

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DE VALPARAÍSO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA



PROYECTO PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL
QUÍMICO

**DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE
PARTES HIDRÁULICAS Y MECÁNICAS DE UN
CIRCUITO DE MOLIENDA**

Francisco Saldías Sepúlveda

Profesor Guía:

Carlos Carlesi

2015

Agradecimientos

Primero que a nadie, a mis compañeros de Universidad, que con el correr del tiempo se transformaron en mis mejores amigos y me hicieron pasar excelentes años.

A mi familia, que siempre conté con su apoyo incondicional.

Finalmente, a ese ángel que por alguna razón tengo y que nunca me ha dejado.

Francisco (El Efe)

Resumen Técnico

El objetivo principal del presente trabajo es diseñar el sistema de enfriamiento de un circuito de molienda y realizar una comparación económica entre las diferentes tecnologías de enfriamiento que existen actualmente: Torres de Enfriamiento, Aeroenfriadores y Chiller.

El trabajo fue realizado en base a datos promedio, obtenidos de proyectos reales llevados a cabo durante el año 2011 y 2013, los cuales fueron desarrollados por diferentes empresas de ingeniería y fue solicitado a la empresa Alfa Laval entregar y diseñar la ingeniería y suministro de equipos para operar un sistema de enfriamiento de molinos para la gran minería (Molinos SAG, Molinos de Bolas y HPGR). Para el balance de energía se asumió un calor a retirar de 10.000kW y un enfriamiento del agua de proceso de los molinos de 33 a 25°C.

Adicionalmente se realizará la comparación a tres diferentes alturas sobre el nivel del mar (1.700, 3.200 y 4.000m.s.n.m.), ya que el modo de operación de las tecnologías mencionadas se ve afectado por las condiciones ambientales de la zona donde vaya a ser instalado el sistema.

Para llevar a cabo la comparación económica se contactaron a tres diferentes empresas proveedoras de tecnologías de enfriamiento: Tecnofiber para Torres de Enfriamiento, Johnson Controls para Chiller y Alfa Laval para Aeroenfriadores y se utilizaron valores del metro cúbico del agua y kWh del año 2012 que son 1,00 y 0,09 dólares respectivamente, que arrojan que la tecnología más económica en costos de capital y operacional son las torres de enfriamiento en los tres casos comparativos, con valores de USD 1.738.983,27; USD1.778.494,31 y USD 2.586.854,53 respectivamente.

Finalmente, la elección de la tecnología se toma en base a la disponibilidad de agua del sector o bien, si el usuario final está dispuestos a tener un mayor consumo de potencia utilizando Aeroenfriadores o Chillers.

Índice

Resumen Técnico.....	II
Índice	III
Glosario.....	IV
Capítulo 1.....	1
1.1. Introducción	1
1.2. Objetivo General.....	4
1.3. Objetivos específicos	4
1.4. Metodología	4
1.5. Descripción de puntos de enfriamiento	5
1.6. Descripción de equipos.....	9
Capítulo 2.....	17
Capítulo 3.....	37
Capítulo 4.....	41
Capítulo 5.....	43
Anexo A - Fundamentos teóricos	45
Anexo B – Memorias de Cálculo.....	53
Anexo C - Hojas de Datos Equipos	66
Bibliografía	72

Glosario

Molino SAG: Molino Semi Autógeno. Tipo de molino utilizado en la gran minería para reducir el mineral para su posterior proceso productivo.

PLS: Pregnant Leach Solution. Solución rica en Sulfato de Cobre proveniente de las pilas de lixiviación.

SX: Extracción por Solvente.

EW: Electro obtención.

Aeroenfriador: Intercambiador de calor que utiliza la temperatura del aire para transferir su calor al fluido que requiere ser enfriado.

Torre de Enfriamiento: Equipo de proceso utilizado para enfriar agua industrial mediante el uso de aire y agua.

Chiller: Equipo de proceso que mediante un sistema de refrigeración puede enfriar agua para el proceso que sea necesario.

Ciclo Convertidores: Uno de los componentes principales de los molinos que debe ser enfriado para que su funcionamiento sea óptimo.

Etilenglicol: Compuesto químico utilizado como anticongelante en los circuitos de enfriamiento.

Carta Psicrométrica: Gráfico en la cual se relacionan diferentes parámetros de una mezcla de aire húmedo, el cual varía de acuerdo a la altura sobre el nivel del mar.

Intercambiador de placas: Equipo de proceso industrial utilizado para transferir calor de un medio a otro a través de placas de acero inoxidable.

Bombas: Equipo de proceso industrial utilizado para transportar un fluido en particular.

Capítulo 1

1.1. Introducción

La complejidad de los procesos geológicos que ocurren constantemente en la corteza terrestre hace que la distribución de los elementos químicos sea heterogénea y homogénea, generando de esta manera un enriquecimiento o empobrecimiento de estos mismos. Debido a esto se genera la concentración de ciertos elementos con valores que superan la media, creando de esta forma, zonas conocidas como yacimientos de mineral. [1]

El origen de los yacimientos de cobre se asocia al magma que asciende introduciéndose en las capas superiores de la corteza en forma de intrusivos. Este ascenso se relaciona a los diferentes fenómenos geológicos que han ocurrido en la corteza desde millones años atrás, por ejemplo, el fluido de aguas termales y el movimiento de la placa oceánica Nazca bajo la continental Sudamericana. A partir de estos procesos geológicos se irán formando dos tipos de material mineralizado para los yacimientos de cobre: óxidos y sulfuros. [2] Es en estos minerales donde recae la importancia económica de la producción de cobre del país, impulsada por el aprovechamiento óptimo de ellos.

Inicialmente los minerales se encuentran como sulfuros en las capas profundas de la corteza, al ascender, y debido a la acción del oxígeno atmosférico, se produce una oxidación de estas especies, formando una capa de mineral oxidado. Bajo la capa de mineral oxidado se encuentra una zona llamada secundaria o supérgeno, donde los minerales sulfurados han sido alterados por efecto de la circulación de aguas superficiales, lo que produce la disolución de algunos minerales, generando a la vez el enriquecimiento de sulfuros y con ello el aumento del contenido de cobre. La zona más profunda del yacimiento donde se preservan las características de su formación original, se ubica por debajo de la zona secundaria y se llama zona primaria de sulfuros o hipógena. Para su extracción desde los minerales que lo contienen y, debido a que los minerales sulfurados y oxidados tienen características distintas, se requieren procesos productivos diferentes.

El primero de ellos se lleva a cabo en plantas concentradoras donde se obtiene concentrado de cobre como producto principal y como producto secundario concentrado de molibdeno, ambos a partir del mismo mineral grueso proveniente del yacimiento. Posterior a la extracción pasa a un proceso de molienda que se divide en los siguientes pasos:

1. Molienda SAG: El mineral grueso es alimentado al molino, saliendo de este con una granulometría menor.
2. Chancado de Pebbles: El mineral que no disminuya suficientemente su tamaño en la Molienda SAG se envía a chancadores de pebbles.
3. Chancado Secundario: El tamaño del mineral llega hasta 140 a 250 micrones mediante molinos de bolas.

Posteriormente, una vez alcanzado el tamaño indicado pasan a un proceso de flotación colectiva, donde se concentra el cobre y el molibdeno en celdas de flotación. De este proceso se generan dos flujos: una espuma con alto contenido de cobre y molibdeno, y un relave de contenido bajo. Se realiza una flotación selectiva, donde se recupera el molibdeno contenido en el concentrado colectivo, obteniendo dos productos: concentrado de cobre y concentrado de molibdeno.

Finalmente, pasan a una zona de desaguado en la que ambos concentrados obtenidos en la flotación selectiva se desaguan con procesos de espesamiento y filtrado, hasta obtener un producto con una humedad de 7 a 10% en peso para el concentrado de cobre y de 6 a 10% para el concentrado de molibdeno. [3]

El segundo proceso productivo, considera generalmente la lixiviación de minerales oxidados, mixtos y sulfuros de baja ley en un depósito de lixiviación. En este depósito, el mineral es lixiviado con una solución ácida que genera una solución que contiene cobre disuelto (PLS), el que se recupera y procesa para producir cátodos de cobre de alta pureza en plantas de SX-EW.

[4]

Los procesos mencionados anteriormente han sido resumidos a grandes rasgos, debido a que el fin del presente documento es enfocarse específicamente en la importancia que tiene el sistema de enfriamiento de los componentes eléctricos y mecánicos de un sistema de molienda.

Estos sistemas generalmente están compuestos por molinos SAG y de bolas, y que a su vez se componen de cicloconvertidores, piñones, cajas de engranajes, acoplamientos, rodamientos, etc. Estos últimos elementos mencionados se deben mantener dentro de un rango de temperaturas para trabajar óptimamente, generalmente entre 25-35 °C. [5]

Para el desarrollo del diseño del sistema de enfriamiento se tomará un dato promedio de capacidad térmica en base a datos reales de proyectos que actualmente se encuentran en desarrollo en la zona norte del país (Segunda y Tercera región). Por motivos de confidencialidad, sólo podrán ser nombrados como proyectos y se utilizarán como datos referenciales los valores promedio de estos.

