



**UNIVERSIDAD DE CHILE**  
Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas  
Departamento de Ingeniería Mecánica

# **FACTIBILIDAD DEL ENFRIAMIENTO RÁPIDO CONTINUO PARA FRUTA FRESCA**

*Nicolás Sebastián Seitz Lyng*

Profesor Guía: Ramón Frederick  
Profesor Co-guía: Alvaro Valencia  
Profesor Integrante: Carlos Gherardelli

Fecha: 14 de Enero 2008

# Resumen

Los procesos de post cosecha aplicados a la fruta fresca toman una gran importancia al considerar que la fruta, en particular la uva, es una componente gravitante para las exportaciones de Chile. Dentro de dichos procesos, el pre frío o enfriamiento rápido, es muy importante para la posterior calidad del producto.

El pre frío es un proceso que se lleva a cabo justo después de la cosecha, en el cual la fruta se pasa muy rápidamente desde la temperatura ambiente hasta aproximadamente 0°C. Para lograr esta meta existen diversos métodos, la mayoría de los cuales enfrían la fruta por lotes, lo cual implica tiempos de espera.

El estudio se realizará para un proceso de prefrío por convección forzada llamado enfriamiento continuo, el cual, como el nombre lo indica, recibe continuamente fruta fresca y la entrega continuamente a la temperatura deseada. El producto final posee temperatura uniforme, y en principio, gasta menos energía en enfriarse. Este método implica un túnel equipado con evaporadores y ventiladores, además de una correa que atraviesa dicho túnel, donde se ubican los cajones de fruta.

El estudio busca determinar si este método es energética y económicamente factible para capacidades de enfriamiento comparables con las existentes en la actualidad en la mayoría de las plantas del país. Para la factibilidad energética se calcularán requerimientos de energía necesaria para el enfriamiento de una determinada cantidad de kilogramos por hora, mientras que para la factibilidad económica se considerarán los costos de producción y de adquisición de los equipos asociados al método de enfriamiento continuo. Ambos resultados serán comparados con los de los procesos actuales.

# Índice de contenidos

<b>Resumen.....</b>	<b>2</b>
<b>1 Introducción.....</b>	<b>6</b>
1.1    Objetivos .....	8
1.1.1    General.....	8
1.1.2    Específicos.....	8
1.2    Metodología.....	9
1.3    Alcances .....	10
<b>2 Antecedentes .....</b>	<b>11</b>
2.1    Ciclos de refrigeración.....	11
2.1.1    Ciclo ideal de refrigeración.....	12
2.1.2    Ciclo real.....	13
2.2    La fruta.....	16
2.2.1    La uva .....	17
2.3    Formato de transporte .....	17
2.3.1    Pallet .....	17
2.3.2    Cajas.....	18
2.3.3    Envoltorios .....	19
2.4    Métodos tradicionales de prefrió.....	20
2.4.1    Selección.....	21
2.4.2    Empaque y palletizado .....	21
2.4.3    Prefrió .....	21
2.4.4    Cámaras de almacenamiento.....	23
<b>3 Concepto de planta de enfriamiento continuo y determinación de capacidad</b>	<b>25</b>
3.1    Concepto de enfriamiento continuo .....	25
3.2    Método propuesto de enfriamiento continuo.....	26
3.2.1    Características generales .....	26
3.2.2    Distribución de pallets en la cámara de almacenamiento.....	27

3.3	Determinación de la capacidad .....	28
3.3.1	Obtención de datos .....	28
3.3.2	Resultados .....	29
3.3.3	Distribución interior (layout) .....	33
3.3.4	Componentes del enfriamiento continuo .....	36
3.3.5	Disposición de módulos.....	38
<b>4</b>	<b>Cálculos.....</b>	<b>40</b>
4.1	Cálculo de la carga térmica del túnel continuo .....	41
4.1.1	Calor a remover de la fruta .....	41
4.1.2	Respiración.....	42
4.1.3	Calor a remover de las cajas .....	44
4.1.4	Calor a remover de los empaques.....	45
4.1.5	Calor producido por los ventiladores.....	46
4.1.6	Calor transmitido por las paredes.....	46
4.1.7	Calor absorbido por radiación.....	47
4.2	Balances de masa y energía de los túneles continuo y por lotes.....	49
4.2.1	Ciclo de refrigeración.....	50
4.2.2	Cálculo del flujo másico de refrigerante .....	51
4.2.3	Cálculo del flujo másico de aire .....	51
4.2.4	Cálculo de la potencia de ventilación.....	52
4.3	Cálculo de la carga térmica de la cámara de almacenamiento .....	53
4.3.1	Respiración.....	53
4.3.2	Calor producido por los ventiladores.....	54
4.3.3	Calor absorbido por radiación.....	55
4.3.4	Calor transmitido por las paredes.....	56
4.3.5	Calor generado por individuos dentro de la cámara .....	56
4.3.6	Calor generado por iluminación .....	58
4.4	Balances de masa y energía de las cámaras de almacenamiento .....	58
4.4.1	Cálculo del flujo másico de refrigerante .....	59
4.4.2	Cálculo del flujo másico de aire .....	60
4.4.3	Cálculo de la potencia de ventilación.....	60
4.5	Dimensionamiento de equipos .....	61
4.5.1	Cálculo del compresor.....	61
4.5.2	Intercambiadores de calor.....	63

4.6	Determinación del tiempo de residencia de la caja en la correa .....	90
4.6.1	<i>Determinación del coeficiente de transferencia</i> .....	91
4.6.2	<i>Pruebas Previas</i> .....	91
4.6.3	<i>Realización en ADINA-F</i> .....	94
4.6.4	<i>Determinación del tiempo de enfriamiento en ADINA-T</i> .....	101
4.7	Consumos energéticos .....	105
<b>5</b>	<b>Costos .....</b>	<b>106</b>
5.1	Costos de Inversión .....	107
5.1.1	<i>Costos de infraestructura</i> .....	107
5.1.2	<i>Costo de equipos</i> .....	111
5.2	Costos de operación .....	115
5.2.1	<i>Costos por mano de obra</i> .....	115
5.2.2	<i>Costos de energía</i> .....	118
5.2.3	<i>Costos Totales</i> .....	119
5.3	Evaluación de los flujos de costo .....	120
<b>6</b>	<b>Discusión.....</b>	<b>121</b>
6.1	Obtención de datos .....	121
6.2	Resultados de cálculos .....	121
6.3	Estimación de costos .....	123
6.4	Comparación métodos por lotes y método continuo .....	124
6.5	Eficiencia.....	124
6.6	Eficacia.....	125
<b>7</b>	<b>Conclusiones .....</b>	<b>125</b>
	<b>Referencias .....</b>	<b>127</b>

# 1 Introducción

La industria de alimentos en Chile (frutícola, vitivinícola y de alimentos elaborados) tiene una alta gravitación en la generación del Producto Interno Bruto (PIB). Es más, según las cuentas nacionales, el sector agroalimentario representa aproximadamente el 10% del Producto interno bruto [2]. Este índice ha crecido sostenidamente en los últimos años, basado principalmente en el dinamismo de las exportaciones, de las cuales el 23% corresponde al sector alimentario.

Un componente importante de este último grupo corresponde a la fruta fresca de exportación, que posee una oferta de 230,8 millones de cajas de fruta (2,19 millones de toneladas), equivalentes a US\$ 2.300 Millones [3]. Como es de suponerse la uva juega un rol preponderante en dicha cifra, cerca de la mitad de las cajas exportadas contienen alguna de sus variedades. Dada la importancia económica de la fruta para Chile, asegurar su condición hasta su consumo es indispensable.

La fruta experimenta una serie de procesos desde que es cosechada hasta que arriba al lugar de su comercialización. Estos son el transporte y empaque, enfriamiento y mantención, transporte con mantención y comercialización. El conjunto de estos procesos, cuyo objetivo es garantizar la calidad de un alimento al momento de su consumo, se define como cadena del frío. El mecanismo por el cual se preserva el alimento es, por un lado, la disminución metabólica que experimenta la fruta a bajas temperaturas y por otro el aletargamiento que se produce en los microorganismos presentes en la fruta bajo condiciones de frío.

En consecuencia es de vital importancia la primera etapa de la cadena de frío, es decir el enfriamiento rápido o pre-frío. Esta etapa, como su nombre lo indica, consiste en una disminución idealmente rápida de la temperatura (hasta 0°C) de la fruta. Existen diversas formas de enfriar la fruta cumpliendo estas condiciones, pero la más usada es el enfriamiento por aire forzado.

Actualmente existen distintos procesos de enfriamiento por aire forzado que logran la temperatura deseada de la fruta en un tiempo aceptable para cargas palletizadas en lotes, como son el túnel estilo californiano y el túnel vertical. Estos dos, a pesar de haber tenido una evolución favorable en cuanto a mejorar su eficiencia de operación, los tiempos de enfriamiento se mantienen elevados (del orden de 10 horas). Tanto en el extranjero como en Chile el túnel californiano y el túnel vertical son los preferidos, pero hay una alternativa poco estudiada, que enfría continua y rápidamente cajas individuales de fruta, llamado *sistema continuo*.

Las principales ventajas de este método son que enfría directamente la fruta evitando todo tipo de resistencias térmicas y al flujo (por parte de envoltorios y recipientes), y que obtiene temperaturas uniformes. Los otros métodos de pre frío, en cambio, pierden parte de la potencia de enfriamiento por resistencias de este tipo y generalmente entregan fruta con grandes diferencias de temperatura. Otra ventaja del método continuo es que dado que el enfriamiento es tan rápido las pérdidas de humedad de la fruta son muy bajas. Todo lo anterior se traduce en la oportunidad para aminorar costos por ahorro de energía y disminución de la mano de obra empleada. Considerando una fruta de un volumen de exportación tan grande como es el de la uva, se vuelve muy interesante estudiar la factibilidad energética y económica de este tipo de sistema en Chile.

## **1.1 Objetivos**

### **1.1.1 General**

El objetivo de este estudio es evaluar las ventajas y desventajas del método de pre-frío llamado enfriamiento continuo de fruta y determinar si es que éste es factible según criterios energéticos y económicos.

### **1.1.2 Específicos**

Para poder situar el diseño dentro de las capacidades actuales de centrales frutícolas pequeñas, medianas y grandes en el medio nacional se deberá recopilar información acerca de la capacidad de la mayor cantidad de plantas posibles; particularmente en la zona centro-norte (Condiciones de operación similares se dan entre las regiones III y VI)

Realizar el diseño conceptual del proceso, adaptable a diversas escalas de operación. Esto implica definir el recorrido de la fruta desde su llegada a la central frutícola hasta el almacenamiento en frío bajo forma palletizada, y los procesos que experimenta en ese recorrido.

Cuantificar los flujos de masa y energía relacionados con el enfriamiento rápido continuo. Dimensionar los equipos.

Determinar el tiempo de enfriamiento utilizando un programa que permite resolver ecuaciones de transferencia de calor concernientes al proceso de enfriamiento de manera numérica.

Comparar resultados del sistema estudiado con los de sistemas actuales, en cuanto al consumo de energía y al costo total (operación e inversión)



## 1.2 Metodología

En base a los objetivos propuestos en la sub-sección anterior, se contempla la siguiente metodología.

Recopilación de datos de plantas en terreno: Se consultará a distintas plantas en la zona centro norte del país para obtener datos de capacidades. Dentro de dichas plantas se buscará una en la cual basarse para diseñar un método continuo equivalente al tradicional actual.

Averiguar características de envases: Se buscará conocer el formato estándar para la exportación de uva, esto en cuanto a geometría del pallet, dimensiones y características de la caja y a los tipos de empaque.

Concepto general de la planta: Se buscará de manera general un diseño de planta que tenga el potencial para aprovechar las ventajas del enfriamiento en un túnel continuo

Concepto de aplicación robótica: Se averiguará con respecto a la factibilidad de utilizar palletización robótica en el diseño de la planta. Para esto se consultará a personas capacitadas en el tema.

Diseño de proceso: Cuando lo anterior se encuentre determinado, se realizará el diseño de proceso de la planta continua.

Determinación del dato tecnológico: El dato tecnológico del diseño es el tiempo de enfriamiento de una caja sometida a las condiciones dentro del túnel. Se realizarán simulaciones numéricas en el programa ADINA para determinarlo.

Cálculo de cargas térmicas y balances de energía: En base a la capacidad establecida y al dato tecnológico se calculan las cargas térmicas y los balances de masa y energía, para el túnel continuo y para el tradicional.

Diseño de equipos: Se dimensionarán los distintos equipos de frío de las plantas continua y tradicional.

### **1.3 Alcances**

El estudio se realizará para un método de prefrío por aire forzado llamado enfriamiento continuo. Otros métodos dentro de esta categoría (túnel californiano y túnel vertical) no serán estudiados, pero serán considerados como parámetros de comparación al momento de evaluar la factibilidad de este tipo de enfriamiento.

Dado que en Chile la uva se exporta en volúmenes comparativamente mucho mayores que cualquier otro fruta, para el método de enfriamiento continuo, se considerarán racimos de uva como producto a enfriar. Otros tipos de fruta no serán considerados en este estudio.

## 2 Antecedentes

En este capítulo se mencionarán aspectos importantes para la comprensión de las secciones posteriores de esta memoria.

### 2.1 Ciclos de refrigeración

El ciclo de refrigeración tiene como objetivo retirar calor de una fuente fría y entregarlo a una fuente caliente. Cuenta con cuatro elementos principales: el evaporador, el compresor, el condensador y la válvula de expansión. El diagrama esquemático de dicho ciclo se puede ver a continuación, en la figura 2.1.

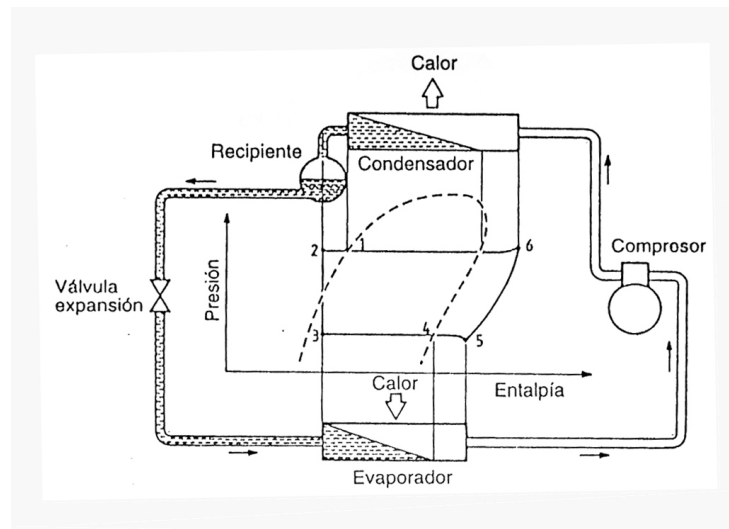


Figura 2.1: Esquema de la organización de los elementos en un ciclo de refrigeración.

El evaporador tiene como función absorber calor desde el ambiente frío, evaporando el refrigerante que circula por su interior. El compresor comprime el refrigerante en estado gaseoso (proveniente desde el evaporador) y lo lleva hasta la presión de condensación. El condensador libera el calor absorbido por el refrigerante en la evaporación y la compresión hacia el ambiente caliente, esto lo hace condensando el refrigerante. La válvula de expansión permite que se produzca la baja de presión necesaria para que el refrigerante pueda evaporarse en el evaporador.

### 2.1.1 Ciclo ideal de refrigeración

Los componentes anteriormente mencionados operan según el ciclo de refrigeración o ciclo de Rankine invertido. Ver figura 2.2.

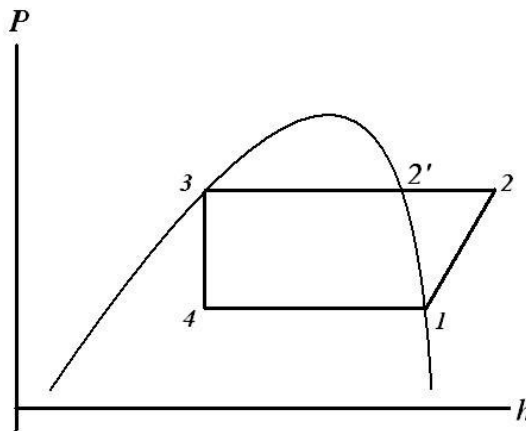


Figura 2.2: Ciclo de refrigeración o de Rankine invertido.

El punto 1 corresponde a la entrada del refrigerante al compresor. En este, el refrigerante se encuentra justo en la zona de gas saturado. El trayecto entre el punto 1 y 2 corresponde a la compresión (aumento de presión), la cual se considera como isentrópica. El punto 2 corresponde a la salida del compresor y a la entrada al condensador. Entre el punto 2' y 3 ocurre la condensación del refrigerante. El punto 3 representa la salida del condensador y se encuentra sobre la línea de líquido saturado, es decir el refrigerante sale con título 0. Cabe mencionar que toda la secuencia, desde el punto 2 hasta el punto 3 es isobárica. En seguida el refrigerante se expande isentálpicamente hasta el punto 4, que corresponde a la entrada del evaporador. El evaporador absorbe calor hasta evaporar completamente el refrigerante, o equivalentemente hasta el título 1. Luego de esto el refrigerante vuelve a entrar al compresor (punto1) para repetir el ciclo.

### **2.1.2 Ciclo real**

El ciclo ideal descrito anteriormente difiere del ciclo real de refrigeración. Las pérdidas de presión en conductos e intercambios térmicos adicionales entre el fluido y el ambiente, que no son considerados al idealizar el ciclo, deben serlo al momento de diseñar un proceso de enfriamiento.

El diagrama del ciclo real de refrigeración se puede ver en la figura 2.3 que se expone a continuación.

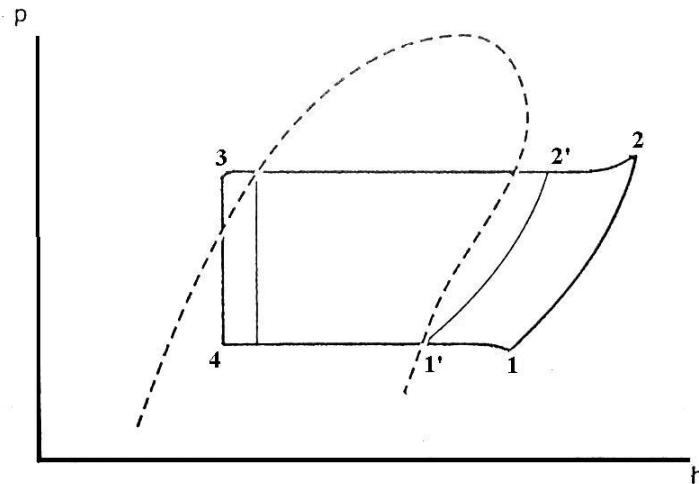


Figura 2.3: Ciclo real de refrigeración

Como se puede ver en el diagrama el punto 1 (correspondiente a la salida del evaporador) se desplaza hacia la derecha hacia la zona de vapor sobrecalentado. La nueva posición da cuenta de un sobrecalentamiento y de una pérdida de presión. El sobrecalentamiento es intencional y busca asegurar que no existen gotas de líquido en el flujo que puedan alterar el normal funcionamiento del compresor. La pérdida de presión se debe a la circulación del refrigerante por las cañerías entre el evaporador y el compresor.

El punto 2 en el diagrama real se encuentra a mayor presión y temperatura que el punto 2' (evolución isentrópica) puesto que la compresión no es isentrópica además de que se debe alcanzar una mayor presión para vencer pérdidas de carga del circuito entre el compresor y el condensador.

El punto 3, se observa fuera de la línea de líquido saturado, en una posición de menor temperatura. Esto tiene como finalidad disminuir el título de entrada del refrigerante al evaporador para aumentar el salto entálpico. Con un mayor salto entálpico el refrigerante puede extraer más calor de la habitación con el mismo flujo másico. Un efecto secundario, aunque benéfico es que al disminuir el título a la entrada del evaporador existe una mayor porción de líquido en los tubos, lo cual favorece el coeficiente de intercambio térmico.

## 2.2 La fruta

La fruta se puede clasificar en dos grupos dependiendo de su capacidad para madurar. La fruta climatérica puede madurar aún cuando se encuentre separada del árbol, gracias a que produce cantidades considerables de etileno, el cual actúa como una hormona que activa la maduración. Esto significa que puede madurar aún después de cosechada. La fruta no climatérica en cambio produce cantidades muy bajas de etileno, en consecuencia no se produce la maduración si la fruta está desligada del árbol. En consecuencia la fruta que se cosecha ya está madura y no se puede retirar con maduración incompleta con la intención que madure al llegar a destino. La maduración comienza con la liberación de etileno por parte del fruto y se caracteriza por la respiración. La respiración es un fenómeno en el cual el fruto libera calor al ambiente, y que está directamente relacionado con los cambios que sufre la fruta. Este hecho es lo que justifica el gasto de energía asociado a la cadena de frío, pues manteniendo temperaturas bajas (0°C) el metabolismo, o respiración disminuye y la fruta se conserva sin deteriorarse hasta su destino. Es más, mientras más se disminuye la temperatura menor es el riesgo de que esta se deteriore. Sin embargo, es importante considerar que para efectos de exportación de fruta fresca no es posible disminuir la temperatura tanto como se guste, pues se puede producir la congelación de parte o la totalidad del fruto (daño por frío). La congelación de la fruta debe ser evitada porque el agua que se encuentra dentro de esta aumenta su volumen y destruye las células afectadas, dando una apariencia y consistencia indeseada al fruto.

Para cumplir con esta serie de restricciones en cuanto a las condiciones del fruto es necesario conocer las propiedades de la fruta a enfriar. En la siguiente subsección se mencionan características importantes de la fruta que se toma como referencia en este estudio de factibilidad, es decir la uva.



## 2.2.1 La uva

La uva es una fruta con características no climatéricas [4], es decir no presenta producción de etileno y cuando se retira la fruta está casi completamente madura. La uva entonces se encuentra susceptible al ataque de microorganismos tan pronto como se retira del árbol. Es por esto que es tan importante que la cadena de frío se lleve a cabo correctamente y sin interrupciones.

Otros datos de interés para posteriores cálculos son la humedad ideal del aire de enfriamiento, su tasa de respiración, punto de congelación, calor específico, conductividad térmica, los cuales se muestran en la tabla 2.1.

Parámetro	Valor	Unidad
Humedad ideal aire	90-95	[%]
Tasa de respiración	2,8	[mW/kg]
Punto de congelación	-2,1	[°C]
Calor específico	3900	[J/kg <sup>o</sup> K]
Conductividad	0,548	[W/m <sup>o</sup> K]

Tabla 2.1: Parámetros de la uva

## 2.3 Formato de transporte

### 2.3.1 Pallet

El pallet utilizado generalmente para la exportación de uva, se compone de 5 cajas de base por 15 de altura (si es formado con las cajas que se ven en la siguiente subsección). Sus dimensiones son de 100x120x195[cm]. La disposición de las cajas y las dimensiones del pallet se muestra en la figura 2.4.

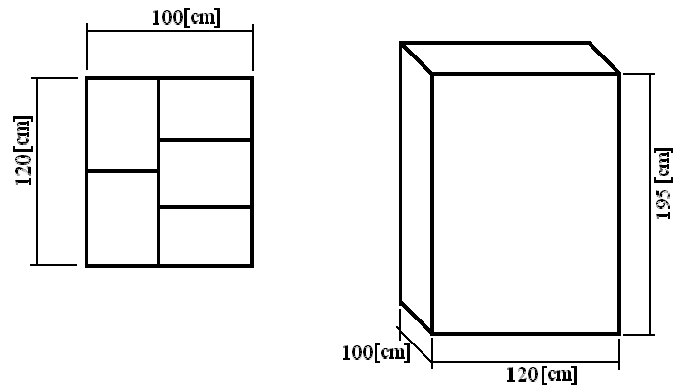


Figura 2.4: Pallet estándar para la exportación.

### 2.3.2 Cajas

Las cajas usadas por los principales empaques para la exportación de la uva en Chile son las cajas de cartón. La medida estándar de esta es: 60[cm]x40[cm] de base y 13[cm] de altura. Es capaz de albergar hasta 8,2[Kg.] de uva empacada. Poseen también aberturas en sus costados y parte inferior. Imágenes de cajas de cartón se pueden ver en la figura 2.5:



Figura 2.5: Modelo de caja de cartón de 8,2[kg] utilizada para la exportación de uva

El cociente entre el área de las aberturas y el área frontal de la caja, llamado razón de área, tiene un valor de 0,12. El calor específico del cartón es de 1340 [J/kg°K].

### 2.3.3 Envoltorios

La uva no se encuentra a granel dentro de las cajas, sino que se empaqueta de acuerdo a un formato estándar. Este empaque cuenta con diversos envoltorios como lámina plástica, generadores de  $SO_2$  y envases (ya sea bolsas o cajas). El formato para exportación utilizado por grandes exportadores se compone, en orden ascendente, de:

*Lámina plástica (o bolsa):* Se ubica cubriendo el fondo de la caja. Como la lámina es de mayor tamaño que el fondo de la caja queda un sobrante, el cual se utiliza para cerrar el conjunto una vez que este ya se encuentra armado.

*Generador de  $SO_2$  de fondo:* es una lámina de dimensiones similares a las del fondo de la caja. Genera una pequeña cantidad de gas que aniquila cualquier microorganismo presente en la fruta. Se ubica sobre la lámina plástica.

*Fruta en envase:* La fruta se puede colocar en dos distintos envases dependiendo del destino. Un envase es la bolsa, que posee agujeros para permitir el ingreso del  $SO_2$  y que se cierra herméticamente. En una caja de 8,2[kg] normalmente caben entre 9 y 12 bolsas con uva. El otro envase es la caja plástica, que también tiene agujeros y cuenta con una tapa. En una caja de 8,2 Kilos caben 6 de estas cajas plásticas. La fruta envasada se ubica sobre el generador de fondo.

*Generador de  $SO_2$  superior:* Es una lámina del mismo tamaño que el generador de fondo, pero tiene mayor cantidad de partículas generadoras de  $SO_2$ . Se ubica sobre los envoltorios con la fruta.

Finalmente el sobrante de la lámina mencionado cierra el conjunto y la caja se encuentra lista para palletizarse. En la figura 2.6 se pueden ver los dos formatos usados para la exportación. En el primero (figuras 2.6a y 2.6b) la uva se encuentra dentro de bolsas y en el segundo (figuras 2.6c y 2.6d) dentro de envases rígidos.



(a)



(c)



(b)



(d)

Figura 2.6: (a) formato de caja con bolsa de uva (b) caja (formato bolsa) cerrada (c) formato de caja con envase rígido para la uva (d) caja cerrada

En las fotos a y c se pueden ver ambos formatos sin cerrarse y con sus componentes a la vista. En estas se distinguen claramente la bolsa, el generador de fondo (lámina agujereada ubicada en el fondo de la caja), el envase y el generador superior (lámina con franjas de color ubicada sobre los envases). En las fotos b y d ambos formatos están cerrados con la bolsa [5].

## 2.4 Métodos tradicionales de prefrío

Las plantas tradicionales de prefrío generalmente consisten en un conjunto de procesos que abarcan desde el recibimiento de la fruta hasta el despacho ya palatizada y enfriada. Una planta de estas características cuenta con una etapa de selección, otra de empaque y paletizado, una de prefrío y una última etapa de almacenamiento a baja temperatura.

