcionados, el precio de un sistema de compresión de vapor que cumpla con las mismas condiciones se encuentra entre \$10 000 y \$15 000. La instalación de un sistema por absorción es análoga al sistema por compresión si se elimina el compresor y se instalan ambos intercambiadores, el generador y el tanque de absorción. El compresor representa cerca del 15% del precio de la instalación.

En base a cotizaciones que se han pedido a empresas internacionales, se aproximó el costo de los equipos adicionales para hacer un estimado del precio que tendría un sistema de absorción. Un intercambiador de acero inoxidable con una coraza de 8" de diámetro y 13 tubos de ¾" de 60 cm cuesta alrededor de \$2 000 USD. El segundo intercambiador fabricado del mismo material con un diámetro de coraza de 12" y 41 tubos de ¾" de 1.22 m entre \$5 000 y \$6 000 USD. El otro equipo necesario que se utilizó para estimar el precio, fue una torre de desorción de amoníaco con 5 platos cotizada en \$2 200 USD. En total, el sistema de absorción completo puede costar cerca de \$10 000 USD. Este precio se ve incrementado

---

importantemente por el hecho de que los equipos son de importación. Vale la pena considerar el diseño exacto y la fabricación de los mismos en conjunto con un taller mecánico para reducir los costos. Para otros ranchos en zonas rurales, a instalación de celdas fotovoltaicas sería otro aspecto importante ya que éstas aún son costosas. El precio de las celdas está alrededor de \$20 a \$40 DLS por watt dependiendo de la configuración y el tipo de celda. Como ya se mencionó, en el caso de “Las Cañadas” esto no es necesario.

Como se puede observar, la instalación de un sistema de absorción es casi siete veces más cara que un sistema convencional. Pero el uso de sistemas independientes a la red eléctrica es invaluable tanto social como ambientalmente. Sencillamente, un rancho rural no puede tener acceso a un sistema convencional por dos razones: no tiene suministro de electricidad, instalar celdas solares sería excesivamente costoso. Del mismo modo, el uso de energías totalmente renovables presentan una solución a la contaminación producida por plantas generadoras de electricidad. Por lo tanto, es difícil realizar una comparación únicamente por el precio de un sistema convencional con uno por absorción.