Con el dato promedio seleccionado se realizará el cálculo del sistema de enfriamiento con las tres tecnologías de enfriamiento existentes: Torres de Enfriamiento, Aeroenfriadores o Torres Secas y Chiller a 3 niveles diferentes de altura sobre el nivel del mar (1.700; 3.200 y 4.000m.s.n.m) ya que su desempeño se ve afectado por esto.

Se seleccionaron tres alturas sobre el nivel del mar ya que las instalaciones mineras existentes en Chile se encuentran cercanas a estos puntos geográficos, lo que implica condiciones ambientales diferentes y por ende, condiciones psicométricas diferentes.

1.2. Objetivo General

- Diseñar el sistema de enfriamiento de un circuito de molienda y realizar una comparación económica entre Torres de Enfriamiento, Aeroenfriadores y Chiller.

1.3. Objetivos específicos

- Identificar puntos de enfriamiento del circuito de molienda.
- Determinar el calor generado en la operación de los molinos mediante balances de energía.
- Comparar consumos de agua y energía de las 3 tecnologías de enfriamiento.
- Comparar económicamente las 3 tecnologías de enfriamiento.
- Seleccionar tecnología de enfriamiento

1.4. Metodología

A continuación se presenta la metodología de trabajo para cumplir con las etapas que involucra la elaboración de una tesis, las cuales poseen una estrecha relación con los objetivos específicos mencionados previamente:

1. Identificar puntos de enfriamiento.

Todo molino para poder entrar en correcto funcionamiento se compone de una parte mecánica o hidráulica y una sala eléctrica compuesta de ciclo convertidores. Estos son los puntos que por fricción y por energía eléctrica respectivamente generan calor y deben mantenerse dentro de un rango de temperaturas.

2. Determinar el calor generado en la operación de los molinos mediante balances de energía.

Para el desarrollo del diseño del sistema de enfriamiento se tomará un dato promedio de capacidad térmica en base a datos reales de proyectos que actualmente se encuentran en desarrollo.

3. Comparar económicamente las tres tecnologías de enfriamiento.

Existen tres tecnologías diferentes para enfriar: Torres de enfriamiento, Chillers y enfriadores con aire, conocidos también como torres secas. La selección entre torres de enfriamiento y torres secas está relacionada directamente con la altura del sector donde vaya a ser instalado el sistema de molienda y la disponibilidad hídrica del sector, mientras que los Chillers pueden ser instalados en cualquier sector debido a que su modo de operación es a través de un ciclo de refrigeración, pero tienen un consumo de corriente eléctrica mayor que las otras dos tecnologías. Para el desarrollo del presente trabajo se realizarán cálculos a 3 diferentes alturas sobre el nivel del mar (1.700; 3.200 y 4.000 m.s.n.m.) para realizar una comparación económica y operacional entre las tres tecnologías.

1.5.Descripción de puntos de enfriamiento

Los sistemas de molienda están compuestos generalmente por molinos SAG y de bolas, y que a su vez se componen de cicloconvertidores, piñones, cajas de engranajes, acoplamientos, rodamientos, etc. Estos últimos elementos mencionados se deben mantener dentro de un rango de temperaturas para trabajar óptimamente, generalmente entre 25-35 °C. [6]

Tanto los molinos SAG como los de bolas, tienen potencias definidas las cuales se diseñan de acuerdo a la capacidad de producción de la faena en la cual van a estar instalados. Esta potencia es la que tiene incidencia en la generación de calor en las partes eléctricas mediante el efecto Joule, el cual corresponde a un fenómeno irreversible por el cual si en un conductor circula corriente eléctrica, parte de la energía cinética de los electrones se transforma en calor

debido a los choques que sufren con los átomos del material conductor por el que circulan, elevando la temperatura del mismo, de acuerdo a las siguientes fórmulas: [7]

$$P = V \cdot I$$

Dónde:

P: Potencia disipada (W)

V: Diferencia de Potencial (V)

I: Intensidad de Corriente (A)

Si a estas expresiones le añadimos la ley de Ohm, tendremos:

$$I = \frac{V}{R}$$

Quedando de la siguiente manera:

$$P = \frac{V^2}{R}$$

Dónde:

R: Resistencia eléctrica

La resistencia es el componente que transforma la energía eléctrica en calor. La potencia eléctrica del molino depende principalmente de la carga interna del molino. L.G. Austin desarrolló una formula empírica para determinar la potencia consumida por el motor en función de la carga del mineral, agua, bolas, características propias del molino y del material que se está procesando, las cuales se basan en balances de torque en torno al eje de rotación del molino [8]:

$$S = \gamma_{S1} \cdot d_S^{2.5} \cdot I_S \cdot J \cdot (1 - \gamma_{S2} \cdot J) \cdot \rho_S$$

Dónde:

d_S : Diámetro del molino (m)

I_S : Largo del molino (m)

γ_{S1}, γ_{S2} : Parámetros identificables para cada molino

J : Fracción del volumen del molino ocupado por el material

ρ_S : Densidad de material (T/m^3)

Por ejemplo, si tomamos las medidas del Molino SAG de uno de los proyectos indicados al inicio de este documento, se tiene:

- Diámetro $d_S = 40'$ (12,19m)
- Largo $I_S = 26'$ (7,92m)

Asumiendo un 40% del volumen interno (J) del molino utilizado por sólidos de una densidad $\rho_S = 3,134 \left[T/m^3 \right]$ y considerando valores para $\gamma_{S1} = 7,08$ y $\gamma_{S2} = 1,31$, nos queda [8]:

$$S = 7,08 \cdot 12,19^{2.5} \cdot 7,92 \cdot 0,4 \cdot (1 - 1,31 \cdot 0,4) \cdot 3,134$$

$$S = 17.581,92KW$$

El resultado obtenido es sólo para ejemplificar el cálculo de la potencia eléctrica. Los valores de γ_{S1}, γ_{S2} son reales al igual que la densidad del mineral pero de un molino diferente. [8]

Por otro lado como se mencionó anteriormente también se genera calor mediante fricción en los descansos de los molinos, lo que genera que el aceite lubricante aumente su temperatura, calor que se puede determinar mediante un simple balance de energía.

Por ejemplo si tomamos los valores para el circuito del agua de enfriamiento para el molino SAG de Laguna Seca en Minera Escondida nos queda: [9]:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Dónde:

Q : Calor generado (W)

m : Flujo másico $\left(\frac{k}{h}\right)$

C_p : Capacidad Calorífica $\left(\frac{kJ}{k \cdot ^\circ C}\right)$

T : Temperatura ($^\circ C$)

Reemplazando:

$$Q = \frac{47 \frac{m^3}{h} \cdot 1000 \frac{k}{m^3} \cdot 4,18 \frac{kJ}{k \cdot ^\circ C} \cdot (23,2 - 21,0)^\circ C}{3600}$$

$$Q = 224,79kW$$

1.6.Descripción de equipos

1.6.1. Aeroenfriadores:

Los Aeroenfriadores son utilizados para enfriar líquidos de proceso, los cuales pasan a través de tubos por el interior del equipo. Este líquido es enfriado usando el aire que se encuentra a una menor temperatura, usualmente utilizando un circuito cerrado para evitar la contaminación de las partes internas, como se aprecia en la Fig. 1.1 [10]:



Fig. 1.1 Esquema de un Aeroenfriador.

Están compuestos principalmente por motores, ventiladores, tubos (Coil), aletas (fins), sistema de control, los cuales se pueden apreciar en la Fig. 1.2.

Los motores del Aeroenfriador son el corazón del equipo ya que son los encargados de hacer girar los ventiladores para que se produzca el intercambio de calor entre el aire y el agua o fluido a enfriar que se encuentra dentro de los tubos. Las capacidades de los motores van a variar de acuerdo a los requerimientos térmicos del proceso y tamaño de los ventiladores.

Los ventiladores absorben el aire del exterior para hacerlo pasar a través del equipo y así enfriar el fluido que está pasando dentro de los tubos. Existen diferentes tipo de materiales para estos elementos y su selección depende de las condiciones ambientales donde vaya a ser instalado.

Los tubos se podría decir que son las venas del equipo, ya que es por donde circula el fluido a ser enfriado. Existen diversos tipos de materiales de fabricación, sin embargo el cobre es el más utilizado.

Los denominados “Fins” son placas metálicas de espesor muy delgado (0.11 – 0.25mm) fabricadas de diferentes materiales utilizadas para incrementar la transferencia de calor dentro del equipo. Los tubos pasan a través de estas placas mediante agujeros.

El sistema de control asociado a estos equipos varía de acuerdo a los requerimientos del comprador, debido a que puede trabajar variando la velocidad de los motores mediante un variador de frecuencia o preniendo y apagando los motores mediante un sistema on/off.