### **2.4.1 Selección**

La etapa de selección consiste en separar las frutas recibidas de acuerdo a su calidad (calibre, color, etc.) para asegurar que se cumpla con los estándares establecidos por el comprador. Si bien en sus inicios esta labor era realizada de manera manual en la actualidad generalmente es una etapa automatizada

### **2.4.2 Empaque y palletizado**

Una vez que la fruta es seleccionada, se procede a empacarla de acuerdo a lo expuesto en la sección 2.2. Una vez que se forma el pallet estos se transportan a los túneles de prefrío para iniciar la cadena de frío.

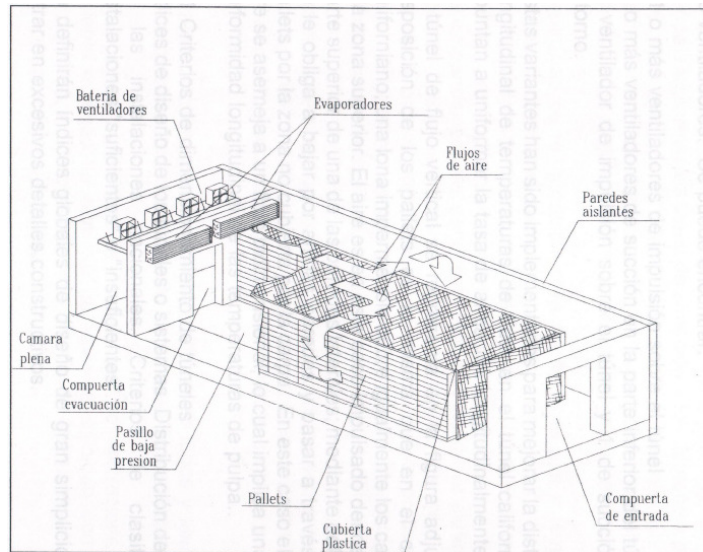
### **2.4.3 Prefrío**

Los métodos de prefrío (o enfriamiento rápido) más utilizados son los métodos por lotes. Existen dos tipos, el túnel californiano y el túnel vertical. Ambos consisten en una habitación de entre 8 y 11[m] de largo, entre 4 y 6[m] de ancho y entre 3 y 5,5[m] de altura y ambos poseen en su interior evaporadores y ventiladores.

#### **2.4.3.1 Túnel californiano**

Es el más utilizado de los dos tipos mencionados. En este túnel el aire atraviesa las filas de pallets por los costados. Para asegurarse de que el aire no ingrese por la parte superior o por el frente de los pallets los túneles poseen una lona que cubre por encima las dos filas y el pasillo central y cae por delante.

El ciclo que sigue el aire es el siguiente: primero es impulsado por los ventiladores a través del evaporador, donde se enfría. Luego ingresa por los costados de las respectivas filas de pallets donde pierde presión. Cuando abandona las cajas llega al pasillo de baja presión (que se encuentra entre las filas de pallets) y es succionado nuevamente por el ventilador. En la figura 2.7 se muestra un túnel californiano en el cual se indica el sentido del flujo.



2.7: Túnel californiano (notar sentido del flujo de aire).

### 2.4.3.2 Túnel vertical

El túnel vertical es similar al californiano, la diferencia radica en el sentido del flujo del aire y en la disposición de los equipos. A diferencia de un túnel californiano los ventiladores y evaporadores se encuentran en un costado del túnel (ver figura 2.8), lo cual tiene la ventaja de que toda la fruta ubicada a lo largo de la fila se enfría de manera similar. En un túnel vertical, al igual que en californiano, el aire ingresa a las filas de pallets por los costados, pero una vez que atraviesa las cajas es succionado por unas rejillas en el piso del pasillo de baja presión. El aire pasa por un ducto ubicado bajo el túnel y es liberado por un costado del túnel donde se encuentran los ventiladores y los evaporadores [1].

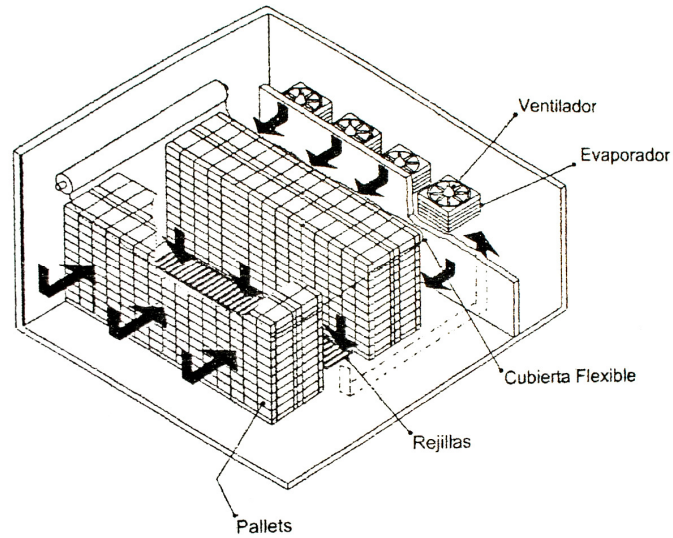


Figura 2.8: Imagen de un túnel por lotes estilo vertical

## 2.4.4 Cámaras de almacenamiento

### 2.4.4.1 Antecámaras

Las antecámaras son habitaciones climatizadas en las cuales se deposita la fruta proveniente de los prefríos que espera para ser ingresada a las cámaras de almacenamiento. Cuentan con su propio equipo de frío y generalmente son adyacentes a las cámaras de almacenamiento

#### **2.4.4.2 Cámaras de almacenamiento**

También llamadas cámaras de mantenimiento, son grandes habitaciones climatizadas en las cuales se almacena la fruta una vez que fue enfriada en los túneles de pre-frío. Cuentan con sus propios evaporadores y ventiladores en el techo de la cámara, que tienen como función mantener el ambiente a 0[°C]. Cabe mencionar que en esta etapa todos los calores sensibles han sido removidos y por lo tanto el equipo de ventilación y enfriamiento sólo debe compensar las ganancias térmicas desde el exterior y el aporte calórico propio de la respiración de la fruta. En consecuencia, en proporción a su capacidad, la cámara de almacenamiento generalmente posee una capacidad de enfriamiento muy inferior a un túnel de prefrío.

En su interior los pallets se organizan en pasillos en una o dos estibas. Se dejan estos pasillos entre grupos para facilitar la circulación del personal y de las grúas horquilla. Además se dejan 15[cm] entre la pared y el pallet y 10[cm] entre pallets para permitir la circulación del aire. La altura de estas cámaras depende de si tiene doble estiba o simple estiba. La altura de una cámara de simple estiba es de aproximadamente 3[m], mientras que la de una cámara de doble estiba es de 5[m] [6].



# 3 Concepto de planta de enfriamiento continuo y determinación de capacidad

## 3.1 Concepto de enfriamiento continuo

Conceptualmente es un proceso muy distinto a los túneles californiano y vertical, pues no se trata de un proceso por lotes, sino de un proceso continuo. Además la unidad refrigerada es la caja con su contenido y no el pallet. A grandes rasgos el método utiliza un túnel de enfriamiento y consta de:

- Una correa transportadora donde se ubican las cajas que llegan desde el empaque.
- Un evaporador con un ventilador que opera en contra flujo al avance de la fruta.
- Un sistema de palletizado en frío, en que se forman pallets a partir de las cajas ya enfriadas.
- Una cámara de mantención en frío, en que se almacena la fruta hasta que se retire para su transporte.

Un diagrama esquemático de lo descrito se puede ver en la figura 3.1.

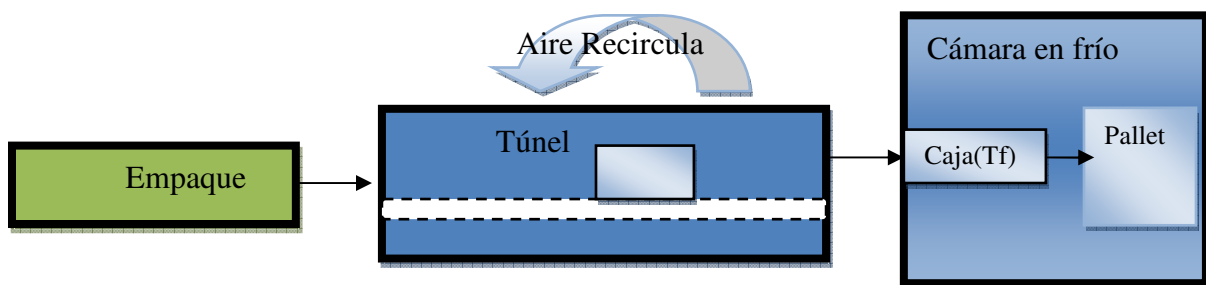


Figura 3.1: Diagrama esquemático del método de prefrío continuo

A nivel de hipótesis existen una cantidad considerable de ventajas del método continuo por sobre los por lotes. Algunos son homogeneidad en el enfriamiento de la fruta dentro de cada caja, menos energía para enfriar la misma capacidad y menos pérdidas de humedad. El método del túnel continuo en Chile a sido implementado en una sola planta. Datos obtenidos de dicho sistema indican un túnel de 10[m] de largo, que cada una de las cajas demora 20 minutos en recorrer. En esta correa caben cerca de 15 cajas al mismo tiempo. En consecuencia se pueden lograr rendimientos aproximados de 45 cajas por hora [1], lo cual equivale a aproximadamente 370[Kg/hr] de fruta.

## **3.2 Método propuesto de enfriamiento continuo**

### **3.2.1 Características generales**

Para este estudio se propone una organización del método que aproveche las ventajas del enfriamiento continuo como son su reducido tamaño y su rapidez de enfriamiento.

Una característica importante del método, que permite reducir las pérdidas del túnel, es que el túnel continuo se encuentra dentro de la cámara de almacenamiento. En consecuencia el túnel no recibe radiación, ni está recibiendo calor del exterior mediante conducción (las ganancias de calor del túnel desde la cámara son muy bajas).

La cámara de almacenamiento, además del túnel, contiene un sistema de palletizado robótico, el cual recibe las cajas enfriadas en el túnel y las entrega en el formato de pallet. En otras palabras se puede considerar la cámara de almacenamiento como un módulo de enfriamiento-almacenamiento.

### 3.2.2 Distribución de pallets en la cámara de almacenamiento

La distribución de pallets en la cámara es esencialmente como se muestra en la figura 3.2.

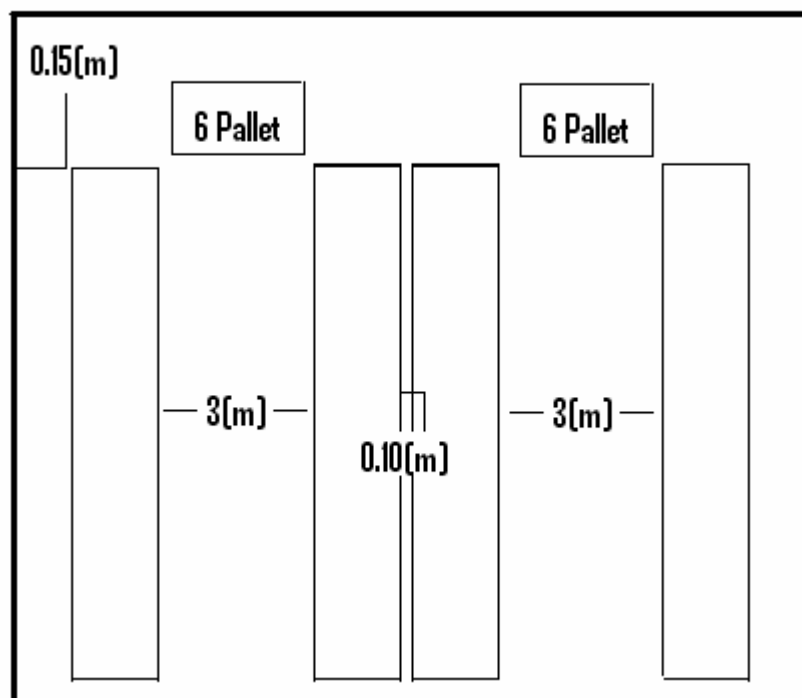


Figura 3.2: Distribución interna de la cámara de almacenamiento.

Se puede ver que la primera fila, la más cercana a la pared es single, mientras que las que se encuentran alejadas de la pared son dobles, esto es porque sólo las filas centrales son accesibles por ambos lados y permiten retirar pallets sin problemas.

Pero la cámara de almacenamiento además de albergar fruta y mantenerla a baja temperatura, debe cumplir con una serie de requisitos. Entre ellos se encuentran la necesidad de permitir la libre circulación del personal en su interior y facilitar el flujo de aire a través de los pallets. Con este fin existen algunas recomendaciones.

Los pasillos deben tener un ancho mínimo de 3[m], para permitir el desplazamiento de las grúas horquilla. Entre una fila de pallets y la pared debe existir una distancia mínima de 15[cm] y entre filas de pallets sucesivas debe existir al menos 10[cm] [9].

### **3.3 Determinación de la capacidad**

#### **3.3.1 Obtención de datos**

Se hicieron consultas a diversas plantas de enfriamiento en la zona comprendida entre las regiones III y VI, en cuanto a capacidad, costos de operación, inversión y algunos datos técnicos. A continuación se muestra una tabla donde se exponen las consultas hechas a las distintas plantas.

Información general			
Nombre empresa			
Planta			
Ubicación			
Personal			
Profesionales/turno		Turnos/día	
Operadores/turno		Turnos/día	
Controles y registros			
C. Temperatura			
C. Humedad relativa			
Tipo Refrigerante			
Cajas y envoltorios (Uva)			
Medidas Cajas		Kg/caja	
Material cajas		Cajas/Pallet	
Medidas Pallet		Disp cajas	
Capacidad frigorífica			
Número de tuneles (por tipo)			
Medidas Tuneles (por tipo)			
Pallets/ túnel (por tipo)			
Temperatura de retiro de la fruta			
Tiempo de enfriamiento (por tipo)			
Kcal/hr evap		Vent/tunel	
Area evap		Potencia/vent	
		Caudal	
Datos de inversión y operación (mensual o anual)			
Costo inversión planta			
Costo operación planta			

Tabla 3.1: Formulario entregado a encargados de plantas entre las regiones III y VI.

Se envió el formulario a 4 centrales de empaque dentro de la zona propuesta. Estas fueron Aconex Coquimbo, Dole Chimbarongo, Copefrut Teno, y Aconex San Bernardo. De estas plantas 2 respondieron en forma completa y una en forma incompleta. Los formularios respondidos se pueden ver en la sección Anexos de este informe.

### 3.3.2 Resultados

Este estudio requiere que se elija una planta de enfriamiento existente para realizar las comparaciones entre el método continuo y el método tradicional o por lotes. Dentro de las consultadas se eligió la planta Aconex Coquimbo, puesto que es de tamaño considerable, la información se encuentra fácilmente disponible y es la que más proporción de uva produce.

La planta Aconex Coquimbo se encuentra ubicada en Coquimbo IV región. Cuenta con diez túneles de enfriamiento, ocho cámaras de almacenamiento y dos antecámaras. De los diez túneles de prefrío ocho son de capacidad pequeña 1300[Kg/hr] y dos son de gran capacidad 2800[Kg/hr]. Las cámaras de almacenamiento tienen cada capacidad para contener 200 pallets. Para el diseño de la planta continua se considerará el mismo número de cámaras de almacenamiento. En consecuencia la planta continua tendrá ocho cámaras de almacenamiento cada una con un túnel en su interior. A continuación se muestran algunas secciones de un plano de la planta Aconex Coquimbo (figuras 3.3 y 3.4) en el cual se distinguen los distintos elementos. Cabe mencionar que la planta continua propuesta tendrá sus elementos (taller mecánico, condensadores, patios, oficinas, comedores) ubicados exactamente como en la planta Aconex Coquimbo, lo único que será modificado será la parte de túneles de prefrío y el almacenamiento.

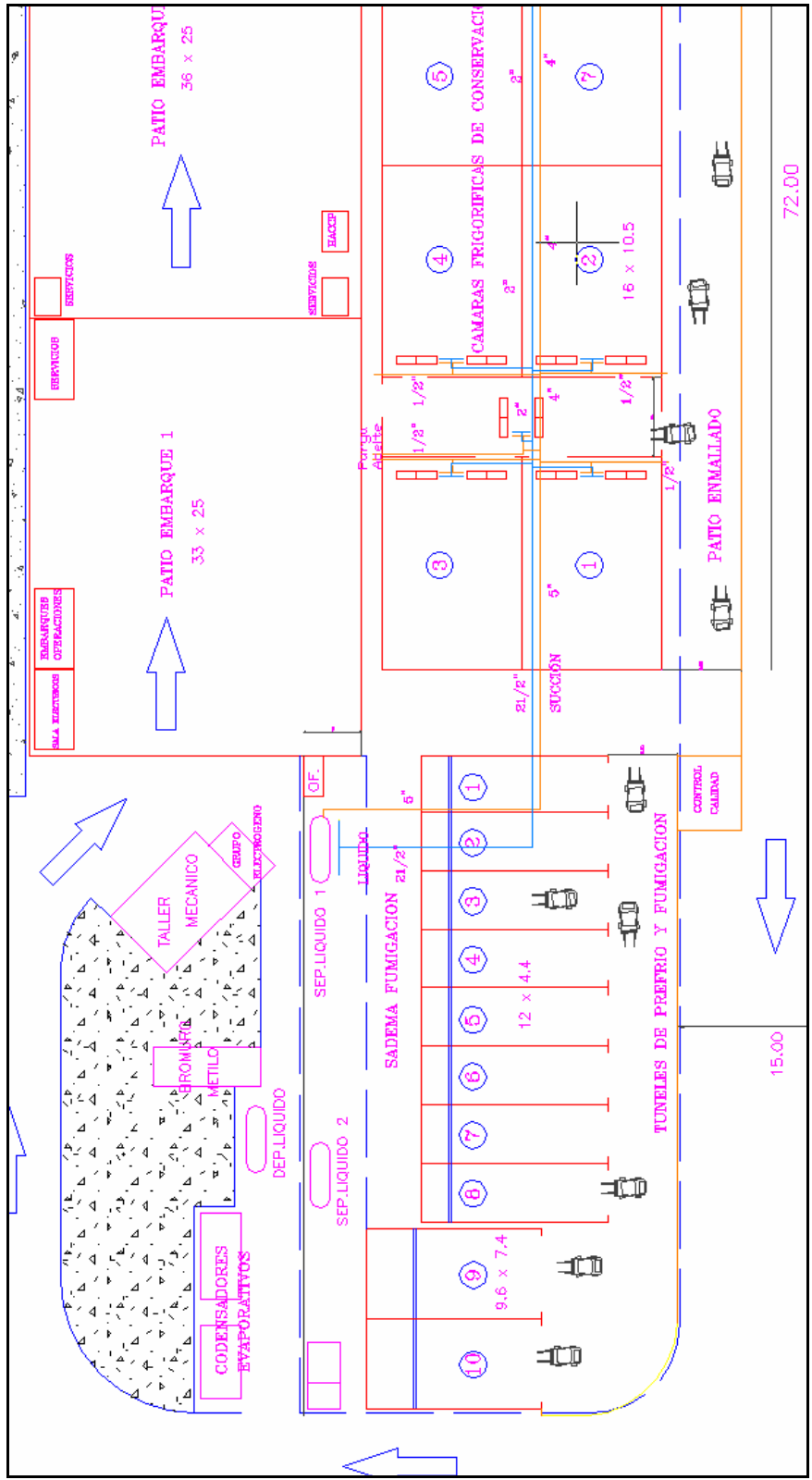


Figura 3.3: Túneles de prefrío y parte de las cámaras de almacenamiento

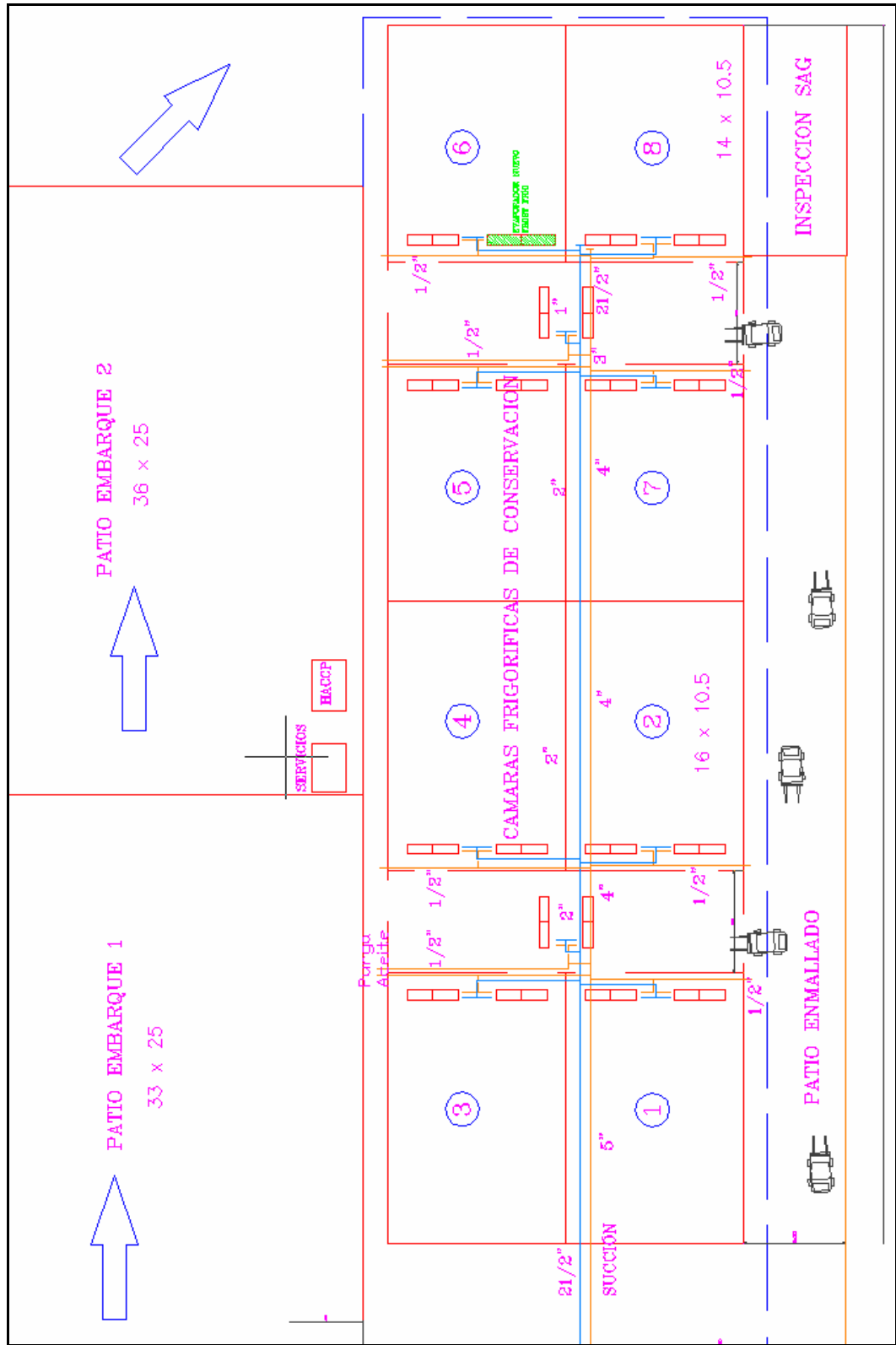


Figura 3.4: Cámaras de almacenamiento de la planta Aconex Coquimbo



Para efectos de dimensionamiento del túnel se debe elegir una capacidad que sea de un tamaño adecuado de acuerdo a las capacidades de los túneles tradicionales encuestados. En vista que el túnel de mayor capacidad de enfriamiento es de 2800 [Kg/hr] y que los túneles de capacidad son de alrededor de 2000[Kg/hr], se decidió dimensionar un túnel continuo con capacidad para procesar 2100[Kg/hr] de fruta. Este valor no fue elegido arbitrariamente. En primer lugar, para que el diseño fuera similar al de la planta original, se determinó el tiempo en que la capacidad total de procesamiento de la planta original (10 Túneles de prefrío) llena totalmente su capacidad de almacenamiento (8 cámaras de almacenamiento). Entonces para el diseño continuo se dimensionó cada túnel (son todos de la misma capacidad) de tal forma que al trabajar los 8 (un túnel para cada cámara, pues los túneles se ubican al interior de las cámaras) juntos demoraran el tiempo determinado anteriormente en llenar la capacidad total de la planta. La aproximación a la centena más cercana es 2100[Kg/hr]. Son mas de 50 toneladas por día, lo que es una planta de capacidad realmente grande.

Se debe notar que se podría seguir la misma tendencia que los túneles por lotes y diseñar para una misma planta dos túneles de capacidades distintas, siendo usados los más pequeños sólo en la temporada baja y la totalidad de los túneles en temporadas de alta demanda. Sin embargo para los túneles continuos no es necesario contar con dos túneles distintos pues son de muy baja inercia térmica.

### **3.3.3 Distribución interior (layout)**

La distribución interior debe considerar el túnel, el palletizado y el lugar de almacenamiento. El movimiento de pallets se hace mediante grúas horquilla, por lo tanto es necesario considerar pasillos de medidas que permitan la libre circulación de estas. A continuación se ve un esquema de bloques donde se observa en forma simplificada la distribución de un módulo

**Módulo**

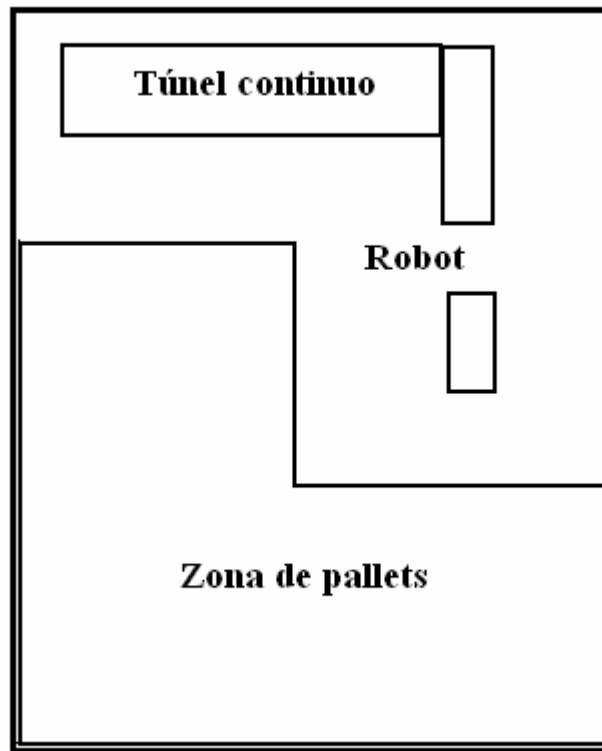


Figura 3.5: Esquema simplificado de la distribución de la cámara

En la figura 3.6 se muestra el layout detallado de un módulo de refrigeración y almacenamiento de la planta continua.

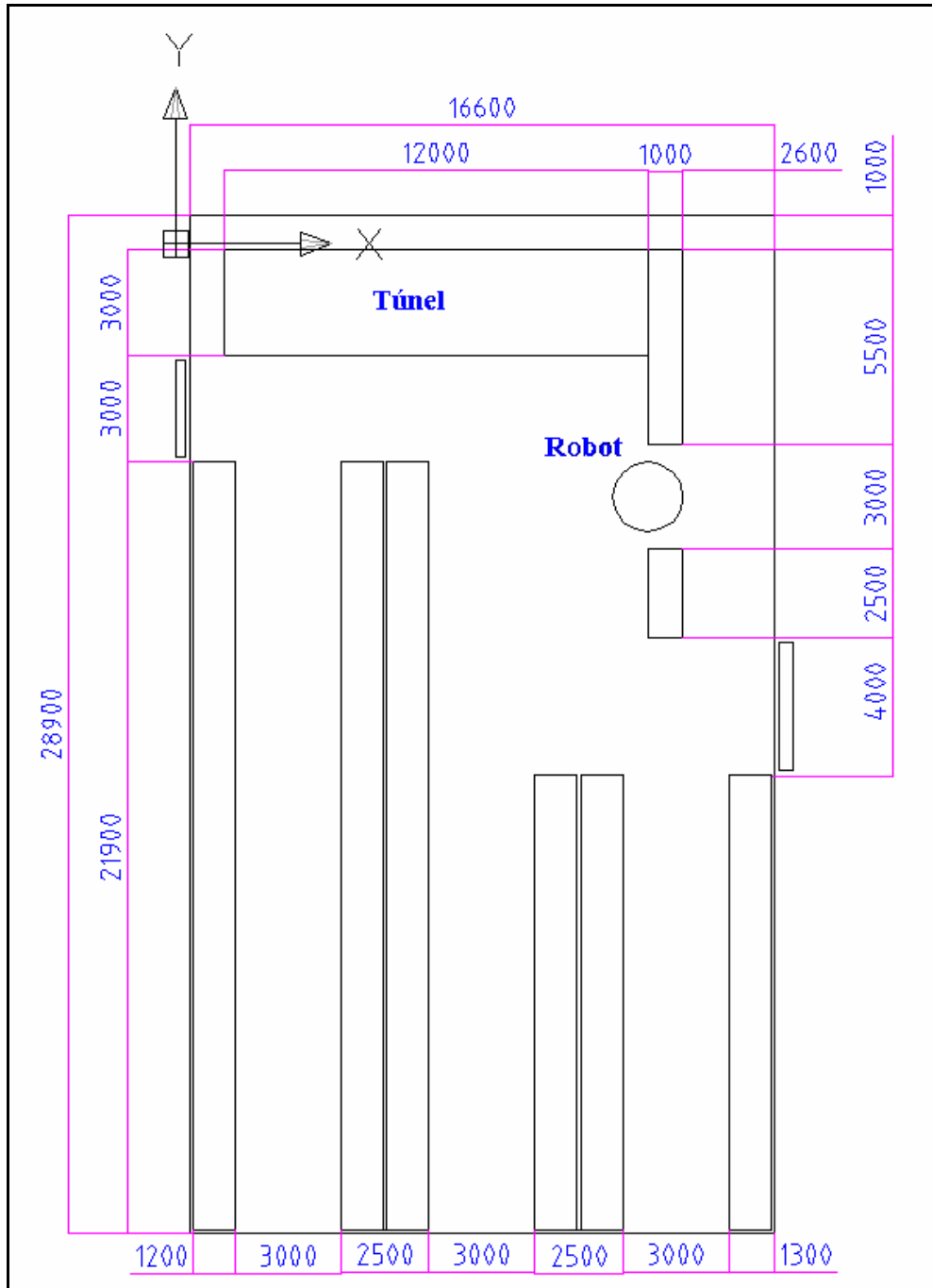


Figura 3.6: Layout del módulo continuo prefrío-almacenamiento.

Cabe mencionar que las medidas presentadas son en función de la capacidad determinada para la planta en cuanto a procesamiento y almacenamiento. Notar que la cámara posee dos compuertas (representadas por rectángulos). La puerta de la izquierda es para el ingreso de los montacargas, mientras que la de la derecha, de mayor tamaño, es para el retiro de los pallets por parte de los camiones.

La fruta ingresa al túnel mediante una correa transportadora. Al salir del túnel las filas de cajas chocan con el fin de la correa donde son agrupadas por un pistón hidráulico y dirigidas hacia el robot palletizador. El robot palletizador toma grupos de cuatro cajas (agrupadas por el pistón a un costado) y las apila sobre una base de madera. El pallet listo es almacenado por montacargas en alguno de los pasillos.

### **3.3.4 Componentes del enfriamiento continuo**

#### **3.3.4.1 Correas**

Dentro de las cámaras existen dos correas, una para el ingreso de la fruta al túnel y otra para llevar las cajas con la fruta ya enfriada al palletizado.

#### **3.3.4.2 Túnel**

El túnel de enfriamiento es un recinto en el cual la fruta empacada circula en una dirección y a una velocidad uniforme sobre una correa. En la correa se disponen las cajas en filas de 4. Dentro de este recinto se aloja un evaporador con sus respectivos ventiladores, los cuales impulsan aire frío en contra flujo al movimiento de la fruta. El evaporador se encuentra al interior del túnel continuo, justo al final del recorrido de la correa por su interior. Una visión básica del túnel se puede ver en la figura 3.7. Notar el evaporador al final del túnel y que sólo se muestra la primera fila de cajas. El sentido de avance de las cajas es como indica la flecha

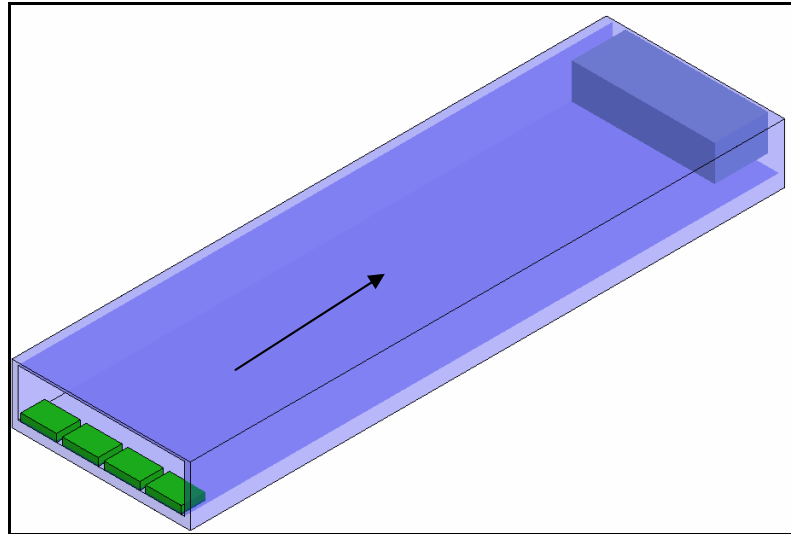


Figura 3.7: Túnel continuo (notar las disposición de las cajas y el evaporador al final).

El túnel se dimensiona de acuerdo a la capacidad determinada de procesamiento. Para esto se debe conocer la carga térmica a remover y el tiempo de enfriamiento de cada caja con fruta.

### 3.3.4.3 Palletizado robótico

Tiene la función de agrupar las cajas individuales en el formato de pallet determinado para su traslado. Consiste en un robot el cual toma grupos de cuatro cajas y las apila en un orden determinado sobre una base de madera. Esta etapa, aparte del robot propiamente tal, tiene asociados otros elementos de igual importancia, tales como garras, tableros y trajes para el robot.

La garra del robot se encuentra unida al brazo del robot y tiene como función sostener grupos de cuatro cajas e ir soltándolas en sus posiciones correspondientes. Los tableros permiten controlar algunos parámetros de operación del robot. Los trajes protegen al robot del ambiente frío.

El robot consultado (marca ExWorks, provisto por Roboris Ltda.) consume una potencia de 50[kVA] para su movimiento y control. Requiere que a unos de sus costados exista un rack de pallets desde el cual pueda recoger las bases de madera del pallet. Más información acerca de costos se encuentra en la sección Costos.

#### **3.3.4.4 Pasillos de almacenamiento**

Los pasillos de almacenamiento se encuentran al fondo de la cámara. Están dimensionados para cumplir con los requerimientos de la capacidad elegida para cada módulo y para permitir el acceso de grúas horquilla.

#### **3.3.5 Disposición de módulos**

En cuanto los módulos, la distribución debió ser tal que permitiera el ingreso de las cajas a los túneles y la carga de los camiones que retiran los pallet. Ver figura 3.8. Notar que el pasillo interior que se encuentra entre los módulos tiene 8 [m] de ancho, 4 de los cuales están destinados a la carga de las cajas en la correa que ingresa a los túneles de ambos lados. Para pasillos de circulación entre cámaras se supuso un ancho del pasillo de 4[m] [6], esto debido a que se debe facilitar el rápido movimiento de los cargadores.

La parte que da al exterior de las cámaras es el patio donde se ubican los camiones.

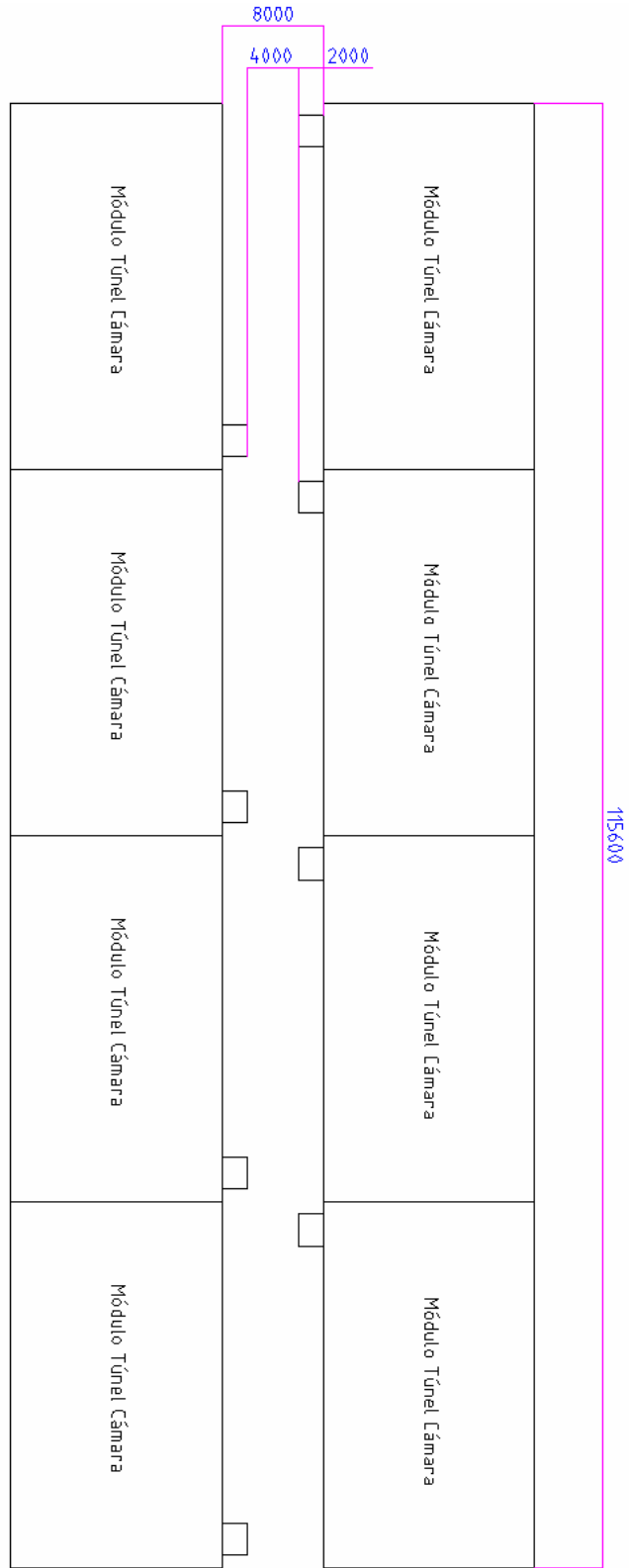


Figura 3.8: Distribución de los módulos.

Según se pudo ver en el layout de la planta en funcionamiento (Aconex Coquimbo), la única parte a modificar del esquema es la parte prefrío y Almacenamiento. En la planta real el espacio donde se encuentran estas dos etapas tiene un largo de 128[m] y un ancho de 33[m], lo cual sería adecuado para las dimensiones obtenidas de la disposición de los módulos.

## 4 Cálculos

Como se mencionó en la sección metodología, existen diversas labores a desarrollar para cumplir con el objetivo propuesto. En esta sección se presentaran los cálculos que permiten determinar los flujos energéticos, máxicos y el dimensionamiento de equipos. Evidentemente los cálculos serán realizados tanto para el túnel continuo como para el método por lotes existentes. Esto último se hace para eliminar el efecto del sobredimensionamiento de la planta real, sobre la comparación.



## 4.1 Cálculo de la carga térmica del túnel continuo

De la obtención de datos se determinó la capacidad de enfriamiento como referencia para el diseño del túnel continuo. Se decidió dimensionar un túnel continuo con capacidad para procesar 2100[Kg/hr] de fruta, y no dos tipos de túneles que se ajustaran a las capacidades de túneles tradicionales medianos y grandes. En consecuencia el cálculo de la carga térmica se realizará para 2100[Kg/hr] de capacidad.

El cálculo de la carga térmica se compone del calor a remover de la fruta, el calor producido por su respiración, el calor a remover de las cajas, el calor a remover de los empaques, el calor que ingresa por las paredes y el calor producido por los motores de los ventiladores. Para este último en un comienzo se supondrán valores y luego se dimensionarán correctamente mediante iteración.

### 4.1.1 Calor a remover de la fruta

El calor a remover desde la fruta se obtiene a partir de la siguiente ecuación

$$Q_F = \dot{m}_F \cdot c_{pf} \cdot (T_e - T_s) \quad \text{Ec 4.1}$$

Donde:

$\dot{m}_F$  : Flujo másico de uva

$c_{pf}$  : Calor específico

$T_e$  : Temperatura de entrada de la uva

$T_s$  : Temperatura de salida de la uva

La ecuación se evaluará considerando una temperatura inicial de la fruta de 30°C y una temperatura final de 0°C, un calor específico de la uva de 3900[J/kg°K]. El resultado de este ítem es de 68,25 kW

Para los túneles tradicionales el flujo másico se da por la cantidad de fruta contenida en su interior sobre el tiempo teórico de prefrío. El tiempo teórico de prefrío es un tiempo ficticio que representa el tiempo de enfriamiento si la temperatura ente la fruta y el aire se mantuviese constante. Generalmente se toma un valor entre 6 y 8 horas [10]. Cabe notar que el tiempo real de enfriamiento es mucho mayor, del orden de 12 horas. Entonces.

$$Q_F = \frac{m_F \cdot c_{pf} \cdot (T_e - T_s)}{\tau} \quad 4.2$$

Donde:

$m_F$ : Cantidad de uva contenida en el túnel

$C_{pf}$ : Calor específico de la uva

$T_e$ : Temperatura de entrada de la uva

$T_s$ : Temperatura de salida de la uva

$\tau$ : Tiempo teórico de enfriamiento.

Para el túnel tradicional pequeño de la planta Aconex Coquimbo (22 pallets) el resultado es de 73,29[kW], mientras que para el túnel grande (64 pallets) es de 213,2[kW].

#### 4.1.2 Respiración

Conociendo los calores de respiración de la uva, medido en [mW/kg], a distintas temperaturas se puede obtener la potencia calórica generada por la respiración de la fruta simplemente multiplicando por la cantidad de fruta enfriada.

$$Q_F = M_F \cdot Q_{Resp} \quad 4.3$$

Donde:

$M_F$  : Cajas en túnel

$Q_{Resp}$  : Calor de respiración

Para el tipo de enfriamiento continuo la cantidad de fruta mencionada corresponde solamente a la masa de uva que se encuentra en el túnel continuo, y no la totalidad de la fruta en un recinto, como es el caso de un túnel de prefrío por lotes. Esto último constituye una ventaja del punto de vista del ahorro energético. Para la uva el calor de respiración es de 23[mW/Kg] [11]. Para determinar la cantidad de fruta en la correa se requiere conocer el flujo másico de uva y el tiempo de enfriamiento de una caja de fruta desde 30[°C] hasta 0[°C]. Con estos datos además de la ecuación siguiente se puede determinar el valor buscado.

$$\dot{m}_{Fruta} = \frac{Masafruta\_en\_Correa}{Tiempo\_enfriamiento} \quad 4.4$$
$$\Rightarrow Masafruta\_en\_Correa = \dot{m}_{Fruta} \cdot Tiempo\_enfriamiento$$

El flujo másico de fruta es un parámetro del diseño, mientras que el tiempo de enfriamiento se obtiene (más adelante) mediante resolución numérica en ADINA. La cantidad de cajas dentro del túnel es de 52, mientras que el valor de la potencia por respiración es de 0.01[kW].

Para el cálculo de la potencia por respiración para túneles tradicionales se utiliza la masa de fruta contenida en el túnel. Es decir.

$$m_{Fruta} = Np \cdot 75 \cdot 8,2 \quad 4.5$$

Donde:

$Np$ : Número de pallets en el túnel por lotes

El 75 es el número de cajas de fruta por pallet y el 8,2 son los [Kg] de fruta que contiene cada caja. La masa de fruta se ingresa en la ecuación 3.3. El resultado para el túnel pequeño es de 1,65[kW] y para el túnel grande de 4,8[kW].

### 4.1.3 Calor a remover de las cajas

La caja más utilizada para uva es la caja de **cartón** de 8,2 kilos de capacidad. Su calor específico es de 1,34[kJ/Kg°K]. La ecuación que entrega la potencia retirada de la caja es la siguiente.

$$Q_{Caja} = \dot{m}_{Caja} \cdot c_{Caja} \cdot (T_e - T_s) \quad 4.6$$

Donde:

$\dot{m}_{Caja}$  : Flujo másico de cajas

$c_{Cajas}$  : Calor específico

$T_e$  : Temperatura de entrada de la caja

$T_s$  : Temperatura de salida de la caja

El flujo de cantidad cajas se obtiene dividiendo el flujo másico de fruta por 8,2[kg] (que es la masa de fruta contenida en cada caja), lo cual entrega [n° cajas/s]. Luego se multiplica la cantidad de cajas por segundo por la masa de cada caja. La masa de cajas en el túnel continuo es de 26[Kg] (0,5[Kg] cada una), lo cual entrega una potencia de 1,43[kW].

Nuevamente para un túnel tradicional (por lotes) la cantidad de cajas son la totalidad de las cajas que se encuentran en su interior. También se utiliza el tiempo teórico de enfriamiento

$$N^{\circ}cajas = Np \cdot 75 = m_{Fruta} / 8,2 \quad 4.7$$

Y la potencia a retirar de las cajas

$$Q_F = \frac{m_{caja} \cdot c_{Caja} \cdot (T_e - T_s)}{\tau} \quad 4.8$$

Donde:

$m_{Caja}$ : Masa de cajas en el túnel=  $N^\circ cajas \cdot 0.5$

0,5 es la masa de cada caja de cartón. La potencia para el túnel pequeño es de 1,54[kW] y para el grande de 4,47[kW].

#### 4.1.4 Calor a remover de los empaques

El envase que se utiliza es generalmente de polietileno de baja densidad, el cual posee un calor específico de 2100[J/kg°K]. La potencia a remover se obtiene de la ecuación.

$$Q_{Empaque} = \dot{m}_{Empaque} \cdot c_{Empaque} \cdot (T_e - T_s) \quad 4.9$$

Donde:

$\dot{m}_{Empaque}$  : Flujo másico de empaque

$C_{Empaque}$  : Calor específico del L.D.P.E.

$T_e$  : Temperatura de entrada de la caja

$T_s$  : Temperatura de salida de la caja

El flujo másico de empaque se obtiene de la misma manera que el flujo másico de cartón, pero multiplicando finalmente por la masa de material de empaque presente en cada caja. Cada conjunto de empaque pesa aproximadamente 50[g], la potencia es entonces de 0,23[kW].

El cálculo de la potencia por empaques para un túnel por lotes es análogo al caso de la potencia por cajas. La potencia obtenida es 0,48[kW] para un túnel pequeño y 1,4[kW] para un túnel grande.

#### 4.1.5 Calor producido por los ventiladores

Para obtener el calor producido por el equipo de ventilación se considera que las pérdidas del motor impulsor se traducen únicamente como calor liberado al ambiente. La eficiencia del motor impulsor se asume como 0,8. En consecuencia la potencia liberada se calcula según la ecuación que se puede ver a continuación en la ecuación 4.10.

$$Q_{Ventilador} = P_{Ventilador} \cdot (1 - \eta_{Motor}) \quad 4.10$$

Donde:

$P_{Ventilador}$ : Potencia del motor del ventilador

$\eta_{Motor}$ : Eficiencia del motor

Cabe notar que al momento de determinar la carga térmica el valor de la potencia de ventilación no es conocido, ya que es una consecuencia de este cálculo. Sin embargo es posible asumir inicialmente un valor, basado en diseños de otros túneles, para luego iterar y obtener el valor definitivo. El valor para el túnel continuo es 0,23[W]. El valor para el túnel tradicional pequeño es 0,35[W] y para el grande 1[kW].

#### 4.1.6 Calor transmitido por las paredes

El cálculo de esta contribución se calcula con la siguiente relación.

$$Q_{Cond} = A_{Ext\_Túnel} \cdot \frac{\kappa \cdot (T_e - T_i)}{e} \quad 4.11$$

Donde:

$A_{Ext\_Túnel}$ : Área exterior del túnel

k: Conductividad del aislante

Te: Temperatura exterior al túnel

Ti: Temperatura al interior del túnel

e: Espesor del aislante

Conocer el área exterior del túnel implica conocer las dimensiones de este. Parte de estas están determinadas conociendo el tiempo de enfriamiento. La obtención de dicho parámetro se trata más adelante en este informe. La conductividad térmica es función del material utilizado. Generalmente el utilizado es poliestireno expandido, de una conductividad de  $0.03 \text{ [W/m}^\circ\text{K]}$ . El espesor del aislante utilizado es generalmente de  $12 \text{ [cm]}$ . Como se pudo ver en la sección layout el túnel se encuentra dentro de la cámara de almacenamiento por lo tanto la diferencia de temperatura es de solamente  $1 [^\circ\text{C}]$ , pues la cámara se encuentra a  $0 [^\circ\text{C}]$  y el interior del túnel a  $-1 [^\circ\text{C}]$ . La ganancia térmica por conducción para el túnel es de  $22 \text{ [W]}$ .

Para los túneles tradicionales las medidas son conocidas a priori por lo tanto este problema no se presenta. La diferencia de temperatura para estos túneles es de  $31 [^\circ\text{C}]$  pues en el caso menos favorable (al final del enfriamiento) el interior se encuentra a  $-1 [^\circ\text{C}]$  y el exterior a  $30 [^\circ\text{C}]$ . El túnel pequeño tiene una ganancia térmica por concepto de conducción de  $1,38 \text{ [kW]}$ , mientras que el grande  $2,61 \text{ [kW]}$ .

#### **4.1.7 Calor absorbido por radiación**

Esta ganancia térmica se aplica solamente a los túneles tradicionales, en los túneles continuos, o bien no se presentan, o se consideran despreciables.

Los túneles por lotes o tradicionales, a diferencia del túnel continuo, reciben calor en forma de radiación sobre su techo. Sin embargo si se reduce el área en contacto con la radiación, es decir si se disminuye el área del techo esta contribución se vería mermada. Una forma de lograr esto es una cámara de doble estiba, puesto que para una misma capacidad en pallets el área basal es inferior.

El calor que se absorbe por el techo se calcula con la temperatura de cielo y los metros cuadrados de área expuesta a esta, según la ecuación.

$$Q_{Radiación} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_{Cielo}^4 \cdot A \quad 4.12$$

Donde:

$\varepsilon$ : Emisividad del cuerpo real

$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann.  $5,67 \times 10^{-8}$  [W/m<sup>2</sup>°K]

$T_{Cielo}$ : Temperatura de cielo.  $T_{Cielo}=T_{amb}-6$  [°C]

A: Área del techo [m<sup>2</sup>].

Considerando una temperatura ambiente de 30[°C], la temperatura de cielo es de 24[°C]. El área del techo del túnel pequeño y grande es 38 y 61[m<sup>2</sup>] respectivamente. Para el túnel pequeño la potencia ganada por incidencia de radiación es 1,69[kW], para el túnel grande 2,72[kW].



## 4.2 Balances de masa y energía de los túneles continuo y por lotes

Con la carga térmica ya determinada se puede proceder a realizar los balances de masa y energía, para posteriormente realizar el dimensionamiento de los equipos de enfriamiento. Los balances de masa y energía se realizarán entre la fruta, el aire y el refrigerante. Se hace el supuesto que la potencia liberada por la fruta y los equipos asociados es la misma absorbida por el aire y por el refrigerante. Entonces.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Fruta-equipos} &= \dot{Q}_{Aire} = \dot{m}_{Aire} \cdot c_{Paire} \cdot \Delta T_{Aire} \\ &= \dot{Q}_{Re\ frigerante} = \dot{m}_{Re\ frigerante} \cdot \Delta h_{Re\ frigerante}\end{aligned}\tag{4.13}$$

Donde:

$\dot{Q}_{Fruta-equipos}$  : Potencia a retirar [W].

$\dot{Q}_{Aire}$  : Potencia que retira el aire [W].

$\dot{Q}_{Re\ frigerante}$  : Potencia que retira el refrigerante [W].

$\dot{m}_{Aire}$  : Caudal másico de aire [Kg/S].

$\dot{m}_{Re\ frigerante}$  : Caudal másico de refrigerante [Kg/S].

$c_{aire}$ : Calor específico del aire [J/Kg°K]

$\Delta T_{Aire}$ : Diferencia de temperatura que experimenta el aire [°K].

$\Delta h_{Refrigerante}$ : Diferencia entre la entalpía de salida y la de entrada [kJ/Kg]

## 4.2.1 Ciclo de refrigeración

Como se puede desprender del párrafo anterior para determinar los flujos máxicos (e incluso dimensionamiento de equipos) es necesario conocer el valor de la entalpía en los distintos puntos del diagrama del ciclo de refrigeración. Por diversas recomendaciones se establece la temperatura de evaporación del refrigerante (en el evaporador) en  $-6[^\circ\text{C}]$ , mientras que la temperatura de condensación en aproximadamente  $10[^\circ\text{C}]$  sobre la temperatura ambiente, o sea  $40[^\circ\text{C}]$ . Estos datos son suficientes para determinar el ciclo de refrigeración apto para esta aplicación. Cabe notar que este ciclo será utilizado para ambos diseños; el túnel continuo y el túnel por lotes o tradicional. En la tabla siguiente se puede ver los parámetros asociados a cada punto (ver figura para ubicación de puntos).

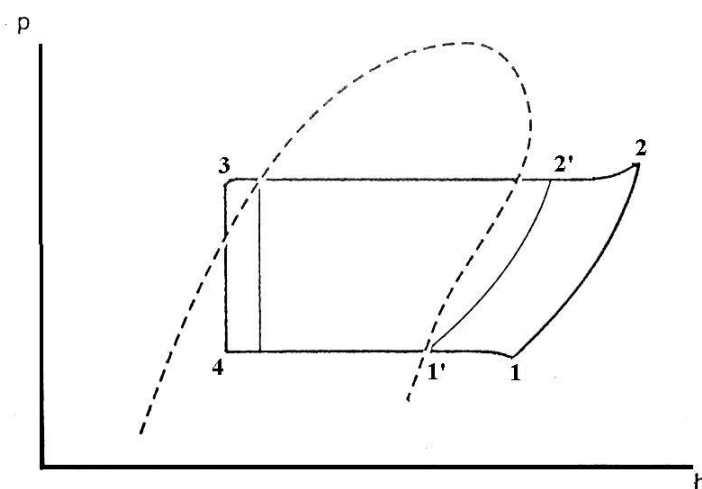


Figura 4.1: Ubicación de puntos en el diagrama P-h

Tabla Real Amoníaco				
Punto	Temperatura[ $^\circ\text{C}$ ]	Presión[Bar]	Entalpía[kJ/kg]	S
1'	-2	3,41	1446,60	5,45
1	7	3,21	1470,80	5,57
2	134,95	16,04	1735,2	5,5968
2''	127,95	15,55	1718,40	5,57
3	21,4	15,55	281,48	1,062
4	-6	3,41	281,48	1,09

Tabla 4.1: Puntos del diagrama P-h.