Finalmente, para poder realizar un diseño de estos equipos se deben conocer muy bien las condiciones del sitio donde va a ser instalado, debido a que depende principalmente de la temperatura de bulbo seco, altura sobre el nivel del mar y humedad relativa del sector, es por esto que el uso de una carta psicométrica se hace fundamental para el desarrollo de la selección de los datos operacionales del diseño del equipo.

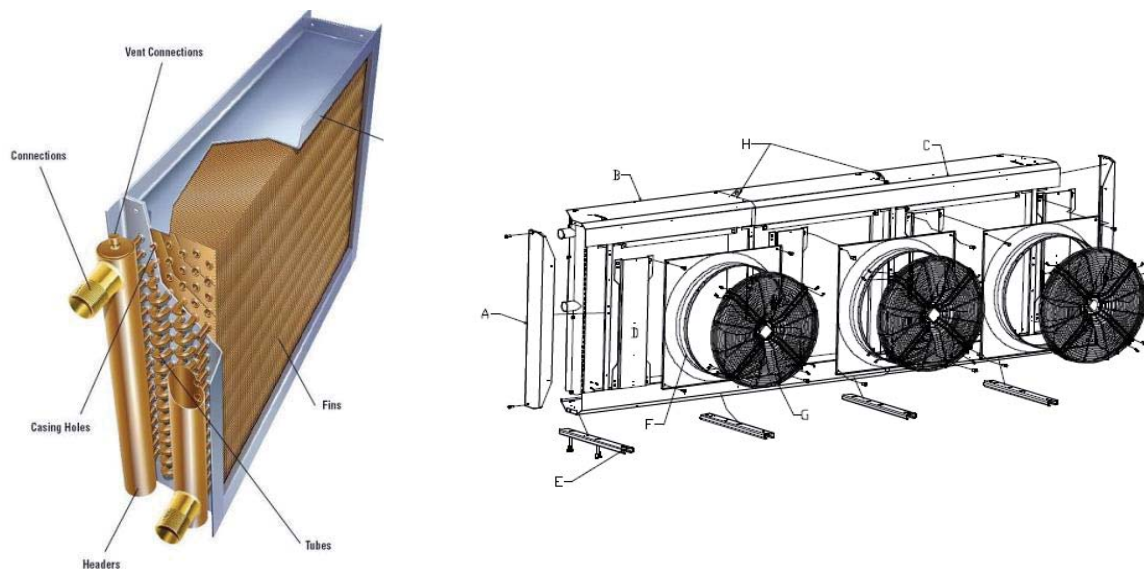


Fig. 1.2 Partes de un Aeroenfriador

1.6.2. Torres de Enfriamiento

El principio básico de la operación de una torre de enfriamiento se debe a dos fenómenos principales; la transferencia de calor latente debido a la evaporación de una porción pequeña de agua y la transferencia de calor sensible debido a la diferencia de temperatura entre el agua y el aire.

La eliminación de calor de aire circulado en una torre de enfriamiento depende de la temperatura y el contenido de humedad del aire, por lo tanto la temperatura de bulbo húmedo es un indicador del contenido de humedad del aire, por ende, esta es la temperatura teórica más baja a la que puede enfriarse el agua. [11]

La teoría del proceso de transferencia de calor en una torre de enfriamiento, es la que desarrolló Merkel. Este análisis se basa en la diferencia del potencial de entalpía como fuerza impulsora. Se supone que cada partícula de agua está rodeada por una película de aire y que la diferencia de entalpía entre la misma y el aire circundante proporciona la fuerza impulsora para el proceso de enfriamiento.

En la Fig. 1.3 se ilustran las relaciones del agua y el aire y el potencial impulsor que existe en una torre de contraflujo, en donde el aire fluye en sentido paralelo, pero siguiendo una dirección opuesta al flujo del agua.

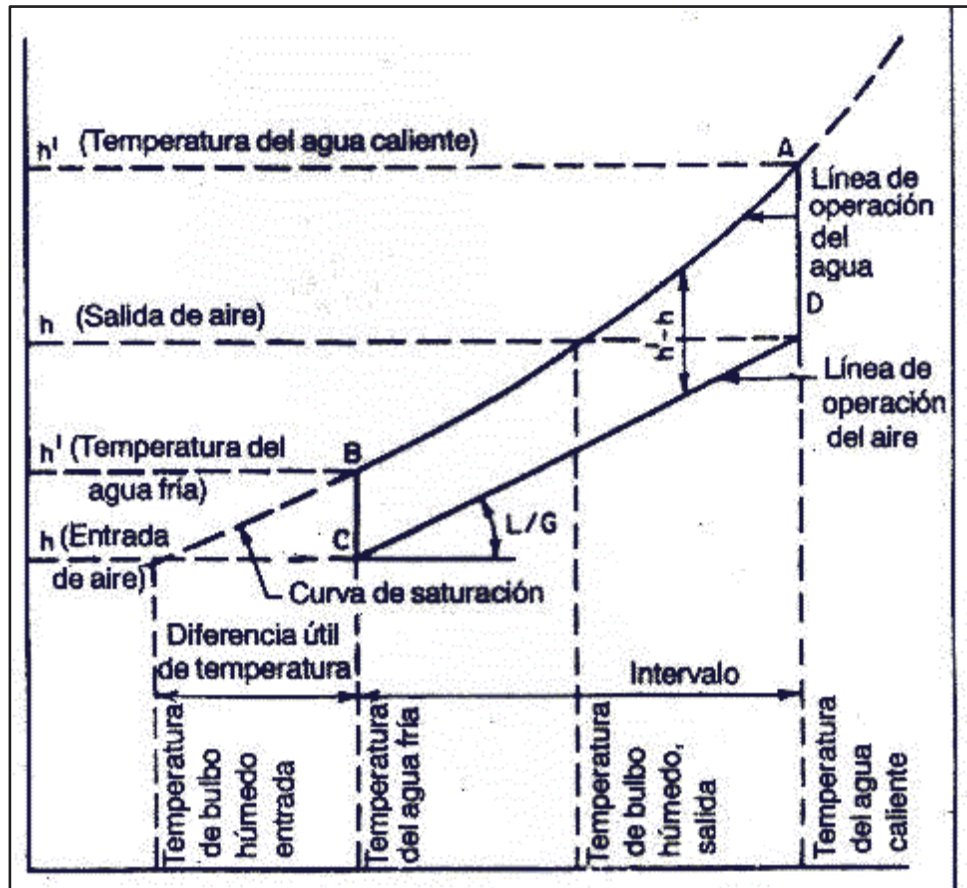


Fig. 1.3 Relaciones del Agua y del Aire

La línea de operación del agua está representada por la línea AB y se especifica por medio de las temperaturas del agua de la torre en la entrada y salida. La línea de operación del aire principia en C, verticalmente por debajo de B, y en un punto que tiene una entalpía correspondiente a la temperatura de entrada de bulbo húmedo. La línea BC, representa la fuerza impulsora inicial ($h' - h$). El aire que sale de la torre se representa por medio del punto D y la gama de enfriamiento es la longitud proyectada de la línea CD sobre la escala de temperaturas.

Las torres de enfriamiento se componen de los siguientes componentes principalmente de motores, ventiladores (Aspas), boquillas aspersoras, relleno de contacto y un estanque receptor de agua.

Los motores en una torre de enfriamiento son el principal agente impulsor de aire para retirar calor de una corriente de agua, ya que estos son los que permiten que los ventiladores giren. La selección de ellos depende principalmente del tamaño de la torre y de los parámetros operacionales.

Los ventiladores son los que impulsan el aire desde el interior de la torre hacia fuera de la misma. La selección del material depende de la aplicación.

Las boquillas aspersoras son las que se encargan de distribuir el agua a través del relleno de contacto. Su arreglo y cantidad dependen del tamaño de la torre, y deben estar lo suficientemente separados uno del otro para cubrir completamente el área que ocupa el relleno de contacto. Existen diferentes tipos de modelos y materiales de boquillas, las cuales son seleccionadas dependiendo de la aplicación y presión de bombeo de alimentación a la torre.

El relleno de contacto permite que el agua descendente permanezca mayor tiempo dentro de la torre y por ende ayuda al aire a extraer mayor cantidad de calor. Existen diversos modelos y materiales, los cuales deben ser seleccionados de acuerdo a la aplicación.

Los estanques son aquellos donde se recibe el agua que proviene desde el tope de las torres de enfriamiento y es la que tiene las conexiones de salida hacia al proceso.

Finalmente, para poder realizar un diseño de estos equipos se deben conocer muy bien las condiciones del sitio donde va a ser instalado, debido a que depende principalmente de la temperatura de bulbo seco, altura sobre el nivel del mar y humedad relativa del sector, es por esto que el uso de una carta psicométrica se hace fundamental para el desarrollo de la selección de los datos operacionales del diseño del equipo.