## 4.2.2 Cálculo del flujo másico de refrigerante

El flujo de refrigerante se calcula en base al calor requerido para retirar el calor de la carga y al salto entálpico disponible por parte del refrigerante.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Fruta-equipos} &= \dot{Q}_{Refrigerante} = \dot{m}_{Refrigerante} \cdot \Delta h_{Refrigerante} \\ \Rightarrow \dot{m}_{Refrigerante} &= \frac{\dot{Q}_{Fruta-equipos}}{\Delta h_{Refrigerante}}\end{aligned}\quad 4.14$$

Es por esto que un refrigerante que un mayor salto entálpico de evaporación requiere menor flujo másico para retirar el mismo calor. Se obtendrá un caudal másico para cada túnel y para cada cámara de almacenamiento. Para el túnel continuo, el túnel tradicional pequeño y grande los flujos másicos son 0,06[Kg/s], 0,07 [Kg/s] y 0,19 [Kg/s], respectivamente.

## 4.2.3 Cálculo del flujo másico de aire

Para conocer el flujo másico de aire se usa la siguiente ecuación

$$\dot{Q}_{Fruta-equipos} = \dot{Q}_{Aire} = \dot{m}_{Aire} \cdot c_{Paire} \cdot \Delta T_{Aire} \Rightarrow \dot{m}_{Aire} = \frac{\dot{Q}_{Fruta-equipos}}{c_{Paire} \cdot \Delta T_{Aire}} \quad 4.15$$

Por lo tanto se requiere conocer el calor específico del aire ( $C_{\text{Paire}}$ ) y la diferencia de temperatura del aire entre la salida y la entrada del evaporador. El  $C_{\text{Paire}}$  es de 1.004,85 [J/Kg $^{\circ}$ K]. Para determinar el cambio de temperatura que experimenta el aire se necesitan conocer ambas temperaturas. En base a los antecedentes recopilados la temperatura del aire debe ser superior a los -2,1[ $^{\circ}$ C], pues bajo esta temperatura la uva se congela y pierde su valor. Otros antecedentes señalan que la temperatura del aire en túneles tradicionales se mantiene alrededor de -1[ $^{\circ}$ C] para tener un margen de seguridad y que la temperatura del aire después de atravesar la fruta es de 6[ $^{\circ}$ C]. Para este caso se tomarán estas últimas temperaturas como referencia. En consecuencia  $\Delta T=7$  [ $^{\circ}$ C]. Para el túnel continuo, el túnel tradicional pequeño y grande los flujos máscicos de aire son 9,98 [Kg/s], 11,35[Kg/s] y 32.36[Kg/s], respectivamente (28.056[m<sup>3</sup>/hr], 31.915[m<sup>3</sup>/hr], 91.017[m<sup>3</sup>/hr]).

#### 4.2.4 Cálculo de la potencia de ventilación

Para entregar el flujo máscico de aire necesario para retirar el calor, se debe contar con un aporte de potencia. Este lo suministra un ventilador. La expresión que determina la potencia de ventilación es la siguiente.

$$P_{\text{Ventilación}} = \frac{\dot{m}_{\text{Aire}}}{\rho_{\text{Aire}}} \cdot \Delta P \quad 4.16$$

Donde:

$P_{\text{Ventilación}}$ : Potencia de ventilación [W]

$\rho_{\text{aire}}$ : Densidad del aire [Kg/m<sup>3</sup>]

$\Delta P$ : Caída de presión a través del circuito del aire [Pa]

Se debe notar que este parámetro es la potencia que se debe entregar al aire, pero no considera la eficiencia del ventilador ni la del motor (ambas se asumen como 0.8)

$$P_{Motor} = \frac{P_{Ventilación}}{\eta_{Vent} \cdot \eta_{Motor}} \quad 4.17$$

La caída de presión en el circuito de un túnel continuo es muy menor a la caída de presión que experimenta el aire al cruzar los pallets en un túnel de enfriamiento por lotes, lo cual constituye una ventaja considerable en ahorro de energía. La pérdida de presión se considera como la del evaporador:  $\Delta P = 220[\text{Pa}]$ . En conjunto con el caudal volumétrico se obtiene una potencia del motor para ventilación del túnel continuo 2,68[kW]

Para los túneles californianos y verticales (por lotes) La caída de presión incluye el paso por los pallets. Este efecto se toma en cuenta multiplicando la pérdida de presión en el evaporador por un factor por singularidades de 1,5. En consecuencia  $\Delta P = 330[\text{Pa}]$  [10].

### 4.3 Cálculo de la carga térmica de la cámara de almacenamiento

Los cálculos que a continuación se muestran son válidos para las cámaras de almacenamiento del método continuo y por lotes. La diferencia radica solamente en el valor del área de cada una.

#### 4.3.1 Respiración

Conociendo los calores de respiración de la uva, medido en [mW/kg], a distintas temperaturas se puede obtener la potencia calórica generada por la respiración de la fruta simplemente multiplicando por la cantidad de fruta enfriada.

$$Q_F = M_{FCámara} \cdot Q_{Resp0^\circ C} \quad 4.18$$

Donde:

$M_{FCámara}$  : Cantidad de cajas en la cámara de almacenamiento

$Q_{Resp0°C}$  : Calor de respiración a 0[°C]

Para este recinto la cantidad de fruta mencionada corresponde a toda la masa almacenada en la cámara. Se supondrá que la cámara se encuentra a su máxima capacidad. Como todas las cámaras (método continuo y por lotes) tienen casi la misma capacidad, el valor de la potencia por respiración es muy similar. Para la cámara del túnel continuo (contiene 220 pallets) la potencia es 1,1[kW], mientras que para la cámara tradicional (200 pallets) 0,98[kW].

### 4.3.2 Calor producido por los ventiladores

Para obtener el calor producido por el equipo de ventilación se considera que las pérdidas del motor impulsor se traducen únicamente como calor liberado al ambiente. La eficiencia del motor impulsor se asume como 0,8. En consecuencia la potencia liberada se calcula según la ecuación que se puede ver a continuación.

$$Q_{Ventilador} = P_{Ventilador} \cdot (1 - \eta_{Motor}) \quad 4.19$$

Donde:

$P_{Ventilador}$ : Potencia del motor del ventilador

$\eta_{Motor}$  : Eficiencia del motor

$\eta_{Ventilador}$  : Eficiencia del ventilador

Cabe notar que al momento de determinar la carga térmica el valor de la potencia de ventilación no es conocido, ya que es una consecuencia de este cálculo. Sin embargo es posible asumir inicialmente un valor, basado en diseños de otros túneles, para luego iterar y obtener el valor definitivo. El valor para la cámara continua es 0,28[kW]. El valor para la cámara tradicional es 0,26[kW].

### 4.3.3 Calor absorbido por radiación

La cámara de almacenamiento, a diferencia del túnel continuo, recibe calor en forma de radiación sobre su techo. Sin embargo si se reduce el área en contacto con la radiación, es decir si se disminuye el área del techo esta contribución se vería mermada. Una forma de lograr esto es una cámara de doble estiba, puesto que para una misma capacidad en pallets el área basal es inferior.

El calor que se absorbe por el techo se calcula con el valor por metro cuadrado de la potencia de radiación y los metros cuadrados de área expuesta a esta, según la ecuación.

$$Q_{Radiación} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_{Cielo}^4 \cdot A \quad 4.20$$

Donde:

$\varepsilon$ : Emisividad del cuerpo real

$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann.  $5,67 \times 10^{-8}$  [W/m<sup>2</sup>°K]

$T_{Cielo}$ : Temperatura de cielo.  $T_{Cielo} = T_{amb} - 6$  [°C]

A: Área del techo [m<sup>2</sup>]

El área de la cámara continua es 480[m<sup>2</sup>] y de la cámara tradicional 371[m<sup>2</sup>]. La potencia absorbida por radiación en la cámara continua y tradicional es 22,97[kW] y 17,78[kW] respectivamente.

#### 4.3.4 Calor transmitido por las paredes

El cálculo del calor transmitido por las paredes de la cámara, al igual que en el caso del túnel, requiere conocer las dimensiones de la cámara. La gran diferencia radica en que no es necesario hacer suposiciones, porque las dimensiones son función de la capacidad, que es un parámetro de diseño. La altura de la cámara es dependiente de que disposición se asume, simple o doble estiba.

Con el valor del área determinado, asumiendo un espesor del aislante de 12 [cm] y considerando que la temperatura en el ambiente es de 30°C, se puede calcular el calor transferido según la siguiente ecuación.

$$Q_{Cond} = A_{Ext\_Cámara} \cdot \frac{\kappa \cdot (T_e - T_s)}{e} \quad 4.21$$

Donde:

$A_{Ext\_Cámara}$ : Área exterior de la cámara de almacenamiento.

Considerando el área exterior de la cámara como todas las paredes y el techo se obtiene 935[m<sup>2</sup>] para la cámara continua y 761[m<sup>2</sup>] para la tradicional, lo cual se traduce en 10,05[kW] y 8,18[kW] respectivamente.

#### 4.3.5 Calor generado por individuos dentro de la cámara

La cámara continua tiene constantemente una persona en su interior trasladando los pallets formados por el palletizado robótico. En el caso de las cámaras de almacenamiento tradicionales existen ingresos para inspección. La persona, para mantener constante su temperatura corporal debe generar calor. La expresión para calcular este calor se ve a continuación.



$$Q_{Persona} = \frac{q \cdot n \cdot t}{24}$$

4.22

Donde:

q: Calor liberado por persona [W]

n: Número de personas en la cámara.

T Tiempo de permanencia de personas [hr/día]

El calor liberado por cada persona q depende de la temperatura del ambiente en el cual se encuentra. La tabla siguiente muestra valores de potencia liberada para distintas temperaturas de la cámara.

Temperatura dentro de la cámara [°C]	Potencia liberada [W]
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390
-25	420

Tabla 4.2: Potencia liberada por persona para distintas temperaturas de cámara.

En el caso de este recinto la temperatura es 0°C, por lo tanto la potencia liberada por una persona es 270[W]. En la cámara continua constantemente habrá una persona, en la cámara tradicional en el día estará ocupada por alrededor de 6 horas. En consecuencia el para la cámara continua se obtiene 0,2[kW] y para la cámara tradicional 0,07[kW].

### 4.3.6 Calor generado por iluminación

Normalmente, en las cámaras de almacenamiento tradicionales, las luces se encuentran apagadas cuando no hay ingreso ni retiro de fruta desde su interior. Sin embargo cuando se encienden generan calor, que debe ser retirado. La ecuación que se observa a continuación permite estimar el aporte calórico de la iluminación.

$$Q_{\text{Iluminación}} = \frac{P \cdot t \cdot C_1}{24} \quad 4.23$$

Donde:

P: Potencia de las lámparas [W]

t: Tiempo de funcionamiento de la iluminación [hr/día]

C<sub>1</sub>: Coeficiente, de valor 1 para ampollitas normales y 1,25 Para tubos fluorescentes.

Para la cámara continua las luces se encuentran encendidas todo el tiempo de operación, que en época de producción es todo el día laboral, unas 18 horas, la potencia es por lo tanto 1,78[kW]. Para la cámara tradicional las luces están encendidas unas 6 horas al día, por lo tanto la potencia es 0,47[kW].

## 4.4 Balances de masa y energía de las cámaras de almacenamiento

Con la carga térmica ya determinada se puede proceder a realizar los balances de masa y energía. Los balances de masa y energía se realizarán entre la fruta, el aire y el refrigerante. Se hace el supuesto que la potencia liberada por la fruta y los equipos asociados es la misma absorbida por el aire y por el refrigerante. Entonces.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Fruta-equipos} &= \dot{Q}_{Aire} = \dot{m}_{Aire} \cdot c_{Paire} \cdot \Delta T_{Aire} \\ &= \dot{Q}_{Re\ frigerante} = \dot{m}_{Re\ frigerante} \cdot \Delta h_{Re\ frigerante}\end{aligned}\tag{4.24}$$

Donde:

$\dot{Q}_{Fruta-equipos}$  : Potencia a retirar [W].

$\dot{Q}_{Aire}$  : Potencia que retira el aire [W].

$\dot{Q}_{Re\ frigerante}$  : Potencia que retira el refrigerante [W].

$\dot{m}_{Aire}$  : Caudal másico de aire [Kg/S].

$\dot{m}_{Re\ frigerante}$  : Caudal másico de refrigerante [Kg/S].

$c_{aire}$ : Calor específico del aire [J/Kg°K]

$\Delta T_{Aire}$ : Diferencia de temperatura que experimenta el aire [°K].

$\Delta h_{Refrigerante}$ : Diferencia entre la entalpía de salida y la de entrada [kJ/Kg]

Los puntos en el diagrama P-h del amoníaco son los mismos que para el balance de los túneles. A continuación se muestra el cálculo de los flujos másicos de refrigerante y del aire, además de la determinación del flujo de aire de ventilación.

#### 4.4.1 Cálculo del flujo másico de refrigerante

El flujo de refrigerante se calcula en base al calor requerido para retirar el calor de la carga y al salto entálpico disponible por parte del refrigerante.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Fruta-equipos} &= \dot{Q}_{Re\ frigerante} = \dot{m}_{Re\ frigerante} \cdot \Delta h_{Re\ frigerante} \\ \Rightarrow \dot{m}_{Re\ frigerante} &= \frac{\dot{Q}_{Fruta-equipos}}{\Delta h_{Re\ frigerante}}\end{aligned}\tag{4.25}$$

Para la cámara continua y tradicional los flujos másicos son 0,03[Kg/s] y 0,02[Kg/s], respectivamente.

#### 4.4.2 Cálculo del flujo másico de aire

Para conocer el flujo másico de aire se usa la siguiente ecuación

$$\dot{Q}_{Fruta-equipos} = \dot{Q}_{Aire} = \dot{m}_{Aire} \cdot c_{Paire} \cdot \Delta T_{Aire} \Rightarrow \dot{m}_{Aire} = \frac{\dot{Q}_{Fruta-equipos}}{c_{Paire} \cdot \Delta T_{Aire}} \quad 4.26$$

Para la cámara continua y tradicional los flujos másicos de aire son 6,1[Kg/s] y 4,6[Kg/s], respectivamente (17.069[m<sup>3</sup>/hr] y 12.941[m<sup>3</sup>/hr]).

#### 4.4.3 Cálculo de la potencia de ventilación

Para entregar el flujo másico de aire necesario para retirar el calor, se debe contar con un aporte de potencia. Este lo suministra un ventilador. La expresión que determina la potencia de ventilación es la siguiente.

$$P_{Ventilación} = \frac{\dot{m}_{Aire}}{\rho_{Aire}} \cdot \Delta P \quad 4.27$$

Donde:

$P_{Ventilación}$ : Potencia de ventilación [W]

$\rho_{aire}$ : Densidad del aire [Kg/m<sup>3</sup>]

$\Delta P$ : Caída de presión a través del circuito del aire [Pa]

Se debe notar que este parámetro es la potencia que se debe entregar al aire, pero no considera la eficiencia del ventilador ni la del motor (ambas se asumen como 0.8)

$$P_{Motor} = \frac{P_{Ventilación}}{\eta_{Vent} \cdot \eta_{Motor}} \quad 4.28$$

La caída de presión para las cámaras de almacenamiento se considera como 220[Pa], correspondiente solamente al paso por el evaporador. Esto pues el aire no es forzado por los intersticios del pallet sino que debe circular libremente. Se obtiene una potencia del motor para ventilación de la cámara continua y tradicional de 1,4[kW] y 1,24[kW] respectivamente.

## 4.5 Dimensionamiento de equipos

Los equipos son dimensionados de acuerdo a los requerimientos obtenidos en la sub-sección cálculo de la carga térmica. Esto tiene el objetivo de determinar los gastos energéticos y costos de equipos asociados al diseño propuesto.

Para equipos de intercambio térmico los factores que se deben obtener es la potencia y el área de transferencia o de intercambio, pues con estos se estiman generalmente los costos de lo equipos y los consumos energéticos. Para los evaporadores y condensadores, con el área se puede estimar el costo, mientras que con el caudal de aire necesario para el intercambio se puede conocer la potencia del o los ventiladores. Para los compresores se debe conocer el salto entálpico entre la situación de ingreso del refrigerante al compresor y la salida, además de la eficiencia isentrópica, mecánica y la eficiencia del motor.

### 4.5.1 Cálculo del compresor

El compresor se determina en base al trabajo isentrópico de compresión y la eficiencia volumétrica y mecánica. La ecuación siguiente muestra la determinación de la potencia necesaria en el eje del compresor.

$$W_{Eje} = \frac{W_{Isent} \cdot \eta_{Vol}}{\eta_{Isent}} \quad 4.29$$

Donde:

$W_{Eje}$ : Trabajo en el eje del compresor [kJ/Kg]

$W_{Isent}$ : Trabajo isentrópico de compresión. De condiciones del refrigerante [kJ/Kg]

$\eta_{Vol}$ : Eficiencia volumétrica del compresor

$\eta_{Isent}$ : Eficiencia isentrópica de la compresión

La eficiencia isentrópica y volumétrica para el compresor de doble tornillo (es el elegido) se obtiene de tablas para dicho compresor que a su vez se dividen de acuerdo al refrigerante, que en este caso es amoníaco. La entrada a estas tablas, aparte del tipo de compresor y del refrigerante utilizado, es el “pressure ratio” y el “volume ratio”. El primero se calcula dividiendo la presión de salida del compresor por la presión de entrada, el segundo haciendo lo propio con los volúmenes del fluido. El volumen del fluido (por Kg) se obtiene de las propiedades del refrigerante a las condiciones de entrada y de salida. El volumen de ingreso al compresor es  $0,41[m^3/Kg]$  y el de salida  $0,12[m^3/Kg]$ , lo cual se traduce en un “volume ratio” de 3,5. La presión de ingreso es  $3,2[bar]$  y la de salida es  $16[bar]$ , que equivale a un “pressure ratio” de 5. La eficiencia volumétrica según el gráfico [9] es 0,9, mientras que la isentrópica es 0,8.

Para determinar la potencia se debe simplemente multiplicar el trabajo por el flujo másico de refrigerante. Al inicio se calculará la potencia para cada ítem (es decir túnel continuo, túnel tradicional, etc.) y luego se sumará de acuerdo a la dotación de cada planta. Finalmente la potencia del consumo del motor se determina dividiendo la potencia en el eje por la eficiencia de un motor de alrededor de  $100[HP]$ , que es aproximadamente 0,9.

$$P_{Motor} = \frac{P_{Eje}}{\eta_{Motor}} \quad 4.30$$

La potencia en el eje para el túnel continuo, el túnel tradicional pequeño, el túnel tradicional grande, la cámara continua y la cámara tradicional son 18,4[kW], 20,4[kW], 58,3[kW], 9,6[kW] y 7,1[kW] respectivamente. Considerando estos valores para la planta continua (8 módulos túnel-cámara) la potencia en el eje del compresor es 224,1[kW] y para la planta tradicional (8 túneles pequeños y 2 grandes, 8 cámaras de almacenamiento) 350,8[kW]. Hay que mencionar que la planta continua posee dos antecámaras, las cuales tienen la misma demanda de refrigerante que las cámaras de almacenamiento. La potencia necesaria del motor es 249[kW] para la planta continua y 389,8[kW] para la planta tradicional.

## **4.5.2 Intercambiadores de calor**

En el caso de los intercambiadores la potencia se obtiene del cálculo de la carga térmica. Para calcular el área se utilizan distintas correlaciones dependiendo de si se trata de evaporación o condensación.

### **4.5.2.1 Evaporadores**

El evaporador es el equipo encargado de remover el calor desde la habitación mediante la evaporación del fluido refrigerante. La configuración más común es de tubos aleteados, por dentro de los cuales circula el refrigerante. El fluido a enfriar es aire que circula en los intersticios de los tubos y aletas enfriándose hasta la temperatura deseada. En el dimensionamiento de este equipo se busca determinar principalmente el área del intercambiador, pues es este el parámetro que determina el costo del intercambiador.

El intercambio de calor se rige por la siguiente ecuación, de donde se puede despejar el área.

$$\dot{Q}_{\text{Re frigerante}} = U \cdot A_{\text{int}} \cdot \Delta T_{\text{log}} \Rightarrow A_{\text{int}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Re frigerante}}}{U \cdot \Delta T_{\text{log}}} \quad 4.31$$

Donde:

U: Coeficiente global de intercambio

$\dot{Q}_{\text{Re frigerante}}$  : Potencia intercambiada

$\Delta T_{\text{log}}$ : Diferencia logarítmica de temperatura

Que implica que, para conocer el área de intercambio se requiere conocer el coeficiente global de transferencia de calor, el cual se calcula como sigue.

Para evaporación dentro de los tubos del intercambiador se utiliza la correlación de Kandlikar [12], la cual supone que, entre la convección que sucede sin cambio de fase y la convección evaporativa existe un factor, llamado de Kandlikar, el cual se determina según la ecuación siguiente.

$$\frac{h_{TP}}{h_L} = C_1 \cdot (C_0)^{C_2} \cdot (25 \cdot F_{rl})^{C_5} + C_3 \cdot (B_0)^{C_4} \cdot F_{fl} \quad 4.32$$

Donde:

$h_{TP}$ : Coeficiente de convección con evaporación

$h_L$ : Coeficiente de convección del líquido

$F_{rl}$ : Número de Froude para el líquido

$F_{fl}$ : Coeficiente del refrigerante

$B_0$ : Número de ebullición

$C_0$ : Número de convección

$C_n$ : ( $n > 1$ ) Constantes del modelo

El número de Froude para el líquido se calcula a partir del número de Froude y el título de vapor.



$$F_{rl} = F_r \cdot (1-x)^2; F_r = \frac{G^2}{\rho_{\text{Ref\_Liq}} \cdot \vec{g} \cdot D_i} \quad 4.33$$

$$G = \frac{\dot{m}_R}{\frac{\pi \cdot D_i^2}{4}}$$

Donde:

Fr: Número de Fraude

G: Velocidad másica [Kg/sm<sup>2</sup>]

$\rho_{\text{ref\_Liq}}$ : Densidad del refrigerante líquido [Kg/m<sup>3</sup>]

g: Aceleración de gravedad [m/s<sup>2</sup>]

Di: Diámetro interior de tubos [m]

$\dot{m}_R$ : Flujo másico refrigerante [Kg/s]

El coeficiente del amoníaco en la correlación ( $F_{fl}$ ) es 2,2 [11]. El número de ebullición (Bo) se calcula como sigue.

$$Bo = \frac{q}{G \cdot \lambda} \quad 4.34$$

Donde:

q: Potencia absorbida por unidad de área [kW/m<sup>2</sup>]

$\lambda$ : Salto entálpico (desde entrada a salida del evaporador) [kJ/Kg]

Notar que en Bo, q es el calor transferido por unidad de área de transferencia y G es el caudal másico por unidad de área de sección transversal del tubo

Cabe notar que en un comienzo del procedimiento de cálculo no se conoce  $q$ , por lo cual hay que suponer un valor inicial e ir iterando a partir del área que se obtiene al final del cálculo. Un valor apropiado es entre 1 y 5[kW/m<sup>2</sup>]. El número de convección ( $Co$ ) se calcula a partir de densidades del refrigerante y el título de vapor.

$$Co = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{\rho_{Vapor}}{\rho_{Liq}} \right)^{0,5} \quad 4.35$$

Los coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ,  $C_4$  y  $C_5$  se obtienen de acuerdo a condiciones respecto a valores anteriores, como se muestra a continuación.

Si  $Co < 0,65$   $C_1 = 1,136$ ; Si no  $C_1 = 0,6667$

Si  $Co < 0,65$   $C_2 = -0,9$ ; Si no  $C_2 = -0,2$

$C_3 = 1058$  4.36

$C_4 = 0,7$

$C_5 = 0,3$

El coeficiente de intercambio considerando el refrigerante como un líquido ( $h_L$ ) se calcula como se acostumbra, con la correlación de Dittus Boelter.

$$h_L = 0,023 \cdot Re_R^{0,8} \cdot Pr_R^{0,4} \cdot \frac{k_R}{D_i} \quad 4.37$$

Donde:

$Re_R$ : Número de Reynolds del refrigerante modificado.

$Pr_R$ : Número de Prandtl del refrigerante

$k_R$ : Conductividad del refrigerante líquido [w/m<sup>2</sup>°K]

$D_i$ : Diámetro interior de los tubos [m]

El número de Reynolds modificado y el número de Prandtl se calculan, a su vez con las siguientes relaciones.

$$\begin{aligned} \text{Re}_R &= \frac{G \cdot (1 - X) \cdot Di}{\mu_R} \\ \text{Pr}_R &= \frac{Cp_R \cdot \mu_R}{k_R} \end{aligned} \quad 4.38$$

Donde:

$\dot{m}_R$ : Caudal másico de refrigerante [Kg/s].

G: Velocidad másica [kg/m<sup>2</sup>s].

X: Título de vapor medio del refrigerante.

$\mu_R$ : Viscosidad del refrigerante [Pas].

Entonces el orden del procedimiento para el cálculo del coeficiente de intercambio dentro de los tubos es. Primero calcular el coeficiente de intercambio sin ebullición  $h_L$ , luego calcular las constantes de la ecuación 4.32 para obtener el coeficiente de intercambio según Kandlikar  $h_{TP}$ .

Los datos necesarios para los cálculos, así como los resultados del procedimiento para el caso del túnel continuo, túnel tradicional pequeño y grande y ambas cámaras de almacenamiento se muestran en las siguientes tablas.

Item	Unidad	Método continuo		Método tradicional		
		Túnel	Almacenamiento	Túnel Grande	Túnel Pequeño	Almacenamiento
Calor a remover	[W]	70167	36726	113.312	79.226	27.741,24
Caudal de refrigerante	[Kg/s]	0,06	0,03	0,10	0,07	0,02
Calor por unidad de área	[kW/m <sup>2</sup> ]	1,44	1,72	2,90	2,27	1,48
Diámetro exterior tubos	[mm]	25	25	25	25	25
Diámetro interior tubos	[mm]	22,8	22,8	22,8	22,8	22,8
Espaciado aletas	[mm]	5	5	5	5	5
Area aletas/ Area exterior	-	20	20	20	20	20
Título promedio	-	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
Velocidad másica	[Kg/s m <sup>2</sup> ]	147,5	77,21	233,36	163,16	57,13
Calor latente (X incluido)	[kJ/Kg]	1189,32	1189,32	1189,32	1189,32	1189,32
Viscosidad refrig liq	[Pas]	2,30E-04	2,30E-04	2,30E-04	2,30E-04	2,30E-04
Densidad refrig liq	[kg/m <sup>3</sup> ]	1302	1302	1302	1302	1302
Calor específico liq	[kJ/Kg °K]	1,153	1,153	1,153	1,153	1,153
Conductividad liq	[W/m °K]	0,097	0,097	0,097	0,097	0,097
Densidad refrig vap	[kg/m <sup>3</sup> ]	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5

Tabla 4.3: Datos para el procedimiento de cálculo de los evaporadores de los métodos continuo y por lotes.