1.6.3. Chiller

Normalmente se denomina Chiller al equipo que se utiliza principalmente para enfriar agua, aunque puede enfriar otros fluidos como salmueras, que son utilizados cuando se requieren temperaturas inferiores a la temperatura de congelación del agua. Los Chiller se presentan en diferentes tamaños y formas, dependiendo del fabricante, con capacidades que van de una a varias Toneladas de Refrigeración (TR). Se emplean diferentes tipos de compresores de refrigeración como pueden ser del tipo semi-hermético, hermético o de tornillo. Los evaporadores suelen ser del tipo casco y tubo aunque pueden ser también de placas, todo dependerá de la aplicación. Los condensadores suelen ser principalmente enfriados por aire aunque puede haber enfriados por agua. [12]

Los enfriadores de líquido son sistemas de refrigeración mecánica; su funcionamiento se basa en el movimiento de calor, por medio de un refrigerante, el cual se absorbe del líquido a enfriar y se transporta hacia un medio donde se disipa. De esta manera podemos tener un líquido a una temperatura muy por debajo de las condiciones ambientales. Para lograr este objetivo un enfriador de líquido está constituido por los siguientes componentes, además de accesorios e instrumentos de control y seguridad, como se puede apreciar en la Fig. 1.4:

- Compresor(es) de refrigeración.
- Intercambiador de calor del tipo casco y tubo o de placas.
- Condensador.
- Circuito de control.
- Líneas y accesorios de refrigeración.
- Gabinete Refrigerante R-22 o ecológico.



Fig. 1.4 Esquema de un Chiller

El compresor es el corazón del sistema, ya que es el encargado de hacer circular al refrigerante a través de los diferentes componentes del sistema de refrigeración del Chiller. Succiona el gas refrigerante sobrecalentado a baja presión y temperatura, lo comprime aumentando la presión y la temperatura a un punto tal que se puede condensar por medios condensantes normales (Aire o agua). A través de las líneas de descarga de gas caliente, fluye el gas refrigerante a alta presión y temperatura hacia la entrada del condensador.

El Evaporador que es un intercambiador de calor del tipo casco y tubo (o de placas) proporciona una superficie para transferir calor del líquido a enfriar al refrigerante en condiciones de saturación. Mediante la línea de succión fluye el gas refrigerante como vapor a baja presión proveniente del evaporador a la succión del compresor que es el componente del sistema de refrigeración donde se efectúa el cambio de fase del refrigerante. Es aquí donde el calor del agua es transferido al refrigerante, el cual se evapora al tiempo de ir absorbiendo el calor.

El condensador es el componente del sistema que extrae el calor del refrigerante y lo transfiere al aire o al agua. Esta pérdida de calor provoca que el refrigerante se condense. Su función es proporcionar una superficie de transferencia de calor, a través de la cual pasa el calor del gas

refrigerante caliente al medio condensante. Mediante la línea de líquido fluye el refrigerante en estado líquido a alta presión a la válvula termostática de expansión.

La válvula termostática de expansión controla el suministro apropiado del líquido refrigerante al evaporado, así como reducir la presión del refrigerante de manera que vaporice en el evaporador a la temperatura deseada.

Para que un enfriador de líquido trabaje en forma automática, es necesario instalarle ciertos dispositivos eléctricos, como son los controles de ciclo. Los controles que se usan en un enfriador son de acción para temperatura, llamados termostatos, de acción por presión llamados presostatos y de protección de falla eléctrica llamados relevadores.

Capítulo 2

3.3. Balance de masa y energía del sistema de enfriamiento con Aeroenfriadores, Torres de enfriamiento y Chiller a 1.700, 3.200 y 4.000m.s.n.m

Para dar desarrollo al cálculo del balance de energía y las condiciones operacionales del sistema de enfriamiento, se deben tomar en cuenta los factores ambientales del sitio donde vaya a ser ubicado;

En la tabla 1 se presentan datos tomados de proyectos reales a tres diferentes alturas sobre el nivel del mar, en la región de Antofagasta y Atacama:

Tabla 1: Datos Ambientales a tres diferentes alturas sobre el nivel del mar. [13]

Altura	m.s.n.m	1.700	3.200	4.000
Temperatura Máxima (Febrero)	°C	35.6	32	20
Temperatura Mínima (Agosto)	°C	-5.8	-10	-15
Humedad Relativa Máxima (Febrero)	%	45	50	50
Humedad Relativa Mínima (Agosto)	%	11	20	10

Para las torres de enfriamiento el dato que se necesita para realizar su diseño es la temperatura de bulbo húmedo de la zona (Tabla 2). Para esto se utilizó la carta Psicrométrica a las tres diferentes alturas sobre el nivel del mar. El valor de la temperatura de bulbo húmedo debe ser determinado en la peor condición ambiental para una torre de enfriamiento; Temperatura máxima y menor humedad relativa.

Tabla 2: Temperatura de bulbo húmedo a tres diferentes alturas. [13]

Altura	m.s.n.m	1.700	3.200	4.000
Temperatura Bulbo Húmedo	°C	15.2	14.97	4.56

Las capacidades térmicas a remover de los molinos de los proyectos mencionados anteriormente varían de 4.000 a 17.000 kW y dependen directamente de sus capacidades de producción de toneladas de cobre al año. [13]

Como se mencionó en la introducción del presente documento, se utilizará un valor promedio entre las capacidades indicadas anteriormente: 10.000kW.

El circuito de agua a enfriar en los proyectos realizados varía su temperatura entre los 20 y 33°C y se debe llevar a una temperatura que varía entre 15°C y 27°C. Es por esto que se realizará el diseño de enfriamiento de acuerdo a las condiciones operacionales indicadas en la Fig.2.1: [13]

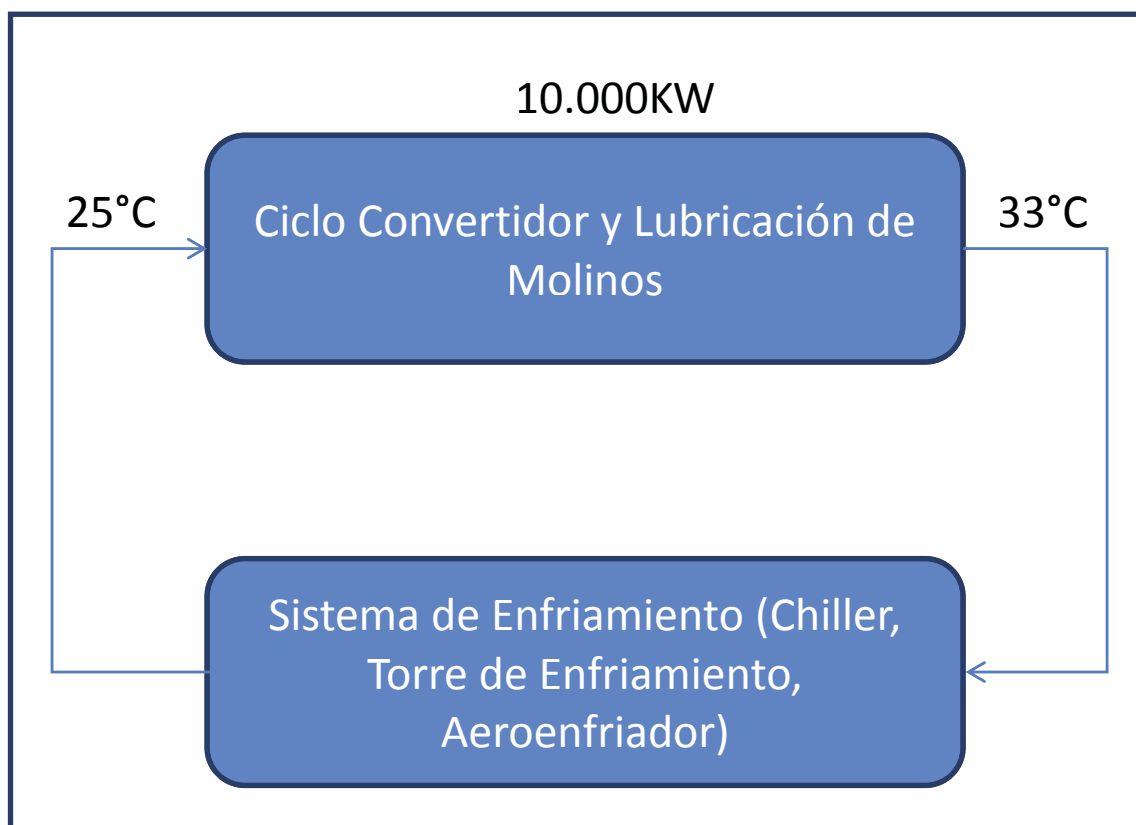


Fig.2.1: Condiciones Operacionales para el diseño de sistemas de enfriamiento.