Se debe recalcar que el flujo másico de refrigerante del túnel tradicional grande es bajo debido a que para este túnel se dividió el caudal equitativamente entre dos evaporadores.

Item	Unidad	Método continuo		Método tradicional		
		Túnel	Almacenamiento	Túnel Grande	Túnel Pequeño	Almacenamiento
Reynolds refrigerante liq (Rel)	-	6561,39	3434,33	11533,72	8064,22	3421,70
Pr refrigerante liq (Pr)	-	2,73	2,730	2,73	2,73	2,73
Número de ebullición (Bo)	-	1,24E-05	1,87E-05	1,04E-05	1,17E-05	3,20E-05
Número de convección (Co)	-	9,87E-02	9,87E-02	1,16E-01	1,16E-01	9,87E-02
Número de Froude (Fr)	-	5,74E-02	1,57E-02	1,44E-01	7,02E-02	1,56E-02
Número de Froude liq (Frl)	-	1,20E-02	3,18E-03	3,59E-02	1,76E-02	3,16E-03
Número de Froude refrig (Frfl)	-	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
Coef intercambio liq (hl)	[W/m <sup>2</sup> °K]	166,13	98,97	260,87	195,93	98,68
C1	-	1,136	1,136	1,136	1,136	1,136
C2	-	-0,9	-0,9	-0,9	-0,9	-0,9
C3	-	1058	1058	1058	1058	1058
C4	-	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
C5	-	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Factor Kandlikar (hTP/hl)	-	7,15	5,41	8,41	6,99	5,92
coef intercambio refrigerante (hTP)	[W/m <sup>2</sup> °K]	1188	535,81	2192,85	1369,76	584,58

Tabla 4.4: Resultados del procedimiento para la determinación del coeficiente de transferencia de los evaporadores de los distintos métodos.

Para el exterior de los tubos se utilizó la correlación de Mc. Quinston [12] para placas lisas. Esta correlación, para cuatro filas de tubos, relaciona una expresión que incluye el coeficiente de transferencia con otra que depende del número de Reynolds y de las áreas de transferencia y total.

$$J_{4,filas} = 0,0014 + 0,2618 \cdot \text{Re}_A^{-0,4} \cdot \left( \frac{A}{A_t} \right)^{-0,15}$$

$$J = \frac{h_A \cdot P_{rA}^{0,66}}{\rho_A \cdot V_A \cdot C_A} \Rightarrow h_A = \frac{J \cdot \rho_A \cdot V_A \cdot C_A}{\text{Pr}_A^{0,66}} \quad 4.39$$

Donde:

$J_{4,filas}$ : Factor para arreglos de tubos de cuatro filas

$\text{Re}_c$ : Número de Reynolds del aire

A: Área total (incluye aletas)

$A_t$ : Área de tubos

h: Coeficiente de convección

$P_r$ : Número de Prandtl

$\rho$ : Densidad del aire

V: Velocidad del aire

C: Calor específico del aire

Los datos necesarios para el cálculo del coeficiente de transferencia por el lado del aire se muestran a continuación.

Item	Unidad	Método continuo		Método tradicional		
		Túnel	Almacenamiento	Túnel Grande	Túnel Pequeño	Almacenamiento
Viscosidad aire	[Pas]	1,72E-05	1,72E-05	1,72E-05	1,72E-05	1,72E-05
Densidad aire	[kg/m3]	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
Conductividad aire	[W/m <sup>2</sup> K]	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Calor específico aire	[kJ/Kg °K]	1,005	1,005	1,005	1,005	1,005

Tabla 4.5: Datos para la determinación del coeficiente de transferencia del aire

Los valores calculados y el resultado del coeficiente de transferencia se pueden ver en la tabla 4.6.

Item	Unidad	Método continuo		Método tradicional		
		Túnel	Almacenamiento	Túnel Grande	Túnel Pequeño	Almacenamiento
Reynolds del aire (Reaire)	-	3688,00	3688,48	4795,03	3688,48	3688,48
Prandtl del aire (Pr aire)	-	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70
Factor para arreglos de 4 filas (J)	-	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Coef intercambio aire h	[W/m <sup>2</sup> °K]	24,62	24,62	29,40	24,62	24,62

Tabla 4.6: Valores calculados y resultados para la obtención del coeficiente de transferencia por el lado del aire.

Ahora solo resta el coeficiente de transferencia entre las aletas y el tubo. Para esto se utiliza una recomendación en cuanto al valor de dicho coeficiente. El valor es de 14.195[W/m<sup>2</sup>°K].

Ahora que se han conseguido todos los coeficientes de intercambio locales, se calcula el coeficiente global, el cual permitirá el cálculo del área necesaria para el intercambio.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{TP}} + \frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_{aletas}}} \quad 4.40$$

El coeficiente global es 16,5[W/m<sup>2</sup>°K] para el túnel continuo, 12,05[W/m<sup>2</sup>°K] para la cámara continua, 17,2[W/m<sup>2</sup>°K] para el túnel por lotes pequeño, 22[W/m<sup>2</sup>°K] para el grande y 10,1[W/m<sup>2</sup>°K] para la cámara de almacenamiento tradicional. Lo único que resta para conocer el área de intercambio es la diferencia logarítmica de temperatura. Se debe hacer la diferencia entre la temperatura del aire y del refrigerante a la entrada y salida del evaporador. Al ingreso el refrigerante se encuentra a -6[°C] y el aire a 6[°C], que implica ΔT1=12[°C]. A la salida del evaporador el aire se encuentra a -1[°C] y el refrigerante a -6[°C], ΔT2=5[°C]. La diferencia logarítmica de temperatura se calcula.

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad 4.41$$

La diferencia logarítmica de temperatura es 8[°C]. Esto, en conjunto con la ecuación 4.31 entrega un área de intercambio de 707[m<sup>2</sup>] para el túnel continuo, 469[m<sup>2</sup>] para la cámara continua, 767[m<sup>2</sup>] para el túnel por lotes pequeño, 858[m<sup>2</sup>] para el grande (cada uno de los dos) y 448[m<sup>2</sup>] para la cámara de almacenamiento tradicional.

#### 4.5.2.2 Condensadores

Es un intercambiador de calor que tiene como misión evacuar hacia el ambiente el calor necesario para condensar el refrigerante. Los condensadores pueden ser de diversos tipos:

- Tubos y carcasa: El refrigerante circula por el interior de los tubos y por la carcasa generalmente fluye agua. Apropiado para lugares donde el costo del agua es bajo.

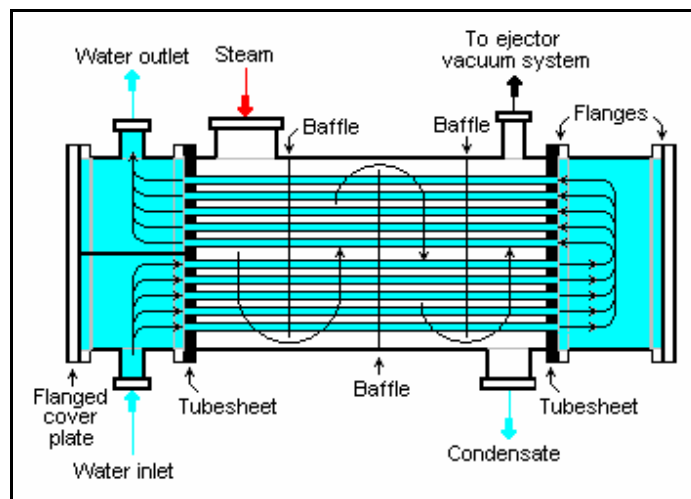


Figura 4.2: Condensador de tubos y carcasa

- Condensador de tubos aleteados por aire forzado: El refrigerante circula por el interior de tubos con aletas, por fuera de los cuales fluye aire a temperatura ambiente.



Figura 4.3: Condensador por aire forzado

- Condensador evaporativo: El más utilizado en instalaciones de gran tamaño. Ver figura.



Figura 4.4: Condensador evaporativo.



Consiste en un evaporador que en cierta forma mezcla los dos fluidos extractores de calor de los dos tipos anteriores. El refrigerante en estado gaseoso desciende por el interior de los tubos del condensador mientras que desde abajo se insufla aire en sentido ascendente. Adicionalmente desde la parte superior, aspersores generan un flujo de agua descendente que interactúa con los tubos y el aire. Al realizar el agua su recorrido descendente cae en un reservorio desde donde es succionada por una bomba que la vuelve a inyectar por la parte superior.

Para el caso en estudio el condensador más apropiado es el evaporativo, pues se trata de una instalación de tamaño considerable. A continuación se muestra la manera de dimensionarlo.

El procedimiento de cálculo de las dimensiones del condensador se basa en una serie de pasos en los cuales inicialmente se asumen valores estimados de ciertos parámetros y después se obtienen definitivamente al ser calculados nuevamente. Los valores iniciales son.

$$\begin{aligned} \text{Re}_R &= 10.000 \rightarrow 20.000 \Rightarrow \text{Re}_R \approx 15.000 \\ \Gamma &= 150 \rightarrow 200 \Rightarrow \Gamma \approx 175 \end{aligned} \quad 4.42$$

**Paso 1:** *Ancho preliminar del condensador:* Dado que se “conoce”  $\text{Re}_R$  se utiliza una aproximación para utilizarlo.

$$B = 2 \cdot n \cdot D_o \approx 2 \cdot n \cdot D_i = \frac{8 \cdot \dot{m}_R}{\pi \cdot \mu_R \cdot \text{Re}_R} \quad 4.43$$

Donde:

B: Ancho del condensador

n: Número de tubos por fila

$D_o$ : Diámetro exterior de tubos [m]

$D_i$ : Diámetro interior de tubos [m]

$\dot{m}_R$ : Caudal másico de refrigerante [kg/s]

$\mu_R$ : Viscosidad del refrigerante [Pas]

$Re_R$ : Número de Reynolds del refrigerante.

**Paso 2:** *Determinación del largo del condensador:* El largo del condensador es mayor que el ancho en aproximadamente un 10%.

$$l = 1.1 \cdot B \quad 4.44$$

Donde:

l: Largo del condensador [m]

B: Ancho del condensador [m]

**Paso 3:** *Elección de  $D_i$ ,  $D_o$ :* El diámetro debe pertenecer a los típicamente usados, además de cumplir con la siguiente condición.

$$700 \leq \frac{\Gamma}{D_o} \leq 20.000 \quad 4.45$$

Donde:

$\Gamma$ : Caudal de agua de enfriamiento por unidad de ancho de haz de tubo [kg/(m hr)]

**Paso 4:** *Determinación del número de tubos por cada fila.*

$$n = \frac{B}{2 \cdot D_o} \quad 4.46$$

**Paso 5: Ancho definitivo del condensador:** Se determinó el diámetro de los tubos y se conoce su número por lo tanto.

$$B = 2 \cdot D_o \cdot (n + 0,5) \quad 4.47$$

**Paso 6: Determinación del número de Reynolds y de Prandtl del refrigerante.**

$$\text{Re}_R = \frac{4 \cdot \dot{m}_R \cdot (1 - x)}{\pi \cdot n \cdot D_i \cdot \mu_R} \quad 4.48$$

$$\text{Pr}_R = \frac{\mu_R \cdot C_{pR}}{k_R}$$

Donde:

x: Título medio del vapor

C<sub>pR</sub>: Calor específico del refrigerante [J/kg°K]

K<sub>R</sub>: Conductividad del refrigerante [W/m°K]

**Paso 7: Obtención del caudal y número de Reynolds del agua:** Asumiendo como definitivo el valor de  $\Gamma$ .

$$\text{Re}_w = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu_w} = \frac{W}{\mu_w \cdot l \cdot n} \Rightarrow W = \mu_w \cdot l \cdot n \cdot \text{Re}_w \quad 4.49$$

Donde:

$\Gamma$ : Caudal másico de refrigerante por unidad de ancho del haz de tubos [kg/m s]

Re<sub>w</sub>: Número de Reynolds de agua

$\mu_w$ : Viscosidad del agua [Pas]

W: Caudal másico de agua [kg/s].

**Paso 8:** *Coefficientes convectivos del refrigerante y del agua:* Para el refrigerante se usa la correlación de Shah para condensación.

$$h_l = 0,023 \cdot \text{Re}_R^{0,8} \cdot \text{Pr}_R^{0,4} \cdot \frac{k_R}{D_i}$$

$$h_{TP} = h_l \cdot \left| 1 + \frac{3,8}{Z^{0,95}} \right| \quad 4.50$$

$$Z = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_R^{0,4}$$

Para el agua el coeficiente convectivo se calcula como sigue.

$$h_w = 118 \cdot \left( \frac{\Gamma}{D_o} \right)^{1/3} \quad 4.51$$

Para  $700 < \Gamma/D_o < 20.000$ , con  $\Gamma$  en [kg/s m] para la ecuación y en [kg/hr m] para la restricción.

Donde:

$h_l$ : Coeficiente convectivo de fase líquida [W/m<sup>2</sup>°K].

$h_{TP}$ : Coeficiente convectivo mezcla vapor líquido [W/m<sup>2</sup>°K].

Z: Factor de título.

**Paso 9:** *Obtención del coeficiente global de transferencia y del área efectiva de tubos por unidad de volumen:* Se reemplazan los valores obtenidos de los coeficientes de transferencia en la siguiente expresión.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_w} + \frac{D_o}{D_i \cdot h_{TP}}} \quad 4.52$$

$$a' = \frac{\pi \cdot n}{D_o \cdot (2n + 1) \cdot \sqrt{3}}$$

Donde:

U: Coeficiente global de transferencia [W/m<sup>2</sup>°K].

a': Área efectiva de tubos por unidad de volumen [1/m]

**Paso 10:** Obtención del número de Reynolds del aire y determinación de Kga: Se debe escoger un caudal de aire. Verificando que éste no esté sobredimensionado. Esto se puede hacer calculando la velocidad media del aire en el interior del condensador, pues se conoce su área transversal y con el flujo másico es fácil determinar el caudal volumétrico. Con el número de Reynolds del aire se determina el Kga.

$$Re_G = \frac{G}{(n + 1) \cdot \mu_A \cdot l} \quad 4.53$$

$$Kga = 5,27 \cdot 10^{-8} \cdot Re_G^{0,9} \cdot Re_w^{0,15} \cdot D_o^{-2,6}$$

Donde:

Re<sub>G</sub>: Número de Reynolds del aire.

G: Flujo másico de aire [m/s].

μ<sub>A</sub>: Viscosidad del aire [Pas].

Kga: Coeficiente volumétrico de transferencia de masa entre el aire y agua [kg/sm<sup>3</sup>].

**Paso 11: Cálculo de la entalpía del aire a la salida del condensador:** Determinado el flujo de aire y conociendo la entalpía del aire a la entrada, se puede determinar fácilmente la entalpía del aire a la salida del condensador, mediante un balance de energía entre el aire y el refrigerante.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Cond} &= \dot{m}_{Ref} \cdot (h_{2''} - h_3) = \dot{Q}_{Aire} = G \cdot (i_s - i_e) \\ \Rightarrow i_s &= \frac{\dot{Q}_{Ref}}{G} + i_e \end{aligned} \quad 4.54$$

Donde:

$h_{2''}$ : Entalpía del refrigerante a la entrada del condensador

$h_3$ : Entalpía del refrigerante a la salida del condensador

$i_s$ : Entalpía del aire a la salida del condensador

$i_e$ : Entalpía del aire a la entrada del condensador.

Los datos que, según se vio en los pasos anteriores, ayudan a determinar los parámetros importantes del condensador evaporativo se muestran a continuación. Se debe mencionar que todo el procedimiento fue realizado para las dos plantas, la continua y la por lotes. Primero se expone la tabla de datos de la planta continua, luego los datos de la planta tradicional y luego ambos resultados.

Dato	Valor	Unidades
Re Inicial	10000	-
$\Gamma$ inicial	175	[Kg/m hr]
Potencia a retirar (Qcond)	936,6	[kW/Kg]
Caudal másico de refrigerante (mRef)	0,85	[Kg/s]
Diaméto tubos (Do)	3/4	[pulg]
Viscosidad del refrigerante	0,00013	[Pas]
Calor específico refrigerante	4,8	[kJ/Kg °K]
Conductividad del refrigerante	0,47029	[W/m °K]
Título medio del refrigerante	0,5	-
Viscosidad del agua	0,0012	[Pas]
Caudal de aire elegido (G)	24	[Kg/s]
$i_1$ (aire a 30 °C 70% H.R.)	77	[kJ/Kg]
Temp del agua al fondo (tw)	26,6	[°C]

Tabla 4.7: Datos utilizados para el cálculo del condensador de la planta continua.

Dato	Valor	Unidades
Re Inicial	10000	-
$\Gamma$ inicial	175	[Kg/m hr]
Potencia a retirar (Qcond)	1437	[kW/Kg]
Caudal másico de refrigerante (mRef)	1	[Kg/s]
Diaméto tubos (Do)	3/4	[pulg]
Viscosidad del refrigerante	0,00013	[Pas]
Calor específico refrigerante	4,8	[kJ/Kg °K]
Conductividad del refrigerante	0,47029	[W/m °K]
Título medio del refrigerante	0,5	-
Viscosidad del agua	0,0012	[Pas]
Caudal de aire elegido (G)	30	[Kg/s]
i1 (aire a 30°C 70% H.R.)	77	[kJ/Kg]
Temp del agua al fondo (tw)	26,57	[°C]

Tabla 4.8: Datos utilizados para el cálculo del condensador de la planta tradicional.

Resultado	Valor	Unidades
Ancho Preliminar (B)	1,70	[m]
Largo Preliminar (L)	1,90	[m]
Número de tubos calculado	29,69	
Número de tubos definitivo (n)	30	
Ancho definitivo	1,73	[m]
Largo defintivo	1,91	[m]
Reynolds refrigerante defintivo (Reref)	12.737	
Prandtl refrigerante	1,29	
Reynolds agua (Rew)	159,80	
Caudal másico de agua (W)	7,46	[Kg/s]
Coeficiente de intercambio liq (hl)	1.531	[W/m <sup>2</sup> °K]
Factor de título (Z)	1,11	
Coeficiente de intercambio refrigerante (hTP)	6.811	[W/m <sup>2</sup> °K]
Coeficiente de intercambio agua (hw)	161,00	[W/m <sup>2</sup> °K]
Área efectiva de tubos por unidad de volumen (a')	46,80	[1/m]
Coeficiente global de transferencia (U)	156,60	[W/m <sup>2</sup> °K]
Caudal de aire elegido (G)	24,00	[Kg/s]
Reynolds del aire ReG	15.200	
Coef. volumétrico de transf de masa aire-agua (Kga)	19,42	[Kg/s m <sup>3</sup> ]
Entalpía de salida del aire (is)	114	[kJ/Kg]

Tabla 4.9: Tabla de resultados para el condensador de la planta continua.

Resultado	Valor	Unidades
Ancho Preliminar (B)	2,79	[m]
Largo Preliminar (L)	3,07	[m]
Número de tubos calculado	68,69	
Número de tubos definitivo (n)	69	
Ancho definitivo	2,81	[m]
Largo definitivo	3,09	[m]
Reynolds refrigerante definitivo (Reref)	12.800	
Prandtl refrigerante	1,29	
Reynolds agua (Rew)	159,80	
Caudal másico de agua (W)	39,10	[Kg/s]
Coefficiente de intercambio liq (hl)	1.537	[W/m2 °K]
Factor de título (Z)	1,11	
Coefficiente de intercambio refrigerante (hTP)	6.839	[W/m2 °K]
Coefficiente de intercambio agua (hw)	161,20	[W/m2 °K]
Área efectiva de tubos por unidad de volumen (a')	47,30	[1/m]
Coefficiente global de transferencia (U)	156,60	[W/m2 °K]
Caudal de aire elegido (G)	39,00	[Kg/s]
Reynolds del aire ReG	8.776	
Coef. volumétrico de transf de masa aire-agua (Kga)	11,85	[Kg/s m3]
Entalpía de salida del aire (is)	117	[kJ/Kg]

Tabla 4.10: Tabla de resultados para el condensador de la planta tradicional.

**Paso 12: Cálculo de la altura del condensador:** Ya se conocen los principales parámetros del condensador, sin embargo resta conocer el número de tubos en sentido vertical y la altura del condensador para determinar el área de intercambio.

El calor que se debe extraer del refrigerante se compone de calor sensible debido al sobrecalentamiento y subenfriamiento y al calor latente de condensación.

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_R [C_{Pv} \cdot (T_{ic} - T_{Sat}) + \lambda_R + C_{Pl} \cdot (T_{Sat} - T_{sc})] = \dot{m}_R \cdot (h_2' - h_3) \quad 4.55$$

Donde:

$\dot{m}_R$ : Flujo másico de refrigerante

$C_{Pv}$ : Calor específico del vapor de refrigerante



$C_{p1}$ : Calor específico del refrigerante en estado líquido.

$T_{ic}$ : Temperatura de ingreso al condensador

$T_{Sat}$ : temperatura de saturación del refrigerante

$T_{Sc}$ : Temperatura de salida del condensador

$\lambda_R$ : Calor latente de condensación

$h_2'$ : Entalpía de salida del compresor

$h_3$ : Entalpía de salida del condensador

La evolución de la temperatura del refrigerante y del agua se puede ver en la figura mostrada a continuación.

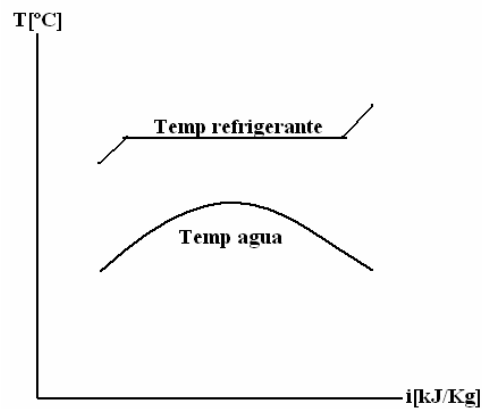


Figura 4.5: Temperatura de refrigerante y agua con respecto a la posición en el condensador.

Notar en la figura que la temperatura del agua en un comienzo muestra un aumento y luego disminuye hasta volver a la temperatura inicial. Esto es así porque la temperatura del agua al ser succionada es igual a la de cuando se inyecta.

Determinar la altura requiere conocer el comportamiento del agua, aire y refrigerante, para esto se hace un balance de energía entre los tres fluidos que intercambian calor en un elemento de altura infinitesimal.

Sea  $Z$  la altura del intercambiador,  $i_1$  e  $i_2$  las entalpías del aire al fondo y del tope respectivamente,  $t_w$  la temperatura del agua,  $T$  la temperatura de saturación del refrigerante,  $\dot{m}_{Ref}$  el caudal másico de refrigerante,  $W$  el caudal másico de agua y  $G$  el caudal másico de aire (notar que los subíndices 1 u 2 pueden ser utilizados para cualquiera de los parámetros mencionados). Entonces para un balance entre el agua y el refrigerante.

$$\lambda \cdot \dot{m}_{Ref} \cdot \partial X = U \cdot a' \cdot A_v \cdot (T - t_w) \cdot S \cdot \partial Z \quad \text{Ec 4.56}$$

Donde:

$\lambda$ : Calor latente de condensación del refrigerante [kJ/Kg]

$X$ : Título del refrigerante

$U$ : Coeficiente global de intercambio agua-tubos [W/m<sup>2</sup>°K]

$a'$ : Área efectiva de tubos por unidad de volumen [m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>]

$S$ : Sección transversal efectiva del condensador [m<sup>2</sup>]

A su vez la transferencia de masa entre el agua y el aire ascendente se describe en el siguiente balance.

$$G \cdot \partial i = K_{ga} \cdot (i_w - i) \cdot S \cdot \partial Z \quad \text{Ec 4.57}$$

Donde:

$K_{ga}$ : Coeficiente volumétrico de transferencia de masa entre el aire y agua [kg/sm<sup>3</sup>]

Ahora se construye el siguiente balance para cualquier posición dentro del condensador.

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{Ref} \cdot \lambda \cdot \partial X &= G \cdot \partial i - W \cdot C_w \cdot \partial tw \\
\Rightarrow \partial tw &= \frac{G \cdot \partial i}{W \cdot C_w} - \frac{\dot{m}_{Ref} \cdot \lambda \cdot \partial X}{W \cdot C_w} \\
\Rightarrow / \partial i &\Rightarrow \frac{\partial tw}{\partial i} = \frac{G}{W \cdot C_w} - \frac{\dot{m}_{Ref} \cdot \lambda}{W \cdot C_w} \cdot \frac{\partial X}{\partial i}
\end{aligned}
\tag{Ec 4.58}$$

Con lo cual se puede obtener la evolución de la temperatura del agua con respecto a la entalpía del aire. Sin embargo el factor  $dX/di$  no se conoce. Para obtener una expresión útil se combinan las ecuaciones 4.57 y 4.58. Se tiene entonces.

$$\begin{aligned}
\frac{\lambda \cdot \dot{m}_{Ref} \cdot \partial X}{G \cdot \partial i} &= \frac{U \cdot a' \cdot A_v \cdot (T - tw) \cdot S \cdot \partial Z}{K_{ga} \cdot (iw - i) \cdot S \cdot \partial Z} \\
\Rightarrow \frac{\partial X}{\partial i} &= \frac{U \cdot a' \cdot A_v \cdot (T - tw) \cdot G}{K_{ga} \cdot (iw - i) \cdot \lambda \cdot \dot{m}_{Ref}}
\end{aligned}
\tag{Ec 4.59}$$

Con lo cual se puede determinar al mismo tiempo la variación de la temperatura del agua y del título del refrigerante con respecto a la entalpía del aire. En otras palabras, si se conocieran los valores iniciales del título y la temperatura del agua al fondo del condensador se podrían calcular los valores para entalpías del aire mayores a partir de las derivadas y valores iniciales. Entonces el procedimiento es: dividir el salto entálpico del aire en  $n$  pasos y a partir de los valores iniciales calcular todos los demás valores hasta llegar al tope del condensador, imponiendo la condición de que la temperatura del agua al fondo y tope sean iguales y que el título en la parte superior sea 1. Se mostrará solamente el desarrollo del procedimiento de cálculo de la *planta continua*, debido a que son esencialmente iguales. El número de divisiones usado fue 16. La planilla en que se realizó el cálculo discretizado se puede ver a continuación en la tabla 4.11. El comportamiento del título de vapor y de la temperatura del agua se pueden observar en la figura 4.6 y 4.7 respectivamente.

Condensación						
N°	i [J/Kg]	dX/di	dtw/di	X	tw-cond	iw [kJ/Kg]
0	77,00	0,044257	-0,2488	0,00	26,58	79,96
1	79,44	-0,045979	0,9601	0,11	25,98	76,47
2	81,88	0,014138	0,1547	0,00	28,32	89,93
3	84,32	0,014153	0,1545	0,03	28,69	92,11
4	86,76	0,014175	0,1542	0,06	29,07	94,27
5	89,20	0,014208	0,1538	0,10	29,45	96,44
6	91,63	0,014258	0,1531	0,13	29,82	98,59
7	94,07	0,014335	0,1521	0,17	30,20	100,74
8	96,51	0,014455	0,1505	0,20	30,57	102,88
9	98,95	0,014648	0,1479	0,24	30,93	104,99
10	101,39	0,014969	0,1436	0,27	31,29	107,06
11	103,83	0,015531	0,1360	0,31	31,64	109,08
12	106,27	0,016592	0,1218	0,35	31,98	110,98
13	108,71	0,018904	0,0909	0,39	32,27	112,69
14	111,15	0,025945	-0,0035	0,44	32,50	113,97
15	113,59	0,220389	-2,6084	0,50	32,49	113,92
16	116,03	-0,003495	0,3909	1,04	26,12	77,33

Tabla 4.11: Planilla del cálculo discretizado.