Con los datos indicados anteriormente se va a proceder a realizar el cálculo del diseño de un sistema de enfriamiento con las tres tecnologías a las tres alturas mencionadas:

2..1.Diseño del Sistema de Enfriamiento con Aeroenfriadores y Torres de Enfriamiento a 1.700m.s.n.m:

2..1.1. Sistema de Enfriamiento con Aeroenfriadores:

Considerando lo mencionado anteriormente, tenemos:

$$\text{Capacidad Térmica} = 10.000kW$$

$$T^{\circ} \text{ entrada} = 33^{\circ}C$$

$$T^{\circ} \text{ salida} = 25^{\circ}C$$

$$\text{Calor específico} = 3,7 \frac{kJ}{k^{\circ}C}$$

$$\text{Densidad} = 1.042 \frac{k}{m^3}$$

Se sabe que:

$$Q = m \cdot Cp \cdot \Delta T$$

Reemplazando:

$$10.000KW * 3600 = F_1 \cdot 1.042 \frac{k}{m^3} \cdot 3,7 \frac{kJ}{k^{\circ}C} \cdot (33 - 25)^{\circ}C$$

$$F_1 = 1.167,19 \frac{m^3}{h}$$

Como se puede apreciar en la Fig.2.2 el circuito se compone de un sistema de bombeo y equipos de enfriamiento.

El número de unidades de enfriamiento están definidas por la capacidad máxima que posee cada uno. En este caso en particular, las unidades seleccionadas pueden extraer hasta 649,7kW térmicos, por lo tanto:

$$N^{\circ} \text{ de Unidades} = \frac{10.000kW}{649.7kW} = 15,39$$

$$\text{Número de Unidades Reales} = 16$$

$$\text{Capacidad Térmica Unitaria} = \frac{10.000kW}{16} = 625kW$$

El número de unidades en la Fig.2.2 es sólo referencial y es para indicar que debido a la capacidad térmica se debe utilizar más de una unidad. En tabla 3 se presenta un resumen de las condiciones operacionales del sistema de enfriamiento:

Tabla 3: Resumen Condiciones Operacionales del sistema de enfriamiento con Aeroenfriadores a 1.700m.s.n.m

Corriente	Unidad	F1	F2	F3	F4	F5	F6
Fluido	-	Et.Gl 30%	Et.Gl 30%	Et.Gl 30%	Et.Gl 30%	Aire	SprayWater
Flujo	m ³ /h	1167	73	73	1167	456500	2,65
Densidad	k/m ³	1042	1042	1042	1042	-	999
Flujo Másico	k/h	1216216	76014	76014	1216216	-	2647,35
Temperatura	°C	33	33	25	25	22,2	
C. Esp.	kJ/k°C	3,7	3,7	3,7	3,7	-	3,7

La temperatura del aire en su peor condición puede alcanzar los 35,6°C, es por esto que se utiliza un circuito de agua (F6) que se atomiza en la entrada de los ventiladores de los aeroenfriadores que hace que la temperatura baje a 22,2°C. El consumo de agua en el día varía de acuerdo a esta condición y se verá reflejado en la evaluación económica en el siguiente capítulo.

Si bien estos equipos son utilizados para enfriar bajo las condiciones de diseño indicadas en la tabla 3, el circuito de agua cerrado se puede ver afectado por las temperaturas mínimas ambientales (-5,8°C), es por esto que se utiliza Etilenglicol. Esto hace que el punto de congelamiento del agua disminuya y así se evite un eventual congelamiento del circuito, produciendo fisuras y rompimiento en las cañerías.

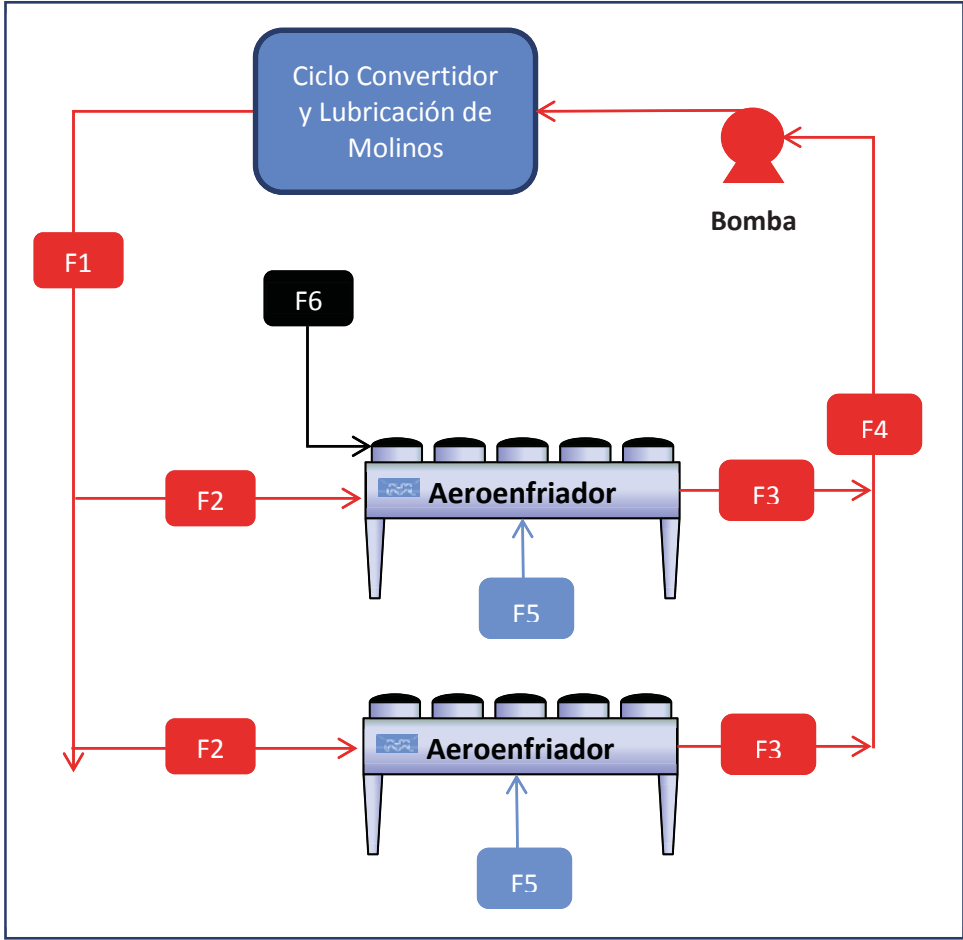


Fig. 2.2: Diagrama de Flujos Sistema de Enfriamiento con Aeroenfriadores

2..1.2. Sistema de Enfriamiento con Torres de Enfriamiento:

Las condiciones operacionales se mantienen, por lo tanto:

$$F_1 = 1.167,19 \frac{m^3}{h}$$

Como se puede apreciar en la Fig.2.3 a diferencia del diseño anterior con aerofriadores, el circuito se compone de dos sistemas de bombeo, intercambiadores de placa y equipos de enfriamiento.

Para el caso de las torres de enfriamiento, la temperatura de bulbo húmedo se utiliza como criterio de diseño para la temperatura de salida del circuito de agua de enfriamiento, por lo tanto, tenemos lo siguiente. [14]

$$T^{\circ}_{F_3} = T_{BH} + 3^{\circ}C$$

A los 1.700m.s.n.m. la temperatura de bulbo húmedo alcanza 15,2°C, considerando la temperatura máxima del sitio de 35,6°C y una humedad relativa de un 11%.

El flujo de agua de enfriamiento en las torres no debe ser mayor al circuito cerrado de agua de proceso, esto debido a que habría un consumo innecesario de agua, por lo tanto los costos operacionales se verían afectados de forma negativa.

Se sabe que una torre de enfriamiento puede tener un delta de temperatura aproximado de 8°C, [14] por lo tanto el flujo de enfriamiento a utilizar será para cumplir con este criterio. En la tabla 4 se presenta un resumen de las condiciones operacionales del sistema de enfriamiento:

Tabla 4: Resumen Condiciones Operacionales del sistema de enfriamiento con Torres de Enfriamiento a 1.700m.s.n.m.

Corriente	Unidad	F1	F2	F3	F4	F5	F6
Fluido	-	Et.Gl 30%	Et.Gl 30%	Agua	Agua	Agua Make Up	Agua Evaporada
Flujo	m ³ /h	1167	1167	1167	1167	23	23
Densidad	k/m ³	1042	1042	1000	1000	1000	1000
Flujo Másico	k/h	1216216	1216216	1167194	1167194	23344	23344
Temperatura	°C	33	25	18,2	26,2	-	-
C. Esp.	kJ/k°C	3,7	3,7	4,18	4,18	4,18	4,18

A diferencia de los aroenfriadores que utilizan un circuito cerrado de agua de enfriamiento, las torres utilizan un circuito de agua abierto, por lo que se necesita de un medio de transferencia de calor, en este caso será un intercambiador de placas.

El flujo F_5 corresponde a un circuito de agua de Make up que se utiliza constantemente debido a la evaporación que se produce por efecto del cambio de temperatura (F_6) en la torre de enfriamiento.