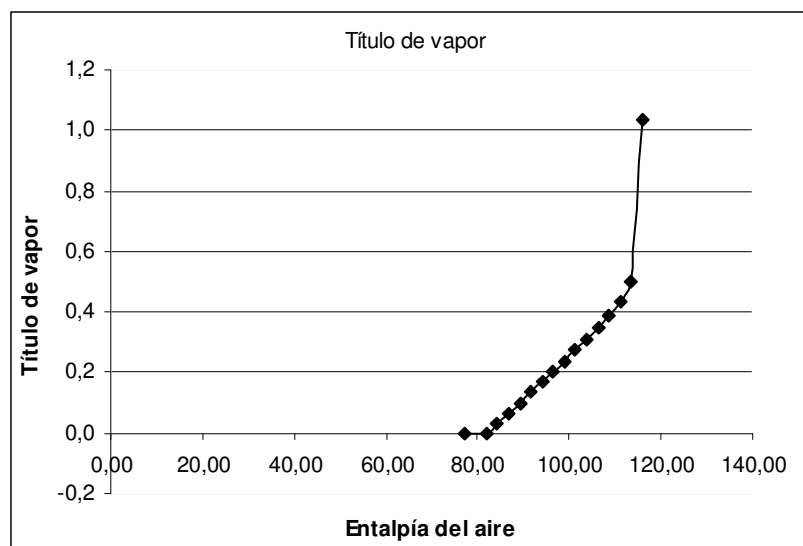


Figura 4.6: Gráfico del título de vapor del refrigerante (X) versus entalpía del aire (i) en el condensador de la planta continua.

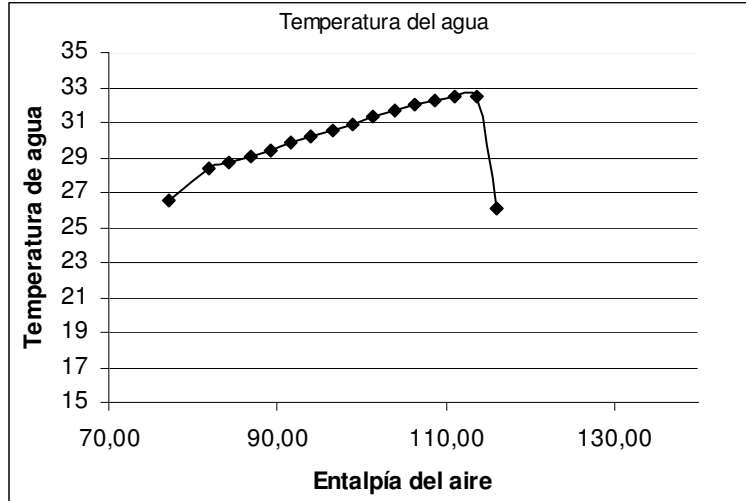


Figura 4.7: Gráfico de temperatura del agua ( $t_w$ ) versus Entalpía del aire ( $i$ ) en el condensador de la planta continua.

Una vez que el proceso se ha completado exitosamente se procede a calcular los parámetros restantes del condensador; La altura, el número de tubos en sentido vertical, el área de tubos, la potencia de la bomba de agua y la potencia de los ventiladores.

La altura se determina según la ecuación 4.59, la cual es una integral discretizada dependiente del  $i_w$  y de  $i$ .

$$Z = \frac{G}{Kga \cdot S} \cdot \int_{i_e}^{i_s} \frac{1}{(i_w - i)} di \quad \text{Ec 4.59}$$

Donde:

$i_w$ : Entalpía del aire saturado [kJ/Kg].

$i$ : Entalpía del aire [kJ/Kg].

La entalpía del aire saturado que no se conoce a priori, puede ser conocida a partir de una aproximación que la relaciona con la temperatura del agua.

$$iw = 4168,8 \cdot (1,38 \cdot tw - 17,5) \quad \text{Ec 4.60}$$

Finalmente la integral se resuelve discretizadamente con los valores de  $tw$  obtenidos.

Conocido el valor de  $Z$ , si este es de muy grandes dimensiones, es posible dividirlo en un mayor número de condensadores evaporativos de menor tamaño, lo cual además haría la operación de la planta más flexible en cuanto a requerimientos. La manera de estimar el costo de los otros condensadores a partir del calculado inicialmente es la regla de los 6 décimos, la cual establece sobre base empírica que el cociente entre las capacidades de los equipos es equivalente al cociente entre sus costos elevado a 0,6. Al revés, la razón entre los costos es igual a la razón de capacidades elevada a 0.6

El número vertical de tubos ( $N$ ) se calcula conociendo la altura del condensador y suponiendo un paso del arreglo de 2Do.

$$N = \frac{Z}{D_o \cdot \sqrt{3}} \quad \text{Ec 4.61}$$

La integración numérica con lo datos anteriores se muestra en la tabla siguiente (para el condensador de la planta continua). Además se muestra el valor de la altura del condensador y del número de tubos en sentido vertical.

Integración Numérica			
1/iw-i	Area	Integral	Z0
0,33832424	0,002497739	0,0025	4,69
-0,33627619	-0,258734469	-0,2562	Ntubos
0,12412421	0,307977017	0,0517	142
0,12840469	0,318852028	0,3706	Zf
0,13304129	0,330682124	0,7013	4,7
0,1381049	0,34367801	1,0450	
0,1436974	0,358151531	1,4031	
0,14997261	0,374589591	1,7777	
0,15717596	0,39379938	2,1715	
0,16572388	0,417216603	2,5887	
0,17637715	0,447634108	3,0363	
0,19066502	0,491222079	3,5276	
0,21211755	0,564772834	4,0923	
0,25097372	0,738551653	4,8309	
0,35460927	4,102031361	8,9329	
3,00889334	3,638047297	12,5710	
-0,02583921	-0,031512762	12,5395	

Tabla 4.12: Integración numérica y resultados para la planta continua.

En la tabla anterior 4.13 la columna Área es el valor del área asociada a cada punto y la columna Integral es la suma acumulativa de la columna Área. El valor Z0 es el alto obtenido inicialmente, mientras que Zf (altura final o definitiva) es la altura que entrega un número de filas entero.

El área de tubos se calcula como sigue.

$$A = \pi \cdot D_o \cdot n \cdot l \cdot N \quad \text{Ec 4.62}$$

El área para la planta continua es 922[m<sup>2</sup>] y para la planta tradicional 1094[m<sup>2</sup>]. El cálculo de la potencia de la bomba de agua, supone un pequeño sobredimensionamiento de un 10% para considerar las pérdidas de carga.

$$P_{Bomba} = 1,1 \cdot Z \cdot g \cdot G \quad \text{Ec 4.63}$$

Donde:

P<sub>Bomba</sub>: Potencia de la bomba [W].

g: Aceleración de gravedad [m/s<sup>2</sup>].

Finalmente la potencia de los ventiladores se calcula de manera similar a la potencia de los ventiladores para los túneles y cámaras, conociendo la pérdida de carga a través del arreglo de tubos.

$$P_{Ventilador} = q_{Aire} \cdot \Delta P \quad \text{Ec 4.64}$$

Donde:

$P_{Ventilador}$ : Potencia del ventilador [W].

$q_{Aire}$ : Caudal volumétrico de aire [m<sup>3</sup>/s].

$\Delta P$ : Caída de presión a través del banco de tubos [Pa].

La caída de presión del aire a través de un arreglo triangular equilátero se calcula con el número de tubos, la densidad del aire, su velocidad y algunos factores.

$$\Delta P = N \cdot f \cdot \chi \cdot \frac{\rho \cdot V_{Max}^2}{2} \quad \text{Ec 4.65}$$

Donde:

N: Cantidad de arreglos de tubos en sentido vertical.

f: Factor de fricción para arreglo triangular de tubos.

$\chi$ : Factor de corrección.

$\rho$ : Densidad del aire [Kg/m<sup>3</sup>].

$V_{Max}$ : Velocidad máxima del aire en el arreglo [m/s].



Los parámetros no conocidos, es decir  $f$ ,  $\chi$  se determinan de tablas que grafican valores de ellos (para arreglo triangular) con respecto al número de Reynolds del aire. En estos gráficos existen varias curvas para  $f$  y  $\chi$  las cuales se seleccionan de acuerdo a unos parámetros llamados PT y PL. La tabla correspondiente a este arreglo se puede ver en [9].

PT es el cociente entre el lado del triángulo y el diámetro de los tubos y PL es el cociente entre la distancia vertical entre filas de tubos y el diámetro del tubo.

El resultado final de los parámetros de los equipos asociados al condensador se puede ver en la tabla 4.13 y 4.14.

	Item	Valor	Unidades
Bomba	Caudal másico agua (W)	16,7	[Kg/s]
	Altura condensador Z	4,7	[m]
	Potencia bomba agua	846,98559	[W]
Caida Presión	NL	142,00	-
	f	0,25	-
	X	1	-
	densidad	1,15	[Kg/m <sup>3</sup> ]
	Vmax	5,67	[m/s]
	$\Delta P$	656,75	[Pa]
Potencia Ventilador	Flujo másico aire	24	[Kg/s]
	Densidad aire	1,15	[Kg/s]
	Potencia Ventilador	13,7	[kW]

Tabla 4.13: Resultados de potencias para equipos asociados de la planta continua.

	Item	Valor	Unidades
Bomba	Caudal másico agua (W)	39,08	[Kg/s]
	Altura condensador Z	3	[m]
	Potencia bomba agua	1280	[W]
Caida Presión	NL	90,00	-
	f	0,25	-
	X	1	-
	densidad	1,15	[Kg/m <sup>3</sup> ]
	Vmax	3,26	[m/s]
	$\Delta P$	137,59	[Pa]
Potencia Ventilador	Flujo másico aire	40	[Kg/s]
	Densidad aire	1,15	[Kg/s]
	Potencia Ventilador	4785,7	[kW]

Tabla 4.14: Resultados de potencias para equipos asociados de la planta tradicional.

## **4.6 Determinación del tiempo de residencia de la caja en la correa**

Las cajas que se deben enfriar atraviesan el túnel sobre una correa. Asumiendo el largo del túnel como un parámetro fijo, entonces el tiempo de residencia de cada caja en el túnel se traduce en la velocidad de avance de la correa. La secuencia de resolución sería entonces determinar el tiempo de residencia de una caja para descender su temperatura desde 30[°C] a 0[°C] y con este dato y el largo del túnel determinar la velocidad de avance de la correa

Para determinar este tiempo de manera medianamente precisa es necesario utilizar resolución computacional. Se utilizará el programa ADINA. Como este programa no permite realizar la simulación completamente dentro de alguna de sus variantes, el problema se debe resolver en dos etapas. En la primera se utiliza ADINA-F para determinar el coeficiente convectivo de cada cara de la caja en contacto con el flujo de aire. Se evaluará para dos velocidades de aire 1 y 2[m/s]. Luego, en ADINA-T, se ingresan los valores de los coeficientes convectivos obtenidos en la etapa anterior en las caras correspondientes. Se define la conductividad del conjunto caja-uva y se resuelve para régimen transiente.

El cálculo numérico mencionado se realizará en dos dimensiones. En la simulación 2D se considera que solo la cara frontal, superior y posterior de la caja interactúan con el aire y por lo tanto sólo estas caras contribuirían al enfriamiento del sólido. En la situación real, aparte de estas caras, existen las caras laterales (es decir el espacio entre cajas), que también contribuyen a enfriar el sólido. Por esto se puede afirmar que el cálculo se realiza sobre una base pesimista, lo cual resulta en un mayor factor de seguridad.

### 4.6.1 Determinación del coeficiente de transferencia

La determinación del coeficiente de intercambio se vale de la igualdad entre la ecuación de calor transferido por convección y la ley de Fourier, lo cual entrega la siguiente ecuación.

$$\kappa \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = h \cdot (T_p - T_\infty) \Rightarrow h = \frac{\kappa \cdot \frac{\partial T}{\partial x}}{(T_p - T_\infty)} \quad 4.66$$

En consecuencia para determinar el coeficiente convectivo de cada cara se requiere saber la evolución de la temperatura del aire según la normal a la superficie de interés, además de datos como la conductividad del aire, la temperatura en la superficie de la caja y la temperatura del aire lejos de la caja. La derivada requiere que se conozca la curva de temperatura para cada cara, por lo tanto se debe conocer la temperatura en al menos tres puntos para lograr un ajuste satisfactorio. Estos puntos además deben estar muy cercanos a la superficie para no subestimar la pendiente al comienzo de la curva.

### 4.6.2 Pruebas Previas

Antes de comenzar a ingresar los datos al programa es necesario realizar pruebas para determinar parámetros de la simulación que influyen en los resultados, tales como el tiempo de simulación y fineza de la malla.

En el caso de la simulación para determinar el coeficiente convectivo (ADINA-F) el tiempo de simulación debe ser suficiente para permitir que el flujo sea estacionario, pero corto para minimizar el tamaño del archivo de salida. La forma de verificar si un tiempo es apropiado, es obtener la evolución de la temperatura en un nodo en la parte posterior de la caja y cerciorarse que los valores cercanos al fin de la simulación muestren una convergencia. Se escoge un nodo en la parte posterior de la caja porque ese lugar está alejado del ingreso del aire y por tanto demora más tiempo en alcanzar la condición estacionaria. Además la prueba se realiza para la menor velocidad del viento (1[m/s]), pues a menor velocidad más tiempo tarda un nodo en alcanzar el equilibrio. Al realizar dichas pruebas se concluye que el mínimo tiempo de simulación que logra la convergencia de los valores de temperatura en la parte posterior de la caja es 3 [s], en consecuencia todas las simulaciones de ADINA-F se realizaron con dicha duración.

La fineza de la malla es un parámetro muy importante pues determina la convergencia obtenida entre intervalos de simulación y, además, una malla más fina implica una mayor cercanía de los datos y un mejor ajuste de la curva de temperatura v/s distancia. Por otro lado existe el problema que mientras más fina la malla mayor es el tiempo de simulación y el tamaño del archivo de salida. En base a esto la fineza óptima de la malla para una cierta cara es aquella que no modifica la forma de la curva si es afinada, pero si, si es engrosada. Puesto de otra forma, se busca la menor fineza tal que si se afinara la malla no habría cambio en el coeficiente de intercambio. Para asegurar que esto se debe (para una velocidad de viento fija) partir de una malla de fineza regular e ir afinándola y registrando los coeficientes de transferencia hasta que el resultado muestre convergencia.

La fineza de la malla se probó para un flujo de aire a 1 [m/s], para distintos valores. A continuación se muestra un gráfico donde se observa el valor del coeficiente de intercambio obtenido para distintas distancias del primer nodo de la cara frontal de la caja. En los demás nodos la convergencia del coeficiente de intercambio se dio a menores finezas.

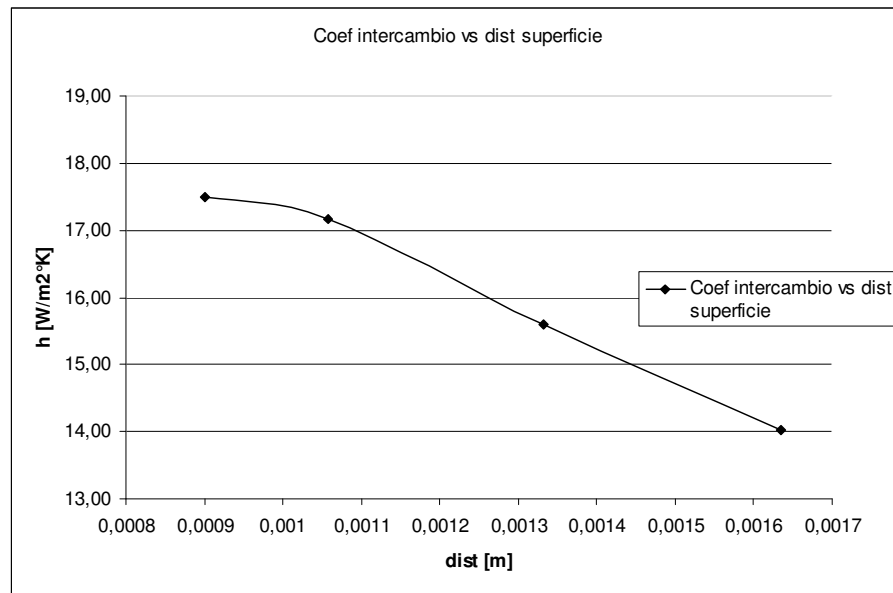


Figura 4.8: Coeficiente de intercambio (h) versus distancia del primer nodo desde la superficie.

Para la simulación del tiempo de enfriamiento (ADINA-T), al igual que los casos anteriores, se debe minimizar el tamaño del archivo mientras se aseguran resultados consistentes. Esto implica conocer los tiempos de simulación escogidos para cada velocidad del aire (en estricto rigor se trata de los coeficientes de intercambio respectivos a cada velocidad). La forma es establecer un orden de magnitud obteniendo el tiempo de enfriamiento para la velocidad de aire más baja y después disminuyendo el tiempo de simulación para las simulaciones de las demás velocidades.

### 4.6.3 Realización en ADINA-F

En ADINA-F se modela la caja y el interior del túnel como un flujo turbulento (k-epsilon), bidimensional y con transferencia de calor. Los puntos escogidos y la geometría y se pueden ver en la figura 4.9.

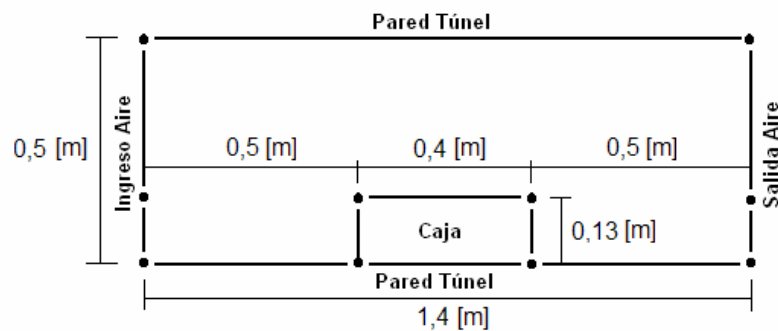


Figura 4.9: Geometría de la modelación en ADINA-F

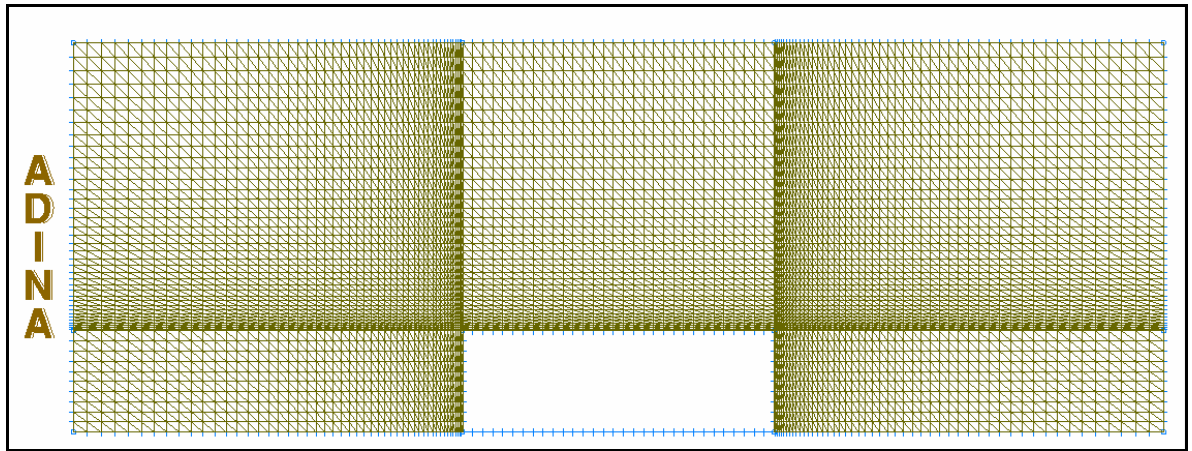
El material k-epsilon que se escogió fue aire a presión atmosférica y a  $-1[^\circ\text{C}]$  (se deben ingresar en unidades S.I. por lo tanto la temperatura es en Kelvin). Su viscosidad es de  $0,0000168[\text{Pas}]$ , su densidad de  $1,3[\text{Kg}/\text{m}^3]$ , su calor específico es de  $1.004,75[\text{J}/\text{Kg}^\circ\text{K}]$  y su conductividad es de  $0,024$ .

En cuanto a las cargas que se deben aplicar están la velocidad del aire a la entrada, establecer convección en las caras de la caja, y la temperatura en la superficie de la caja.

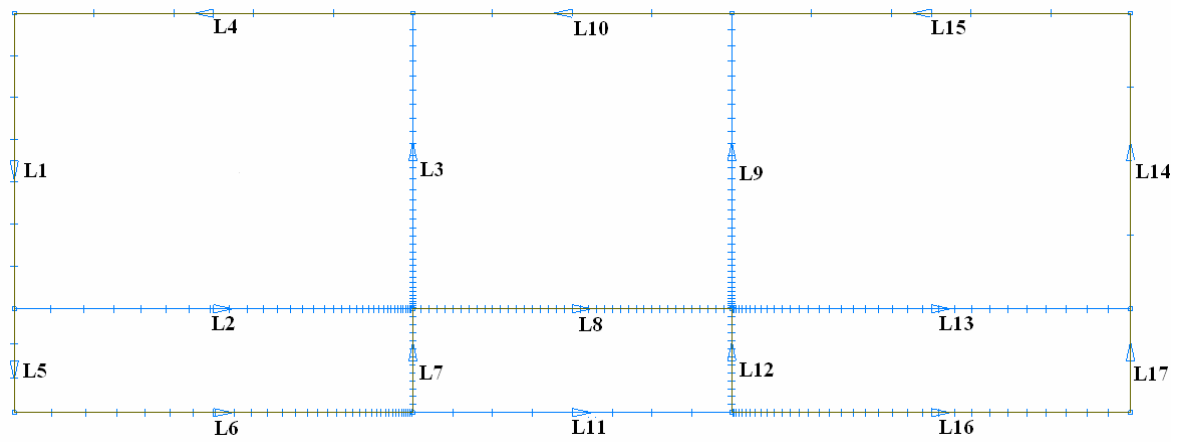
La velocidad cuenta con tres casos, uno de ellos es con velocidad de 1[m/s] otro con velocidad de 2[m/s] y el otro 3[m/s]. Se impone en las dos líneas verticales que simbolizan el área de ingreso del aire. Para establecer la convección se seleccionan las líneas que forman la caja y se les asigna la temperatura de convección 272,15[°K]. La temperatura de la “superficie” (en la geometría del programa en realidad son líneas) de la caja debe imponerse como constante, para calcular el coeficiente de intercambio térmico apropiadamente. Para esto se selecciona, en el menú de establecer cargas, temperatura y se fija en el valor deseado. Este valor no cambiará en el desarrollo de la simulación. En este caso la temperatura de la caja se supone igual a 20[°C].

Se debe imponer la condición de pared (Wall) a las caras de la caja y a las paredes del tubo, de tal forma de restringir el paso del aire a través de la caja y las paredes del túnel.

La densidad de la malla no fue uniforme, sino que se refinó en las zonas cercanas a la superficie de la caja con la intención de obtener una curva de temperatura más precisa. En la figura 4.10(a) se puede ver una imagen de la densidad del mallado impuesto, además, en la figura 4.10(b) se muestra el nombre de cada línea.



(a)



(b)

Figura 4.10: (a) Mallado del modelo. (b) Nombres de línea



N° línea	Método	Largo subdiv	Lúltimo/Lprimero	N° subdiv
1	N° divisiones-aritmética	-	0,05625	30
2	N° divisiones-aritmética	-	0,05	50
3	N° divisiones-aritmética	-	17,7777	30
4	N° divisiones-aritmética	-	20	50
5	Longitud	0,013	-	-
6	N° divisiones-aritmética	-	0,05	50
7	Longitud	0,013	-	-
8	Longitud	0,013	-	-
9	N° divisiones-aritmética	-	17,7777	30
10	Longitud	0,013	-	-
11	Longitud	0,013	-	-
12	Longitud	0,013	-	-
13	N° divisiones-aritmética	-	17,7777	40
14	N° divisiones-aritmética	-	17,7777	30
15	N° divisiones-aritmética	-	0,05625	40
16	N° divisiones-aritmética	-	17,7777	40
17	Longitud	0,013	-	-

Tabla 4.15: Detalles de la determinación de la densidad de mallado.

La tabla 4.15 es un ejemplo de los distintos estilos de división de líneas usados. La tabla cuenta con 5 columnas y 17 filas. La primera columna es el número de línea. La segunda indica el método de división de cada línea. Se dividieron las líneas con uno de dos métodos, el primero, llamado largo de subdivisión, utiliza como parámetro el largo de la subdivisión, el cual es fijo. Se utilizó en líneas donde no era necesario afinar la malla en alguno de sus extremos. El segundo modo de división llamado número de subdivisiones con progresión, genera el número de subdivisiones indicadas por el valor de la última columna, pero afinando las subdivisiones cerca de alguna esquina según el parámetro Último/Lprimero (Largo última subdivisión/Largo primera subdivisión).

La definición del tiempo de simulación y de la función de tiempo se hace en base a la experiencia adquirida con diversas simulaciones. Una función de tiempo que permite obtener resultados y no extiende demasiado el tiempo de simulación es una función que alcanza el valor 1 al primer segundo y se mantiene en ese valor hasta que termina la simulación.

### 4.6.3.1 Resultados en ADINA-F

Los datos ingresados en la definición de material (aire) fueron los siguientes. Notar que todas las unidades son consistentemente S.I.

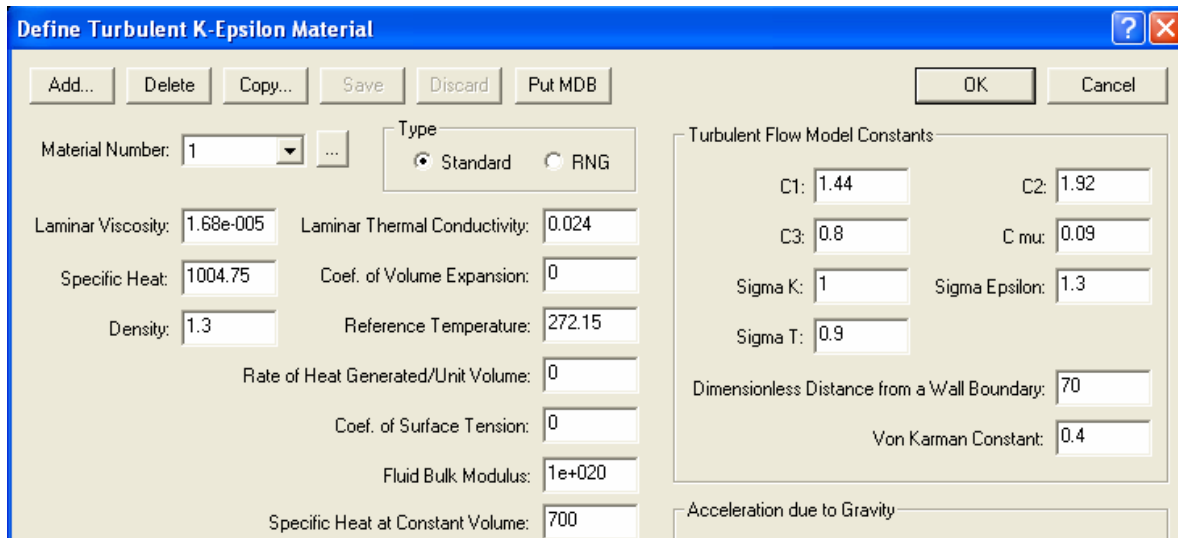


Figura 4.11: Definición del material

Además se ingresaron al problema las funciones de tiempo, las cargas y condiciones de borde. Las funciones de tiempo se pueden ver graficadas en la figura 4.12a y 4.12b. Cabe mencionar que estas son las mismas para todas las velocidades del aire.

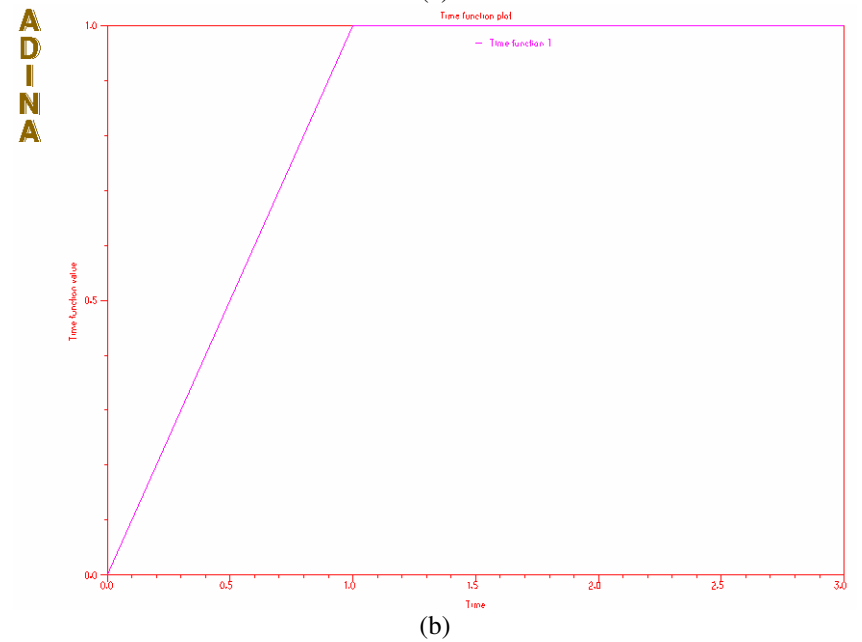
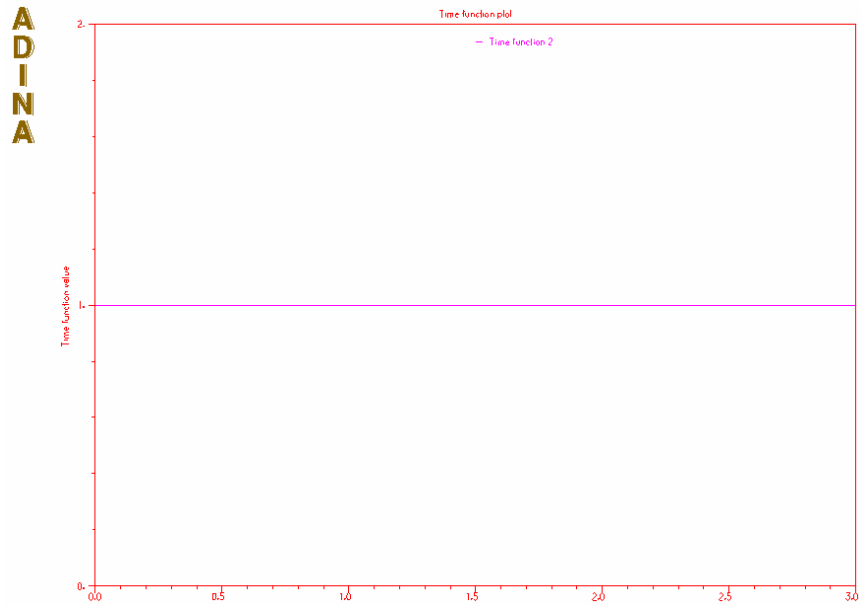


Figura 4.12: Función de tiempo a)1 y b)2

Las cargas son la velocidad a la entrada, y la temperatura inicial de la caja, la función 1 (constante) se aplica a la temperatura y la 2 a la velocidad de entrada. La velocidad de entrada es 1, 2 o 3 dependiendo del caso y la temperatura fija es de 20[°C]. También se agrega la condición de pared al túnel y la caja. Lo anterior se puede ver en la figura 4.13.

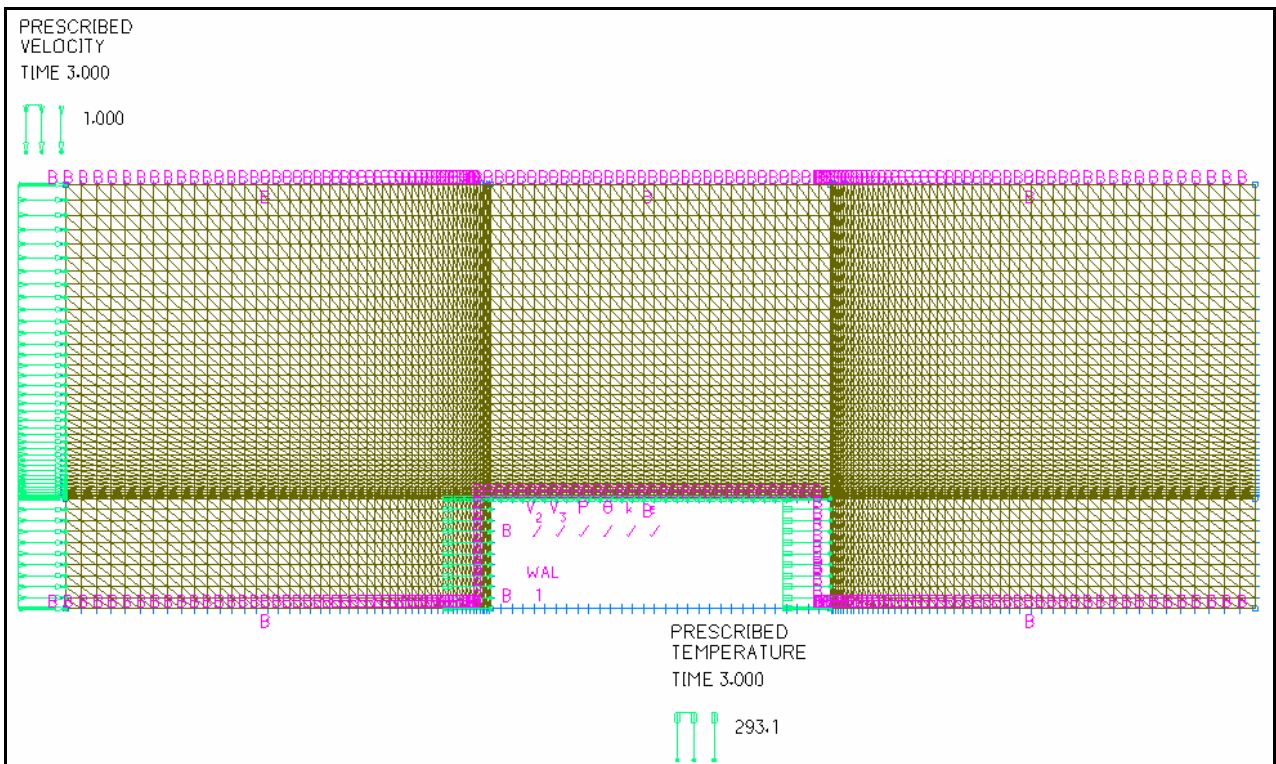


Figura 4.13: Modelo del túnel con caja. Se muestra el mallado, las cargas y condiciones de borde (caso velocidad del aire 1[m/s]).

Una vez corrida la simulación se accedió a los datos para determinar la evolución de la temperatura en las cercanías de las paredes de la caja. En la tabla que se ve a continuación se muestra el valor de las temperaturas de cada caso (velocidad 1, 2 y 3[m/s]).

	Distancia cara [m]	Temperatura[°K] 1[m/s]	Temperatura[°K] 2[m/s]	Temperatura[°K] 3[m/s]
Cara Frontal	0	293,2	293,15	293,15
	9,52E-04	282,3	280,47	279,70
	2,27E-04	276,4	275,07	274,7
	3,97E-04	273,7	272,16	273,08
Cara Superior	0	293,2	293,15	293,15
	1,33E-03	288,9	288,33	288,09
	3,39E-03	285,0	284,6	284,45
	6,22E-03	281,6	281,4	281,36
Cara Posterior	0	293,2	293,15	293,15
	1,33E-03	290,1	289,43	288,68
	3,24E-03	286,5	286,09	284,54
	5,71E-04	283,1	283,24	281,65

Tabla 4.16: Evolución de la temperatura del aire con respecto a la posición para cada pared de la caja y para cada velocidad del aire.

En base a estos valores, conociendo la conductividad del aire  $k=0,02403[\text{W}/\text{m}^\circ\text{K}]$ , la temperatura lejos de la superficie  $292,15[^\circ\text{K}]$ , la temperatura del pared  $293,15[^\circ\text{K}]$  y la igualdad de flujo de calor vista en la ecuación 4.66, se obtiene el coeficiente de intercambio térmico. El valor para cada cara de la caja y para cada velocidad del aire se expone la tabla 4.17.

Cara	Velocidad 1[m/s]	Velocidad 2[m/s]	Velocidad 3[m/s]
Frontal	17,7	21,7	23,4
Superior	4,53	5,4	5,7
Posterior	2,83	3,8	5,7

Tabla 4.17: Coeficiente de intercambio en  $[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$  para cada cara y velocidad del aire.

#### 4.6.4 Determinación del tiempo de enfriamiento en ADINA-T

En ADINA-T la caja se modela como un flujo de calor bidimensional transiente. La geometría de la caja es la misma que la que se modela en ADINA-F, solamente que al momento de mallar se considera solo el rectángulo que representa la caja.

Se definieron distintos materiales. El primero es un material utilizado para todo el volumen de la caja, se define como material de conducción. El valor para la conductividad ingresado fue de  $0,567[\text{W}/\text{m}^\circ\text{K}]$  el cual considera todo lo que se encuentra dentro de la caja. El segundo, tercer y cuarto material considerado son de convección y corresponden a la cara frontal, superior y posterior de la caja. Los coeficientes de intercambio térmico ingresados en cada cara corresponden a los obtenidos en la etapa anterior. Cabe mencionar que la caja y todo su contenido se modela como un rectángulo con una conductividad promedio que intercambia calor con el aire solo mediante convección en tres caras, en consecuencia se desprecia cualquier ingreso de aire a través de los intersticios de la caja.

En cuanto a la duración de la simulación se escogió 800 segundos, en base a la experiencia obtenida con simulaciones de prueba. Se creó una función de tiempo que simula la disminución de la temperatura que es consecuencia del avance de la caja a través de la correa. Esta función se construyó de forma lineal, con un valor inicial, otro final y un intervalo de tiempo entre dichos valores. La función empieza con un valor de 1,0257 y termina con el valor 1. El primer valor multiplica al valor  $272,15^\circ\text{K}$  (temperatura impuesta para la convección) y entrega  $279,15^\circ\text{K}$ , que corresponde a la temperatura de entrada de la caja al túnel. En otras palabras esta función simula que la caja ingresa al túnel e interactúa con aire que varía su temperatura desde  $6^\circ\text{C}$  hasta  $-1^\circ\text{C}$  a la salida. Es necesario recalcar que el intervalo de tiempo entre estos dos valores de temperatura es el tiempo de residencia de la caja en el túnel, es decir, el tiempo que toma el centro de la caja en alcanzar  $0^\circ\text{C}$ . En un comienzo no se conoce el tiempo de enfriamiento, en consecuencia no se conoce bien la función de tiempo. Debe escogerse, entonces, un valor inicial del tiempo de enfriamiento para definir la función que rige la temperatura y luego, una vez conocido el tiempo de enfriamiento se redefine la función y se recalcula el tiempo de residencia.

El análisis de resultados se lleva a cabo en ADINA-PLOT. Para determinar el tiempo de enfriamiento se debe primero identificar el nodo en el cual se presenta la mayor temperatura, el cual es aproximadamente el mismo a lo largo del tiempo de simulación. Una vez identificado se solicita el valor de la temperatura en ese nodo a lo largo de todo el intervalo. El tiempo de enfriamiento es aquel en que la temperatura de dicho nodo es 273,15[°K].

#### 4.6.4.1 Resultados en ADINA-T

Primero se define el material conductivo y luego los tres materiales de convección. El material conductivo es el conjunto caja-uva-empaque, su conductividad es de 0,567[W/m°K] y su  $C_p$  de 3.730. Los materiales convectivos son las caras de la caja y los valores de los coeficientes son los obtenidos en la sección anterior.

El mallado del modelo de la caja se muestra en la figura que sigue.

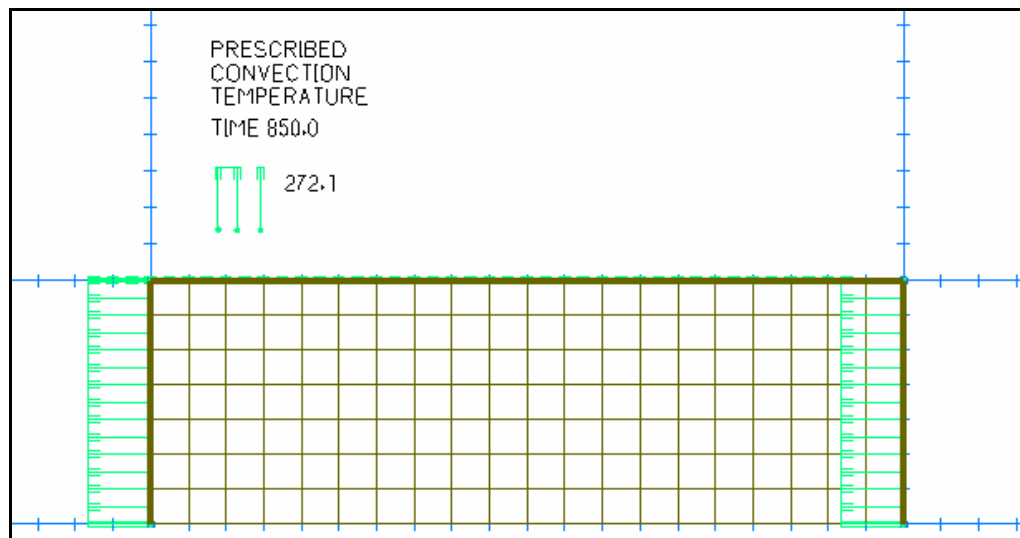


Figura 4.14: Mallado de la caja en ADINA-T.

La función de tiempo escogida parte en el valor 1,0257 y termina en el valor 1 en el tiempo de término de la simulación. Ver figura 4.15.

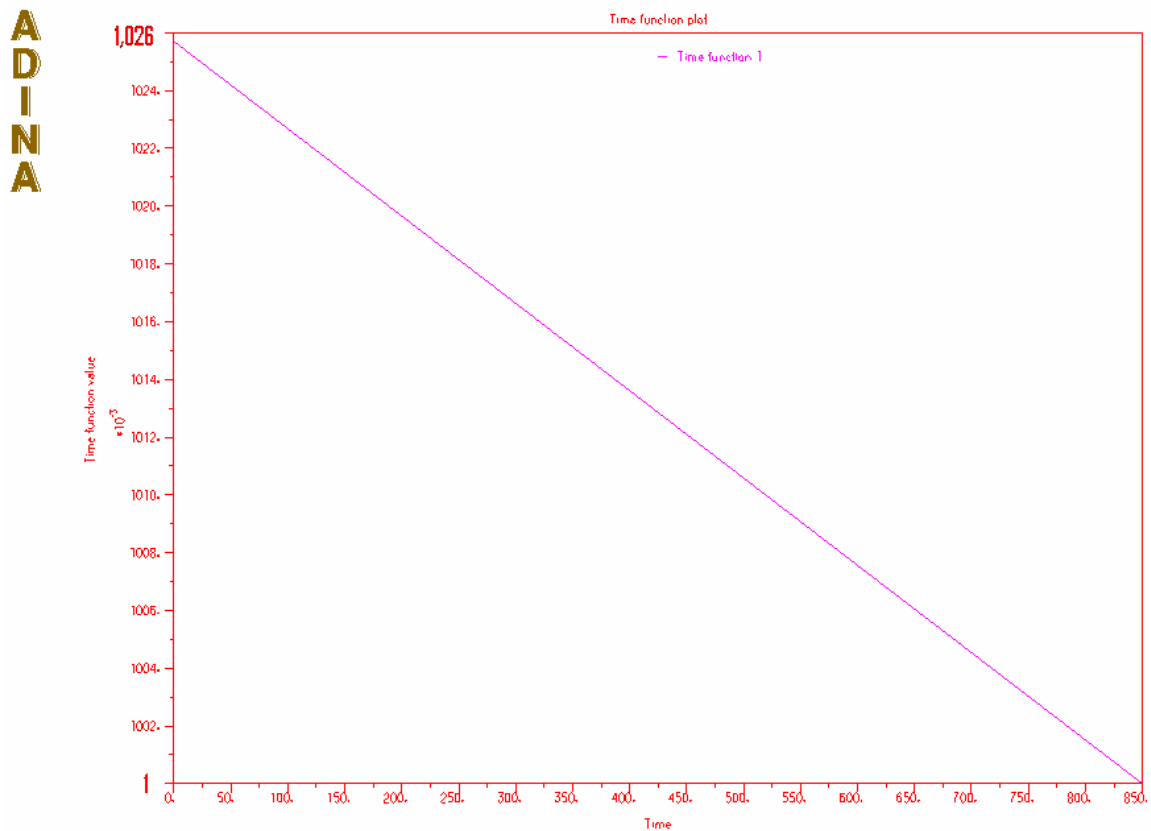


Figura 4.15: Función de tiempo de la simulación en ADINA-T

Las cargas impuestas son la convección en las caras, con temperatura de convección de 272,15[°K]. La temperatura de convección varía según la función de tiempo ya definida, para simular la evolución de la temperatura del aire conforme avanza la correa.

El resultado del tiempo de enfriamiento para las tres velocidades escogidas se puede ver en la siguiente tabla.



Velocidad aire [m/s]	Tiempo [s]
1	837
2	786
3	700

Tabla 4.17: Tiempo de enfriamiento de 30[°C] hasta 0[°C] para distintas velocidades del viento.

## 4.7 Consumos energéticos

Los consumos energéticos por conocer son los de la planta continua propuesta y los de la planta en la cual se centró el estudio (Aconex Coquimbo). Los valores de las potencias por equipo se pueden ver en la tabla 4.18.

Planta Continua		
Item	Valor	Unidad
Evaporadores túnel	21,6	[kW]
Evaporadores cámara	11,2	[kW]
Condensadores evaporativos	9,3	[kW]
Compresores tornillo	249,0	[kW]
Palletizado robótico	45	[KW]
Total	336,1	[kW]

Tabla 4.18: Potencias por equipo para planta continua.

El consumo del palletizado robótico se encuentra en la información del palletizado (provisto por Roboris Ltda.). Para la planta tradicional los valores de cada item y el valor total se muestran en la tabla 4.19.

Planta Tradicional		
Item	Valor	Unidad
Evaporadores túnel	96,1	[kW]
Evaporadores cámara	10,4	[kW]
Evaporadores Antecámaras	2,6	[kW]
Condensadores evaporativos	4,8	[kW]
Compresores tornillo	389,9	[kW]
Total	503,8	[kW]

Tabla 4.19: Potencias por equipo para planta tradicional.

Con estas potencias utilizadas en un espacio de tiempo, por ejemplo un mes se obtienen los costos mensuales de la energía eléctrica.

## 5 Costos

La estimación de costos de una planta, constituye una importante etapa en una evaluación económica preliminar. Para este estudio se deben evaluar dos componentes de gran importancia, los costos de inversión, es decir infraestructura y equipos y los costos de operación es decir aquellos en los cuales se debe incurrir por tener operarios y gastar energía eléctrica. Realizar dos evaluaciones económicas, la del costo de infraestructura y el costo de los equipos

## **5.1 Costos de Inversión**

### **5.1.1 Costos de infraestructura**

Existen documentos donde se detallan los costos de construcción unitarios (por m<sup>2</sup>). Seleccionando el tipo correcto de edificación solo basta conocer la superficie de la instalación.

Para la planta tradicional que servirá como criterio de comparación se debe conocer las áreas operativas asociadas al enfriamiento y al almacenaje de la fruta. No es necesario conocer las demás áreas de la planta (sala de máquinas, comedores, oficinas, baños, ingresos, estacionamiento), puesto que son bastante similares, considerando que ambas plantas son de la misma capacidad. Además del costo de edificación hay que considerar el costo aproximado de aislamiento que llevan las cámaras de ambos métodos, siendo conocidos los costos de aislamiento por m<sup>2</sup>.

La construcción que alberga toda la planta (al menos la parte operativa) está distribuida de acuerdo a los procesos que en ella ocurren. En consecuencia un cambio en el proceso interno de funcionamiento de la planta puede traer cambios en los tamaños y configuraciones de las construcciones. Es necesario, entonces, conocer un criterio para estimar los costos de las construcciones en base a la superficie construida.

La división técnica de estudio y fomento habitacional del ministerio de vivienda y urbanismo posee los valores unitarios (por metro cuadrado) de construcción para diversos tipos de viviendas y edificaciones, las cuales se clasifican de acuerdo a diversos criterios. Dentro de todas las categorías existe una subcategoría llamada edificaciones tipo galpones, bodegas, hangares. En esta categoría existen variadas denominaciones. A continuación se muestran los criterios de selección de la denominación correcta.

Código	Estructura Vertical	Estructura techumbre
AA	Acero	Acero
AB	Acero	Hormigón
AE	Acero	Madera
BA	Hormigón	Acero
BB	Hormigón	Hormigón
BE	Hormigón	Madera
CA	Albañilería confinada	Acero
CE	Albañilería confinada	Madera
EE	Madera	Madera
FE	Adobe	Madera
MM	Autosoportante	Autosoportante
MA	Autosoportante	Acero
ME	Autosoportante	Madera

Tabla 5.1: Clasificación de la edificación de acuerdo a la estructura.

Además de esto existe una clasificación en cuanto a la categoría o calidad.

**1.- Categoría Superior.-** Corresponde a una construcción que cuenta con cierros perimetrales, divisiones, y cuyas oficinas están incluidas en el galpón, sus interiores son de albañilería de ladrillo estucado u otro material similar; pavimentos de hormigón aptos para soportar esfuerzos especiales, baldosas o similares; instalaciones sanitarias completas; aire acondicionado; aire caliente, etc. estructuras reforzadas para el emplazamiento de grúas movibles o tecles, etc.

Esta clasificación también se aplicará a aquellos edificios especialmente diseñados para desarrollar actividades específicas tales como: Supermercados, textiles.

**2.- Categoría Corriente. -** Se caracteriza por contar, además de la estructura, sólo con cierros perimetrales, al menos por tres lados, de albañilería de ladrillo sin estucar, madera, asbesto cemento, fierro galvanizado o similares; pavimento: radier corriente; instalaciones sanitarias mínimas, etc.

**3.- Categoría Inferior.-** Comprende aquellas construcciones que cuentan solamente con la estructura y la cubierta; carecen de cierros perimetrales o están incompletos.

En esta categoría se consideran también las construcciones de adobes utilizadas como bodegas [8].

Según lo anterior una planta del tipo packing se puede clasificar como BA-1. Ya conocido el criterio de estimación, sólo resta conocer el área de construcción de cada método. Se debe recordar que el método continuo consta de 8 módulos cámara-prefrío y que los módulos están organizados con un pasillo que separa dos grupos de cuatro módulos. Un esquema donde se muestran los valores de las áreas se puede ver en la figura a continuación.

<b>480[m<sup>2</sup>]</b>	<b>480[m<sup>2</sup>]</b>	<b>480[m<sup>2</sup>]</b>	<b>480[m<sup>2</sup>]</b>
<b>925[m<sup>2</sup>]</b>			
<b>480[m<sup>2</sup>]</b>	<b>480[m<sup>2</sup>]</b>	<b>480[m<sup>2</sup>]</b>	<b>480[m<sup>2</sup>]</b>

Figura 5.1: Áreas de la distribución de módulos.

La planta tradicional en cambio cuenta con 10 túneles alineados con un pasillo para todos, con 8 cámaras de almacenamiento divididas en dos grupos de a cuatro cada grupo con un pasillo (este pasillo también se le llama antecámara pues está refrigerada).

2 túneles 95[m2] c/u	8 túneles 58[m2] c/u	376[m2]	126[m2]	376[m2]	376[m2]	126[m2]	376[m2]
		376[m2]		376[m2]	376[m2]		376[m2]
779[m2]		288[m2]					

Figura 5.2: Áreas de la planta tradicional.

Los resultados de la evaluación de costos de construcción se pueden ver en la tabla 5.1 para el método continuo y en la 5.2 para el método tradicional.

Módulo continuo		
N° Módulos	8	
Área Módulo	479,74	[m2]
Área Circulación	924,8	[m2]
Área total	4762,72	[m2]
Área aislada	7480	[m2]
Capacidad Almacenaje	1640	[Pallet]
Flujo másico frío	16800	[kg/hr]

Tabla 5.2: Determinación del costos de construcción para la planta continua.

Túnel y cámara regular		
N° Túnel 1	8	
N° túnel 2	2	
N° cámaras	8	
N antecámaras	2	
Área túnel1	57,96	[m2]
Área túnel 2	95,25	[m2]
Área circulación frente a túnel	779	[m2]
Área cámara	375,75	[m2]
Área antecámara	126	[m2]
Área Circulación frente a Antecámaras	288	
Área total	4979,2	[m2]
Área aislada	7542	
Capacidad Almacenaje	1600	[Pallet]
Flujo másico frío	16447	[kg/hr]

Tabla 5.3: Determinación del costos de construcción para la planta tradicional.

Los costos de las instalaciones de la planta tradicional (de capacidad similar a Aconex de Coquimbo) y de la planta continua propuesta, se muestran en la siguiente tabla. En este costo se incluye el costo de construcción de obra gruesa más el costo del aislante que se debe usar en las cámaras. Los valores de las áreas son calculados de acuerdo al espacio utilizado por ambas plantas en la zona de prefrío, almacenamiento y, en el caso tradicional, antecámaras.

Item	Costo	Unidad
Costo por metro cuadrado edificación tipo BA-1	66.482	[\$]
Área evaluada planta continua	4.763	[m2]
Costo aislante	23,94	[Mill\$]
Área evaluada planta tradicional	4.979	[m2]
Costo aislante	24,13	[Mill\$]
Costo construcción planta continua	340,57	[Mill\$]
Costo construcción planta tradicional	355,16	[Mill\$]
Diferencia Costo	14,59	[Mill\$]

Tabla 5.4: Costos de instalación y superficie de construcción de ambas plantas.