En la Fig.2.3 se puede apreciar un diagrama de flujos del sistema de enfriamiento con torres de enfriamiento:

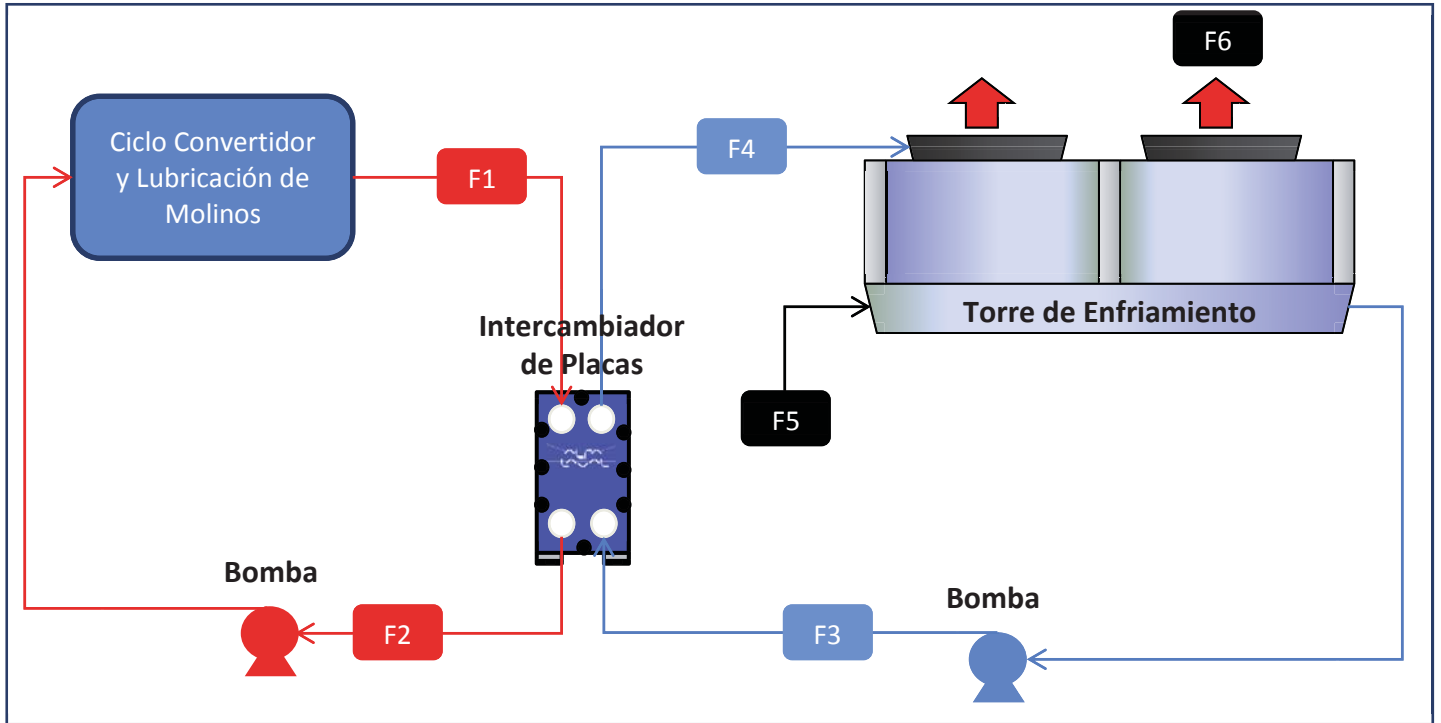


Fig.2.3 Diagrama de flujo Sistema de enfriamiento con Torres de Enfriamiento.

2.2.Diseño del Sistema de Enfriamiento con Aeroenfriadores y Torres de Enfriamiento a 3.200m.s.n.m:

2.2.1. Sistema de Enfriamiento con Aeroenfriadores:

Las condiciones operacionales se mantienen, por lo tanto:

$$F_1 = 1.167,94 \frac{m^3}{h}$$

Al igual que el primer caso con Aeroenfriadores el número de unidades de enfriamiento están definidas por la capacidad máxima que posee cada uno. En este caso en particular, las unidades seleccionadas pueden extraer hasta 699,4kW térmicos, por lo tanto:

$$N^{\circ} \text{ de Unidades} = \frac{10.000kW}{699,4kW} = 14,29$$

$$\text{Número de Unidades Reales} = 15$$

$$\text{Capacidad Térmica Unitaria} = \frac{10.000kW}{15} = 666,67kW$$

El número de unidades en la Fig.2.4 es sólo referencial y es para indicar que debido a la capacidad térmica se debe utilizar más de una unidad. En la tabla 5 presentamos un resumen de las condiciones operacionales del sistema de enfriamiento:

Tabla 5: Resumen Condiciones Operacionales del sistema de enfriamiento con Aeroenfriadores a 3.200m.s.n.m.

Corriente	Unidad	F1	F2	F3	F4	F5	F6
Fluido	-	Et.Gl 30%	Et.Gl 30%	Et.Gl 30%	Et.Gl 30%	Aire	SprayWater
Flujo	m ³ /h	1167	78	78	1167	469800	1,59
Densidad	k/m ³	1042	1042	1042	1042		999
Flujo Másico	k/h	1216216	81081	81081	1216216		1588
Temperatura	°C	33	33	25	25	21,5	
C. Esp.	kJ/k°C	3,7	3,7	3,7	3,7		3,7

La temperatura del aire en su peor condición puede alcanzar los 32°C, es por esto que se utiliza un circuito de agua (F6) que se atomiza en la entrada de los ventiladores de los aeroenfriadores que hace que la temperatura baje a 21,5°C. El consumo de agua en el día varía de acuerdo a esta condición y se verá reflejado en la evaluación económica en el siguiente capítulo.

Por otro lado se utiliza Etilenglicol debido a que la temperatura mínima registrada en la zona puede alcanzar -10°C, donde podría ocurrir eventualmente congelamiento del circuito cerrado de agua, produciendo fisuras y rompimiento en las cañerías.

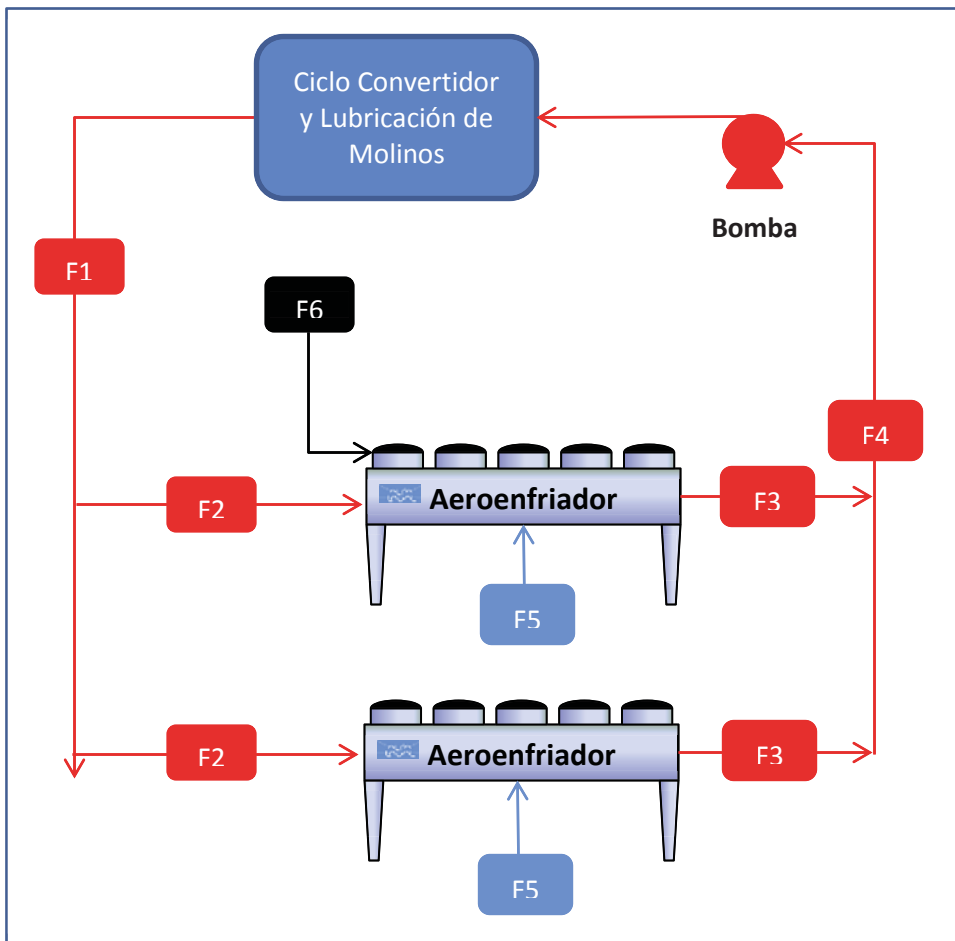


Fig.2.4 Diagrama de Procesos Sistema de enfriamiento con Aeroenfriadores a 3.200m.s.n.m

2..2.2. Sistema de Enfriamiento con Torres de Enfriamiento:

Las condiciones operacionales se mantienen, por lo tanto:

$$F_1 = 1.167,19 \frac{m^3}{h}$$

Como se puede apreciar en la Fig.2.5 a diferencia del diseño anterior con aeroenfriadores, el circuito se compone de dos sistemas de bombeo, intercambiadores de placa y equipos de enfriamiento.

Para el caso de las torres de enfriamiento, la temperatura de bulbo húmedo se utiliza como criterio de diseño para la temperatura de salida del circuito de agua de enfriamiento, por lo tanto, tenemos lo siguiente.

$$T^{\circ}_{F_3} = T_{BH} + 3^{\circ}C$$

A 3.200m.s.n.m. la temperatura de bulbo húmedo alcanza 14,97°C, considerando la temperatura máxima del sitio de 32°C y una humedad relativa de un 20%.

El flujo de agua de enfriamiento en las torres no debe ser mayor al circuito cerrado de agua de proceso, esto debido a que habría un consumo innecesario de agua, por lo tanto los costos operacionales se verían afectados de forma negativa.

Se sabe que una torre de enfriamiento puede tener un delta de temperatura aproximado de 8°C, por lo tanto el flujo de enfriamiento a utilizar será para cumplir con este criterio. En tabla 6 se presenta un resumen de las condiciones operacionales del sistema de enfriamiento:

Tabla 6: Resumen Condiciones Operacionales del sistema de enfriamiento con Torres de Enfriamiento a 3.200m.s.n.m.

Corriente	Unidad	F1	F2	F3	F4	F5	F6
Fluido	-	Etilen.30%	Etilen.30%	Agua	Agua	Agua	Agua
Flujo	m3/h	1167	1167	1167	1167	23	23
Densidad	k/m3	1042	1042	1000	1000	1000	1000
Flujo Másico	k/h	1216216	1216216	1167194	1167194	23344	23344
Temperatura	°C	33	25	17,97	25,97	-	-
C. Esp.	kJ/k°C	3,7	3,7	4,18	4,18	4,18	4,18

A diferencia de los aroenfriadores que utilizan un circuito cerrado de agua de enfriamiento, las torres utilizan un circuito de agua abierto, por lo que se necesita de un medio de transferencia de calor, en este caso será un intercambiador de placas.

El flujo F_5 corresponde a un circuito de agua de Make up que se utiliza constantemente debido a la evaporación que se produce por efecto del cambio de temperatura (F_6) en la torre de enfriamiento.

En la Fig.2.5 se puede apreciar un diagrama de flujos del sistema de enfriamiento con torres de enfriamiento:

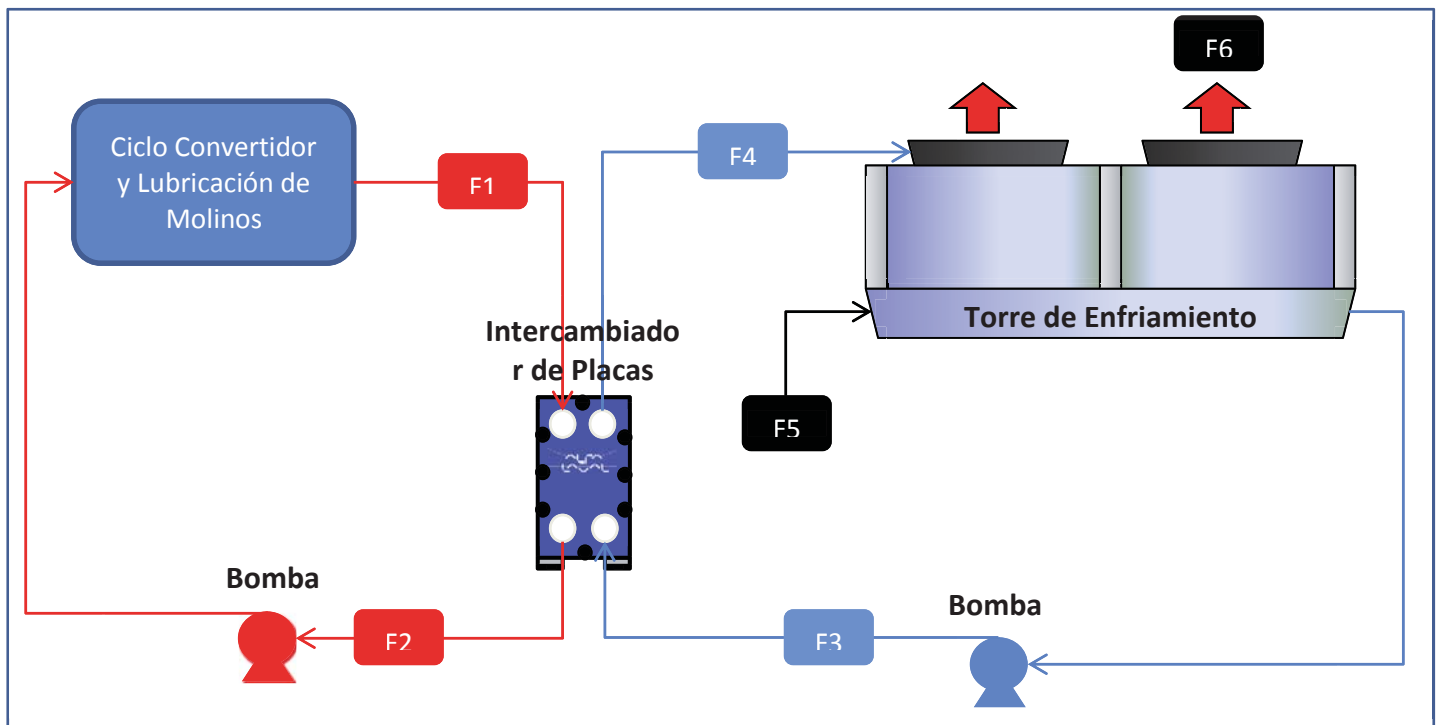


Fig. 2.5 Diagrama de flujo Sistema de enfriamiento con Torres de Enfriamiento.

2..3.Diseño del Sistema de Enfriamiento con Aeroenfriadores y Torres de Enfriamiento a 4.000m.s.n.n:

2..3.1. Sistema de Enfriamiento con Aeroenfriadores:

Las condiciones operacionales se mantienen, por lo tanto:

$$F_1 = 1.167,94 \frac{m^3}{h}$$

El número de unidades de enfriamiento están definidas por la capacidad máxima que posee cada uno. En este caso en particular, las unidades seleccionadas pueden extraer hasta 699,4kW térmicos, por lo tanto:

$$N^{\circ} \text{ de Unidades} = \frac{10.000kW}{874kW} = 11,4$$

$$\text{Número de Unidades Reales} = 12$$

$$\text{Capacidad Térmica Unitaria} = \frac{10.000kW}{12} = 833,33kW$$

El número de unidades en la Fig.2.6 es sólo referencial y es para indicar que debido a la capacidad térmica se debe utilizar más de una unidad. En tabla 7 presentamos un resumen de las condiciones operacionales del sistema de enfriamiento:

Tabla 7: Resumen Condiciones Operacionales del sistema de enfriamiento con Aeroenfriadores a 4.000m.s.n.m.

Corriente	Unidad	F1	F2	F3	F4	F5
Fluido	-	Etilen.30%	Etilen.30%	Etilen.30%	Etilen.30%	Aire
Flujo	m ³ /h	1167	97	97	1167	
Densidad	k/m ³	1042	1042	1042	1042	
Flujo Másico	k/h	1216216	101351	101351	1216216	
Temperatura	°C	33	33	25	25	20
C. Esp.	kJ/k°C	3,7	3,7	3,7	3,7	

La temperatura del aire en su peor condición puede alcanzar los 20°C, es por esto que en este caso no se utiliza el circuito de agua (F6) que se atomiza en la entrada de los ventiladores de los aeroenfriadores, por lo tanto no hay consumo de agua.

Por otro lado se utiliza Etilenglicol debido a que la temperatura mínima registrada en la zona puede alcanzar -15°C, donde podría ocurrir eventualmente congelamiento del circuito cerrado de agua, produciendo fisuras y rompimiento en las cañerías.