### 5.1.2 Costo de equipos

Las plantas bajo estudio cuentan con equipos como evaporadores, condensadores, válvulas de expansión y compresores. Si bien estimar el valor exacto de estos equipos es complejo pues requiere de cotizaciones, se pueden hacer estimados en base a gráficos y modelos simples (disponibles incluso en internet) que permiten obtener órdenes de magnitud del valor de cada equipo en base a parámetros característicos.

Para este estudio se supuso que no existe un sobredimensionamiento de los equipos para efectos de confiabilidad de la planta. En plantas reales, como las investigadas existe un fuerte grado de sobredimensionamiento, principalmente en cuanto a condensadores y compresores. Esto constituye una ventaja pues se evalúan las características de cada método en igualdad de condiciones.

Las plantas bajo estudio cuentan con equipos como evaporadores, condensadores, válvulas de expansión y compresores. Si bien estimar el valor exacto de estos equipos es complejo pues requiere de cotizaciones, se pueden hacer estimados en base a gráficos y modelos simples que permiten obtener órdenes de magnitud del valor de cada equipo en base a parámetros característicos.

Para la estimación del costo de los intercambiadores de calor se requiere conocer el área de intercambio. Con este parámetro y la ecuación 5.1 se puede obtener el costo aproximado.

$$C_{Intercambiador} = 1034 \cdot (A_{Intercambiador}^{0,6}) \cdot 1,5 \quad \text{Ec 5.1}$$

Donde:

$C_{Intercambiador}$ : Costo del intercambiador de calor [US\$].

$A_{Intercambiador}$ : Área de intercambio del equipo [ $m^2$ ].

Cabe notar que para el caso del condensador, que es generalmente del tipo evaporativo, el costo no considera la bomba de agua ni el equipo de aspersores. Para remediar esto al valor mostrado anteriormente se le agrega el valor de una bomba de la capacidad necesaria.

En cuanto a los compresores existe una ecuación similar. El parámetro que determina el costo en este caso es la potencia.

$$C_{Compresor} = 770 \cdot P_{Compresor}^{0,96} + 400 \cdot P_{Compresor}^{0,6} \quad \text{Ec 5.2}$$

Donde:

$C_{Compresor}$ : Costo del compresor [US\$].

$P_{Compresor}$ : Potencia del compresor [US\$]



Para equipos cuyo precio para una determinada potencia no esté disponible es posible utilizar la relación de las 6 décimas o cociente de capacidades [].

$$C_2 = C_1 \cdot \left( \frac{E_2}{E_1} \right)^n \quad \text{Ec 5.3}$$

Donde:

n: Exponente, depende del equipo, generalmente 0,6

C<sub>2</sub>: Costo asociado a capacidad 2

C<sub>1</sub>: Costo asociado a capacidad 1

E<sub>2</sub>: Capacidad 2

E<sub>1</sub>: Capacidad 1

En el caso de alguno de los equipos es posible obtener valores más aproximados. Este es el caso de la palletización robótica.

La palletización robótica, encargada de organizar las cajas enfriadas en el formato pallet, tiene asociados otros componentes necesarios para su correcto funcionamiento. Estos son garra, tablero, traje, etc. La garra tiene como función asir las cajas, el tablero del robot es donde se ubican los controles y el traje es necesario para trabajos en lugares a baja temperatura. A continuación se detallan los componentes y sus precios.

Item	Costo	Unidad
Robot	50000	[US\$]
Garra para 4 cajas	25000	[US\$]
Tablero	15000	[US\$]
Integración	25000	[US\$]
Traje	10000	[US\$]
Costo total	125000	[US\$]

Tabla 5.5: Valor en US\$ del robot palletizador y sus accesorios

Donde el ítem integración se refiere al trabajo de programación y preparación del robot por parte de la empresa proveedora [7].

Los costos de los equipos para cada planta se muestran en las tablas 5.6 y 5.7. Los costos fueron calculados según los modelos previamente.

Planta Continua		
Item	Valor	Unidad
Número compradores	3	-
Compresor 100[HP]	70.000	[US\$]
Motor 100[HP]	5.000	[US\$]
Número Evaporadores Túnel	8	-
Evaporador 1000 [m2]	97.483	[US\$]
Número Evaporadores Cámara	8	-
Evaporador 470 [m2]	61.971	[US\$]
Número Condensadores	2	-
Condensador tubos 500[m2]	75.000	[US\$]
Total equipos principales	1.650.630	[US\$]

Tabla 5.6: Costos por equipo para planta continua.

Planta Regular		
Item	Valor	Unidad
Número compradores	4	-
Compresor 100[HP]	70.000	[US\$]
Motor 100 [HP]	5.000	[US\$]
Número Evaporadores Túnel pequeño	8	-
Evaporador 770 [m2]	83.334	[US\$]
Número Evaporadores Túnel grande	4	-
Evaporador 860 [m2]	89.049	[US\$]
Número Evaporadores Cámara	8	-
Evaporador 430 [m2]	58.750	[US\$]
Número evaporadores antecámara	4	-
Evaporador 430[m2]	58.750	[US\$]
Número condensadores	2	-
Condensador tubos 500[m2]	85.000	[US\$]
Total equipos principales	2.197.871	[US\$]

Tabla 5.7: Costos por equipo para planta tradicional.

Para el caso de la planta continua notar que en la tabla de costos de equipos principales no se detalla el palletizado robótico, sin embargo es considerado más adelante al hacer la suma del monto de inversión.

## **5.2 Costos de operación**

### **5.2.1 Costos por mano de obra**

Los costos por mano de obra, al igual que los demás parámetros estudiados, serán considerados en época de plena producción. A continuación (tabla 5.8) se puede observar la dotación de personal de la planta tanto en temporada alta (diciembre-abril cosecha de uva) como en temporada baja (temporada de clementinas y paltas).

División	Dotación	
	Planta	Temporada
<b>I.- Operaciones</b>		
Encargado	2	-
<b>II.- Túneles de prefriós.</b>		
Encargados	2	-
Control de temperaturas		8
Horquilleros de túneles	2	3
<b>III- Cámaras</b>		
Camareros	2	-
Ayudante cámaras	-	2
Horquilleros de cámara	4	-
<b>IV.- Repaletizaje</b>		
Encargado	1	-
Movilizadores	3	-
<b>V.- Embarque</b>		
Encargado	2	-
Digitador	2	-
Transpaletero	2	-
<b>VI - Informática</b>		
Encargado	2	-
Ayudante	1	-
Recepcionista	2	-
digitador fumigación	1	-
<b>VII.- Inpección en Origen</b>		
Encargada	1	-
Ayudante	2	-
<b>VIII.- Taller mecánico</b>		
Mecánico	1	-
Eléctrico	2	-
<b>IX.- Sala de Máquinas -Fumigación</b>		
Operadores	3	-
<b>X.- Servicios Generales</b>		
Encargada	1	-
Ayudante	1	-
Jardinero	1	-
Chofer	1	-
Vigilancia	-	-
<b>XI.- Bodega</b>		
Encargado	1	-
<b>XII.- Administración</b>		
Administración	1	-
Sub-Administrador/Jefe Frigorífico	1	-
Jefe administrativo	1	-
Jefe Personal remuneraciones	1	-
Ayudante Administrativo	1	-
Secretaria	1	-

Tabla 5.8: Dotación de personal de la planta Aconex Coquimbo.

Notar que existe personal asignado a túneles de prefrío y a las cámaras de almacenamiento. Los encargados de operaciones, embarque, informática, inspección de origen, taller mecánico, sala de máquinas, servicios generales, bodega y administración están asociados a la capacidad de procesamiento más que a la cantidad de equipos y cámaras. Por lo tanto se requiere conocer la cantidad de operarios asignados a las tareas dependientes de la cantidad de cámaras (túneles y almacenamiento) tanto en la planta continua como en la planta tradicional.

Para determinar el requerimiento de personal en la planta continua se supondrá que los operarios se dividen entre las diversas instalaciones. Bajo este supuesto los operarios requeridos para dichas labores en la planta continua se pueden determinar como sigue.

$$P_{Cont} = P_{Trad} \cdot \frac{N_{Tún-Cont}}{N_{Tún-Trad}} \quad 5.4$$

Donde:

$P_{Cont}$ : Personal de la planta continua asociado a los túneles

$P_{Trad}$ : Personal de la planta tradicional asociado a los túneles por lotes

$N_{Tún-Cont}$ : Número de túneles continuos

$N_{Tún-Trad}$ : Número de túneles por lotes.

En principio, es posible optimizar el personal de la planta continua para disminuir la dotación. Esto gracias a que los túneles de enfriamiento se encuentran dentro de las cámaras de almacenamiento (o de mantenimiento). Sin embargo no se harán supuestos en ese ámbito pues requiere estudiar a fondo la posibilidad antes de asumirla cierta.

El recurso humano en una planta de frigoríficos se compone de administrativos, técnicos y operarios. Entre plantas de capacidad similar existen muy pocas diferencias en cuanto a dotación de administrativos y técnicos, sin embargo un proceso automatizado o bien más eficiente puede disminuir la cantidad necesaria de operarios. Por esto en esta sección se tratará solamente el costo para la empresa de los operarios. Los operarios generalmente cumplen con labores en empaques, transporte, etc.

Un operario generalmente tiene un sueldo líquido de 150.000 \$. Además por conceptos de imposiciones la empresa debe pagar aproximadamente 40.000 \$. Contando además el pago en vacaciones de un reemplazante a la misma tarifa (aproximadamente un 6% mensual) el total es de aproximadamente 200.000 \$ [6].

Como en el caso anterior se evaluará el costo del personal de ambas plantas, la continua (propuesta) y la tradicional (Aconex Coquimbo), para un mes. Se asume que se trata de un mes de alta producción (toda la dotación de operarios). En base a la tabla de dotación mostrada en procedimiento se determinó que la planta continua utiliza 8 trabajadores, mientras que la planta tradicional utiliza 13 trabajadores. El costo por operario se ve en la tabla siguiente.

Item	Planta continua	Planta tradicional	Unidades
Costo por operario	200.000	200.000	[\$]
N° de operarios	8	13	-
N° turnos/día	3	3	-
Costo Total	1.600.000	2.600.000	[\$]

Tabla 5.9: Costo de operarios en un mes para ambas plantas.

## 5.2.2 Costos de energía

El consumo energético se obtuvo y se procede a obtener el costo de energía eléctrica para cada planta.

Las tarifas para la energía eléctrica corresponden a la utilizada por todas las instituciones asociadas a la agricultura, esta tarifa está orientada al uso de potencia peak solamente en la época de cosecha. El valor por energía base (energía consumida) es de 48[\$/kWh], el valor por potencia contratada es de 7.957[\$/kVA] y el costo por potencia contratada en horas peak es de 2.672[\$/kVA]. Los costos, como se puede ver están en unidades de potencia eléctrica. Para hacer la conversión de kW a kVA se debe dividir la potencia por 0,9, que es aproximadamente el factor de potencia.

La tabla siguiente muestra el resultado. Los resultados están en pesos.

Item	Valor unitario	Valor planta continua	Valor planta tradicional
Costo por energía base [\$/Kwh]	48	10.841.276	16.498.615
Costo por potencia contratada en horas [\$/KVA]	7.957	79.570	79.570
Costo por potencia contratada peak [\$/KVA]	2.672	997.847	1.518.556
Total [\$]		11.918.693	18.096.741

Tabla 5.10: Costos de la energía eléctrica utilizada.

### 5.2.3 Costos Totales

Considerando todos los resultados en cuanto a costos, ya sea operativos o de inversión resulta la siguiente tabla. Todos los valores están en pesos. Se asume el dólar en 506 [\$] para conversiones a pesos.

Item		Planta continua	Planta tradicional
Costos de inversión [Mill\$]	Costo construcción	340,57	355,16
	Costo equipos	835,22	1.112,12
	Total inversión	1.175,79	1.467,28
Costos de operación [Mill\$]	Costos electricidad	10,33	18,10
	Costos mano de obra	1,60	2,60
	Total operación	11,93	20,70

Tabla 5.11: Costos totales de operación e inversión

### 5.3 Evaluación de los flujos de costo

Para la evaluación de los flujos monetarios, se va a suponer que la planta obtiene los mismos ingresos en ambos casos. Esto es válido pues ambas plantas entregan el mismo flujo másico de fruta enfriada. Otro supuesto aplicado es que los costos asociados a la máxima producción se mantiene por medio año y que el resto del año la planta no funciona y solo gasta la electricidad básica contratada y la dotación base.

Ahora se muestran los flujos de costos, calculados según el VAN. Se supone una tasa de interés mensual de 2%. En la tabla 5.12 se ven los costos para temporada baja y alta.

Item	Valor planta continua	Valor planta tradicional
Costo inversión	1175,79	1467,28
Costo operación alta	11,93	20,7
Costo operación baja	1,39	2,19
Flujo VAN	1250,53	1595,89

Tabla 5.12: Resultado del VAN del proyecto.



# 6 Discusión

## 6.1 Obtención de datos

Esta etapa, si bien en un comienzo parece ser de relativamente poca importancia, toma valor cuando se considera que esta etapa es la responsable de situar los cálculos en el contexto de las capacidades de plantas frigoríficas en funcionamiento y que establece el criterio de comparación para el método estudiado. Con los datos recopilados se dimensionó el módulo túnel-almacenamiento para entregar 2100[Kg/hr] de fruta fría y para almacenar 200 pallet (o 60 horas de funcionamiento continuado). Las visitas a terreno realizadas fueron útiles al momento de determinar la distribución de los módulos y el Layout del interior de los módulos pues gracias a esto se pudo idear un sistema aplicable en la práctica.

## 6.2 Resultados de cálculos

La carga térmica se calculó para cada elemento de cada planta (continua y tradicional). Los resultados que se obtuvieron confirman lo que en un comienzo se pensaba. El túnel de prefrío continuo, en efecto, tiene ventajas en lo que respecta a la carga térmica, y esto se debe a:

Mayor carga térmica a retirar por kilogramo de uva, debido a diversas resistencias al intercambio de calor y al flujo. Para compensar esto se utiliza un tiempo teórico de prefrío.

Menor cantidad de cajas en la correa que dentro de un túnel californiano, esto es una ventaja puesto que se debe retirar menos potencia por respiración (unas diez veces menos).

Menor potencia de ventilación para un mismo flujo de fruta, que conlleva una menor generación de calor por parte del motor.

Notar que las mayores potencias a retirar correspondieron a los túneles de prefrío. Esto se debe a que la carga térmica a retirar de la fruta prepondera sobre las demás.

El hecho de que el túnel continuo debe retirar menor potencia se refleja en los resultados de los flujos de refrigerante y de aire para ambos métodos. El flujo de aire y de refrigerante es muy inferior para el caso del método continuo, esto debido a que la carga térmica es considerablemente menor.

Para la potencia de ventilación de los túneles queda expreso que existen mayores pérdidas de presión en los métodos por lotes. Las pérdidas de presión se deben a que en un túnel por lotes como el californiano o vertical el aire debe atravesar los pallets (muy resistivos) y además seguir un largo circuito.

Los equipos fueron dimensionados de manera satisfactoria, dado que los valores de áreas, dimensiones y potencias concuerdan con la intuición y con lo que se ve regularmente en plantas frigoríficas.

El algoritmo de cálculo del condensador para ambas plantas resultó en valores cercanos a los observados en otros cálculos realizados. En todos los casos el título de vapor alcanzó el valor 1 a la salida y la temperatura del agua a la entrada coincidió con la temperatura del agua a la salida. Cabe mencionar que el procedimiento de cálculo de la altura del condensador es muy sensible a cada parámetro que se ingresa, como el flujo másico de aire y la temperatura de ingreso del agua al condensador. A pesar de esto se consiguieron valores apropiados.

El evaporador para cada recinto de procesos refrigerado en la planta se determinó de acuerdo al procedimiento y los resultados fueron consistentes. La mayor área de intercambio se presenta en los túneles de prefrío, pues en estos se debe retirar calor sensible de la fruta y envoltorios. En las cámaras de almacenamiento si bien las pérdidas son mayores, la ausencia de calor sensible a retirar es de mayor importancia.

Los compresores necesarios para cada método reflejan el hecho que para la planta continua precisa de un menor flujo másico de refrigerante. La planta continua requiere de mínimo 3 compresores de 100[HP] cada uno, mientras que la planta tradicional requiere 4 compresores de las mismas características.

### **6.3 Estimación de costos**

Se utilizaron diversos métodos para estimar los costos involucrados en cada planta, los modelos arrojaron valores dentro de los órdenes de magnitud esperados.

En lo que respecta a los costos de adquisición, es decir la construcción y adquisición de equipos, se puede decir que los mayores son los costos de adquisición. Esto a pesar de que las instalaciones son de gran tamaño. La diferencia se debe a que los equipos utilizados son de costos muy elevados y de construcción especializada. Se debe mencionar, sin embargo que los costos calculados corresponden a los costos de compra de cada ítem y no consideran el hecho que hay que pagar por el transporte y la instalación. La razón para no considerarlos es que esto depende fuertemente del proveedor al cual se le confíen los equipos y de su procedencia.

Los costos de mano de obra se consideraron como el costo para la empresa, es decir incluyen un aproximado de las imposiciones de cada trabajador y del pago por vacaciones.

## **6.4 Comparación métodos por lotes y método continuo**

Con todos los resultados obtenidos satisfactoriamente se puede proceder a compararlos.

## **6.5 Eficiencia**

En cuanto a eficiencia energética del método se puede decir que, cumpliendo con la capacidad de enfriamiento de la planta elegida para comparación, el método continuo requiere menor potencia, o equivalentemente es energéticamente más eficiente. El método continuo gasta alrededor de un 40% menos de energía que el método por lotes. Esto se debe en una parte a un menor consumo de energía en ventiladores, debido a menores caídas de presión del aire a través de la fruta por parte del método continuo. A su vez se requiere un menor trabajo de compresión, lo cual se traduce en menor gasto energético de los motores..

En lo que se refiere a costos, se puede decir que el método continuo también es más eficiente, puesto que en cada ítem (potencia consumida, costos de equipos, costos de instalación y costos de mano de obra) se obtienen valores más bajos. La mano de obra se ve disminuida importantemente, principalmente en base al hecho que en la planta continua no se tienen que cargar los pallets desde los túneles hacia las cámaras. El método continuo es un 42% en cuanto a costos de operación. El Van calculado para los costos respalda lo anteriormente dicho. Suponiendo la inversión al inicio y una producción inmediata (con sus respectivos gastos de energía) la planta continua es un 22% más económico.

## **6.6 Eficacia**

El método además de ser eficientemente energético y económicamente conveniente se puede decir que es más eficaz que un método por lotes. Esto porque el enfriamiento que se obtiene es de mejor calidad. La mejor calidad del enfriamiento es consecuencia de un menor tiempo de enfriamiento por caja, lo cual implica menores pérdidas de humedad y de una cadena de frío que no se interrumpe entre los túneles y las cámaras de mantenimiento. El tiempo de enfriamiento del método continuo por caja es del orden de 12 minutos, que destaca frente a las 10-14 horas que se demoran los métodos regulares o por lotes.

# **7 Conclusiones**

En base a los objetivos y el desarrollo de este informe se puede concluir que:

Se investigaron 3 plantas dentro de la zona entre la III y la VI región, se recopilaron datos en lo que respecta a capacidades de equipos y de producción de la planta.

La planta fue dimensionada de acuerdo a las capacidades de plantas investigadas, en particular la planta se diseñó para asemejar a la planta Aconex de Coquimbo. La planta al ser organizada en módulos es adaptable a diversas escalas de producción.

El proceso, a nivel ingeniería conceptual, resulta factible técnicamente. Se determinó un layout de la planta y de los módulos prefrío-almacenamiento que permiten el funcionamiento de la planta.

Se determinó el tiempo de enfriamiento de una caja. Para esto se simularon las condiciones del túnel continuo diseñado. Se obtuvieron los valores del coeficiente convectivo para cada cara de la caja y para tres distintas velocidades del aire. El tiempo de enfriamiento se obtuvo de otra simulación en ADINA-T utilizando los valores de los coeficientes convectivos recogidos de la etapa anterior.

Se realizó la comparación entre los métodos de enfriamiento continuo y enfriamiento por lotes, para esto se dimensionaron equipos y salas de una planta por lotes de acuerdo a las capacidades de la planta elegida.

De acuerdo al análisis económico, que incluye inversión y gastos de operación el proceso es globalmente menos costoso (22% menos costoso). En particular, cada ítem dentro de este análisis resultó ser de menor valor que en un túnel regular o por lotes.

El método de enfriamiento continuo es energéticamente factible, es más al comparar consumos de potencia de los equipos el método estudiado gasta un 43% menos de energía que el método por lotes.

# Referencias

- [1] R. Frederick, J.M. Olhagaray, A. Valencia, T. Cooper, M. Elgueta. Curso de extensión: Enfriamiento rápido de fruta.
- [2] Boletín informativo de redcompetencias. [www.redcompetencias.org](http://www.redcompetencias.org).
- [3] Asoex (Asociación de Exportadores). [www.Asoex.cl](http://www.Asoex.cl).
- [4] [es.wikipedia.org/wiki/Fruta](http://es.wikipedia.org/wiki/Fruta)
- [5] Hipólito Alarcón, encargado exportación Aconex. Comunicación privada Santiago, Chile, Septiembre 2007.
- [6] Guillermo Ugarte, Jefe planta Aconex Coquimbo, comunicación Santiago septiembre-diciembre 2007
- [7] Ottavio Berbakow, Roboris Ltda. Comunicación privada Santiago, Chile, 30 de Abril de 2007.
- [8] Reporte de costos unitarios de construcción MINVIU (ministerio de vivienda y urbanismo).
- [9] Yunus A. Çengel, Transferencia de calor, segunda edición.
- [10] Cristián Cena, Auditoria de centrales frutícolas, memoria de título, ingeniería civil mecánica 1998.
- [11] <http://www.rit.edu/~taleme/Papers/Conference%20Papers/C060.pdf>
- [12] Sadik Kakaç, Boilers, Evaporators, and Condensers, New York : John Wiley & Sons : 1991.
- [13] University of West Virginia, Production of ethylene oxide [www.che.cemr.wvu.edu/publications/projects/ethylene/eo-c.doc](http://www.che.cemr.wvu.edu/publications/projects/ethylene/eo-c.doc)

# Anexos

## Adjunto 1: Respuesta formulario de Aconex Coquimbo.

Informacion general	
Nombre empresa	Exportadora Aconcagua Ltda.-
Planta	Planta Aconex Coquimbo.-
Ubicacion	Gerònimo Mendez 2125 - Coquimbo.-

Personal			
Profesionales/turno	4.-	Turnos/dia	3.-
Operadores/turno	8.-	Turnos/dia	3.-

Controles y registros	
C. Temperatura	Control con sensores de T° pulpa y registro en Programa Computacional.-
C. Humedad relativa	Control y registro por Tempale.-
Tipo Refrigerante	Amoniaco ( NH3 ).-

Cajas y envoltorios (Uva)			
Medidas Cajas	600x400x141.-	Kg/caja	7,3 Kgs. Netos.-
Material cajas	Cartòn.-	Cajas/Pallet	75 cajas c/u.-
Medidas Pallet	2,13 mts.-	Disp cajas	Base de 5 cajas.-

Capacidad frigorifica			
Número de tuneles (por tipo)	10 túneles de prefrio y fumigación con inversión.-		
Medidas Tuneles (por tipo)	1 al 8 = L: 13,8 x A: 4,2 x H: 3,0 . / 9 al 10 = L: 12,7 x A: 7,5 x H: 5,9 mts		
Pallets/ túnel (por tipo)	Del 1 al 8 = 22 Pallets c/u / Del 9 al 10 = 64 Pallets c/u.-		
Temperatura de retiro de la fruta	0° a 1°.-		
Tiempo de enfriamiento (por tipo)	Del 1 al 8 = 10 Hrs. / Del 9 al 10 = 14		
Kcal/hr evap	90.000 / 180.000	Vent/tunel	3 axiales / 1 centrífugo
Area evap	825 m2 / 1.344 m2	Potencia/vent	10 Hp / 40 HP
		Caudal M3/ Hr	25.000 /

Datos de inversion y operación (mensual o anual)	
Costo inversion planta	US\$3.500.000.
Costo operación planta	US\$620.000 ANUALES (US\$106000 electricidad)



Adjunto 2: Respuesta formulario Copefrut Teno.

Informacion general	
Nombre empresa	Copefrut
Planta	Planta Cenkiwi
Ubicacion	Ruta 5 Sur Teno

Personal			
Profesionales/turno	1	Turnos/dia	3.-
Operadores/turno	3	Turnos/dia	3.-

Controles y registros	
C. Temperatura	Control con sensores de T° pulpa. 6 sensores por cámara
C. Humedad relativa	hidrómetro
Tipo Refrigerante	Amoniaco ( NH3 ).-

Cajas y envoltorios (Uva)			
Medidas Cajas	Depende producto	Kg/caja	Depende producto
Material cajas		Cajas/Pallet	
Medidas Pallet		Disp cajas	

Capacidad frigorifica			
Número de tuneles (por tipo)	9 túneles de prefrió		
Medidas Tuneles (por tipo)	1 al 3 = L: 10,5 x A: 5,3 x H: 3,0 . / 4 al 9 = L: 8,5 x A: 4,5 x H: 3,3 mts		
Pallets/ túnel (por tipo)	Del 1 al 3 = 40 Pallets c/u / Del 4 al 9 = 14 Pallets c/u.-		
Temperatura de retiro de la fruta	0°C		
Tiempo de enfriamiento (por tipo)	Del 1 al 3 = 10-12 Hrs. / Del 4 al 9 = 12-14 Hrs		
Kcal/hr evap	100.000 / 50.000	Vent/tunel	3 axiales / 1 centrifugo
Area evap	-	Potencia/vent	4*10 Hp / 1* 15 HP
		Caudal M3/ Hr	550 / -

Datos de inversion y operación (mensual o anual)	
Costo inversion planta	US\$15.000.000 (valor Libro)
Costo operación planta	US\$225.000 electricidad

Adjunto 3: Respuesta formulario Dole Chimbarongo.

Informacion general	
Nombre empresa	Dole
Planta	Planta Chimbarongo
Ubicacion	

Personal			
Profesionales/turno	-	Turnos/dia	-
Operadores/turno		2	Turnos/dia 3.-

Controles y registros	
C. Temperatura	Control con sensores de T° pulpa
C. Humedad relativa	hidrómetro
Tipo Refrigerante	Amoniaco ( NH3 ).-

Cajas y envoltorios (Uva)			
Medidas Cajas	Depende producto	Kg/caja	Depende producto
Material cajas		Cajas/Pallet	
Medidas Pallet		Disp cajas	

Capacidad frigorifica			
Número de tuneles (por tipo)	9 túneles de prefrió		
Medidas Tuneles (por tipo)	-		
Pallets/ túnel (por tipo)	Del 1 al 3 = 26 Pallets c/u / Del 4 al 9 = 22 Pallets c/u.-		
Temperatura de retiro de la fruta	0 °C		
Tiempo de enfriamiento (por tipo)	Del 1 al 3 = 13 Hrs. / Del 4 al 9 = 13 Hrs		
Kcal/hr evap		Vent/tunel	
Area evap		Potencia/vent	
		Caudal M3/ Hr	

Datos de inversion y operación (mensual o anual)	
Costo inversion planta	
Costo operación planta	