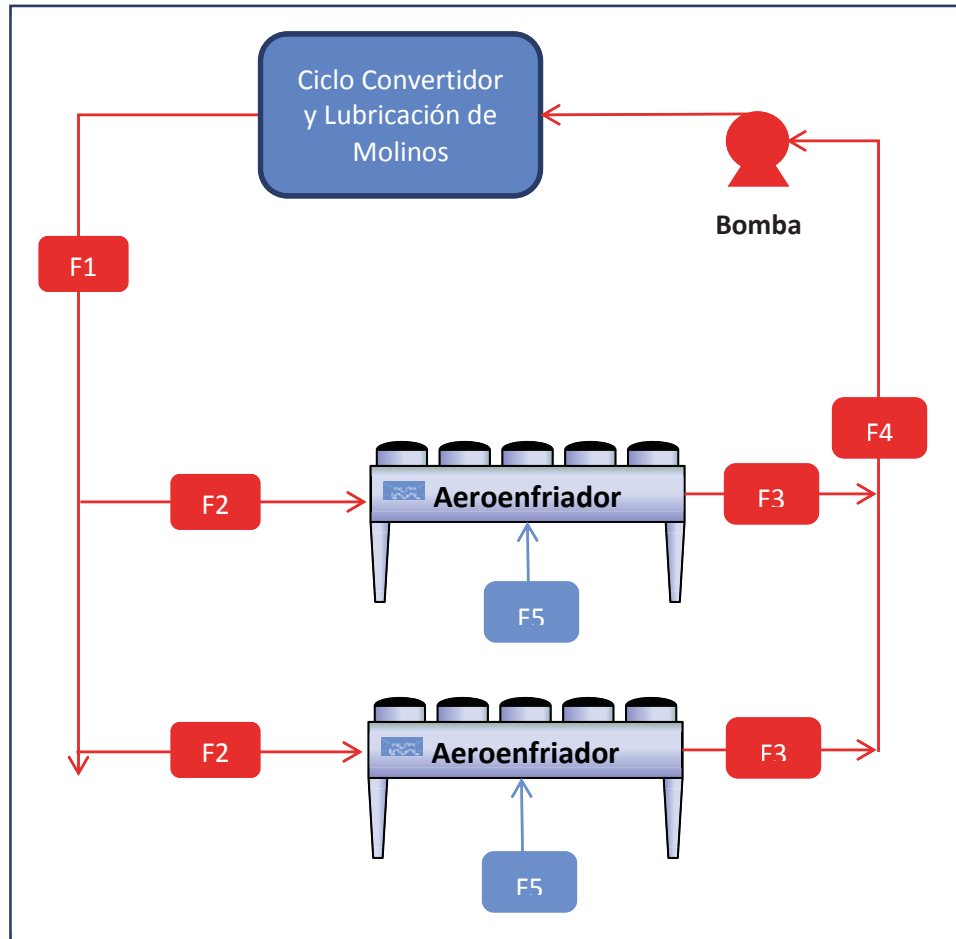


Fig.2.6 Diagrama de Procesos Sistema de enfriamiento con Aeroenfriadores a 4.000m.s.n.m

2.3.2. Sistema de Enfriamiento con Torres de Enfriamiento:

Las condiciones operacionales se mantienen, por lo tanto:

$$F_1 = 1.167,19 \frac{m^3}{h}$$

Como se puede apreciar en la Fig.2.7 a diferencia del diseño anterior con aeroenfriadores, el circuito se compone de dos sistemas de bombeo, intercambiadores de placa y equipos de enfriamiento.

Para el caso de las torres de enfriamiento, la temperatura de bulbo húmedo se utiliza como criterio de diseño para la temperatura de salida del circuito de agua de enfriamiento, por lo tanto, tenemos lo siguiente.

$$T^{\circ}_{F_3} = T_{BH} + 3^{\circ}C$$

A 4.000m.s.n.m. la temperatura de bulbo húmedo alcanza 4,96°C, considerando la temperatura máxima del sitio de 20°C y una humedad relativa de un 10%.

El flujo de agua de enfriamiento en las torres no debe ser mayor al circuito cerrado de agua de proceso, esto debido a que habría un consumo innecesario de agua, por lo tanto los costos operacionales se verían afectados de forma negativa.

Se sabe que una torre de enfriamiento puede tener un delta de temperatura aproximado de 8°C, por lo tanto el flujo de enfriamiento a utilizar será para cumplir con este criterio. En tabla 8 se presenta un resumen de las condiciones operacionales del sistema de enfriamiento:

Tabla 8: Resumen Condiciones Operacionales del sistema de enfriamiento con Torres de Enfriamiento a 4.000m.s.n.m.

Corriente	Unidad	F1	F2	F3	F4	F5	F6
Fluido	-	Etilen.30%	Etilen.30%	Agua	Agua	Agua	Agua
Flujo	m3/h	1167	1167	1167	1167	23	23
Densidad	k/m3	1042	1042	1000	1000	1000	1000
Flujo Másico	k/h	1216216	1216216	1167194	1167194	23344	23344
Temperatura	°C	33	25	7,56	15,56	-	-
C. Esp.	kJ/k°C	3,7	3,7	4,18	4,18	4,18	4,18

A diferencia de los aroenfriadores que utilizan un circuito cerrado de agua de enfriamiento, las torres utilizan un circuito de agua abierto, por lo que se necesita de un medio de transferencia de calor, en este caso será un intercambiador de placas.

El flujo F_5 corresponde a un circuito de agua de Make up que se utiliza constantemente debido a la evaporación que se produce por efecto del cambio de temperatura (F_6) en la torre de enfriamiento.

En la Fig.2.7 se puede apreciar un diagrama de flujos del sistema de enfriamiento con torres de enfriamiento:

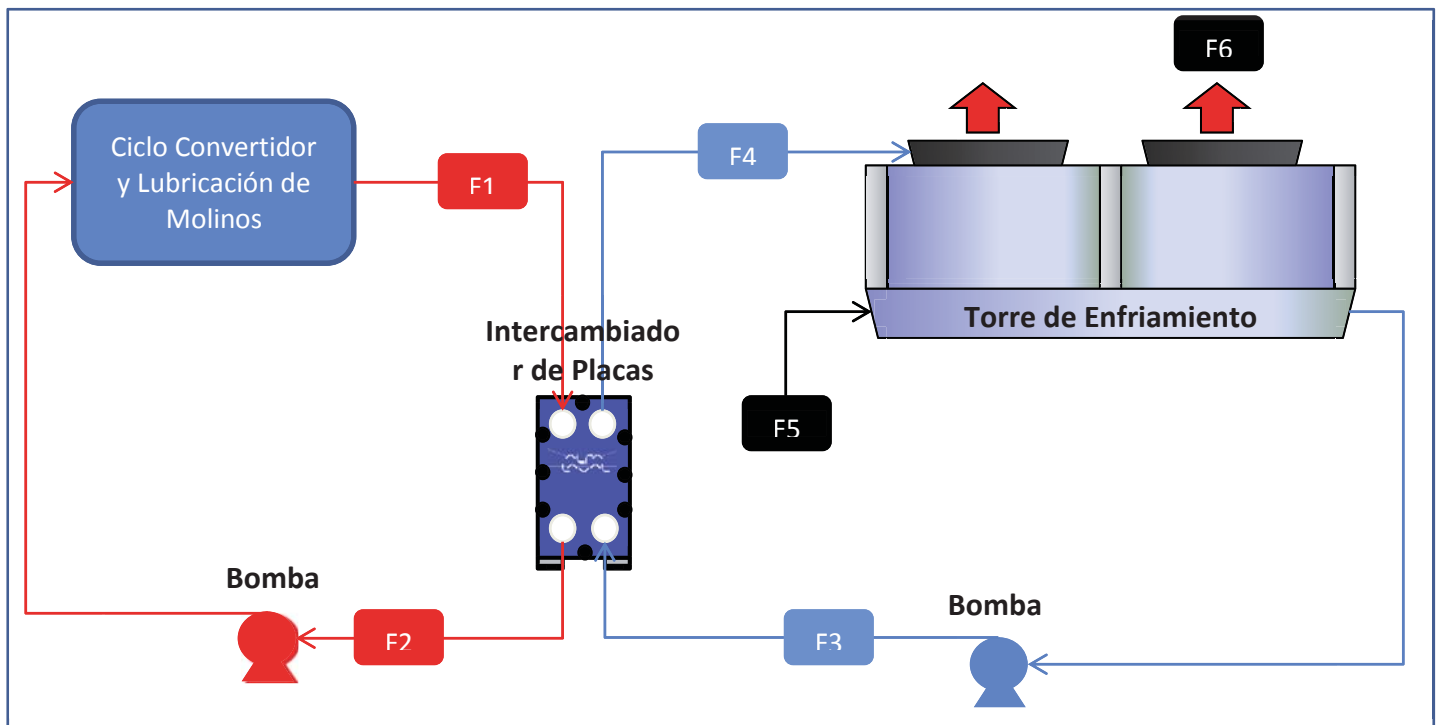


Fig. 2.7 Diagrama de flujo Sistema de enfriamiento con Torres de Enfriamiento.

2..4.Diseño del Sistema de Enfriamiento con Chiller:

A diferencia de los diseños anteriores, estos equipos no se ven afectados por la altura del sitio, debido a que operan a través de un ciclo de refrigeración, es por esto que sólo se presentará un solo diseño de estos equipos, como se puede apreciar en la Fig. 2.8.

Las condiciones operacionales se mantienen, por lo tanto:

$$F_1 = 1.167,19 \frac{m^3}{h}$$

Al igual que el caso de las Torres de Enfriamiento, es necesario el uso de un intercambiador de placas para transferir el calor de un medio a otro. En la tabla 9 se puede apreciar en resumen las condiciones operacionales del sistema de enfriamiento con Chiller:

Tabla 9: Resumen Condiciones Operacionales del sistema de enfriamiento con Chiller.

Corriente	Unidad	F1	F2	F3	F4
Fluido	-	Etilen 30%	Etilen 30%	Agua	Agua
Flujo	m3/h	1167	1167	1435	1435
Densidad	k/m3	1042	1042	1000	1000
Flujo Másico	k/h	1216216	1216216	1435407	1435407
Temperatura	°C	33	25	15	21
C. Esp.	kJ/k°C	3,7	3,7	4,18	4,18

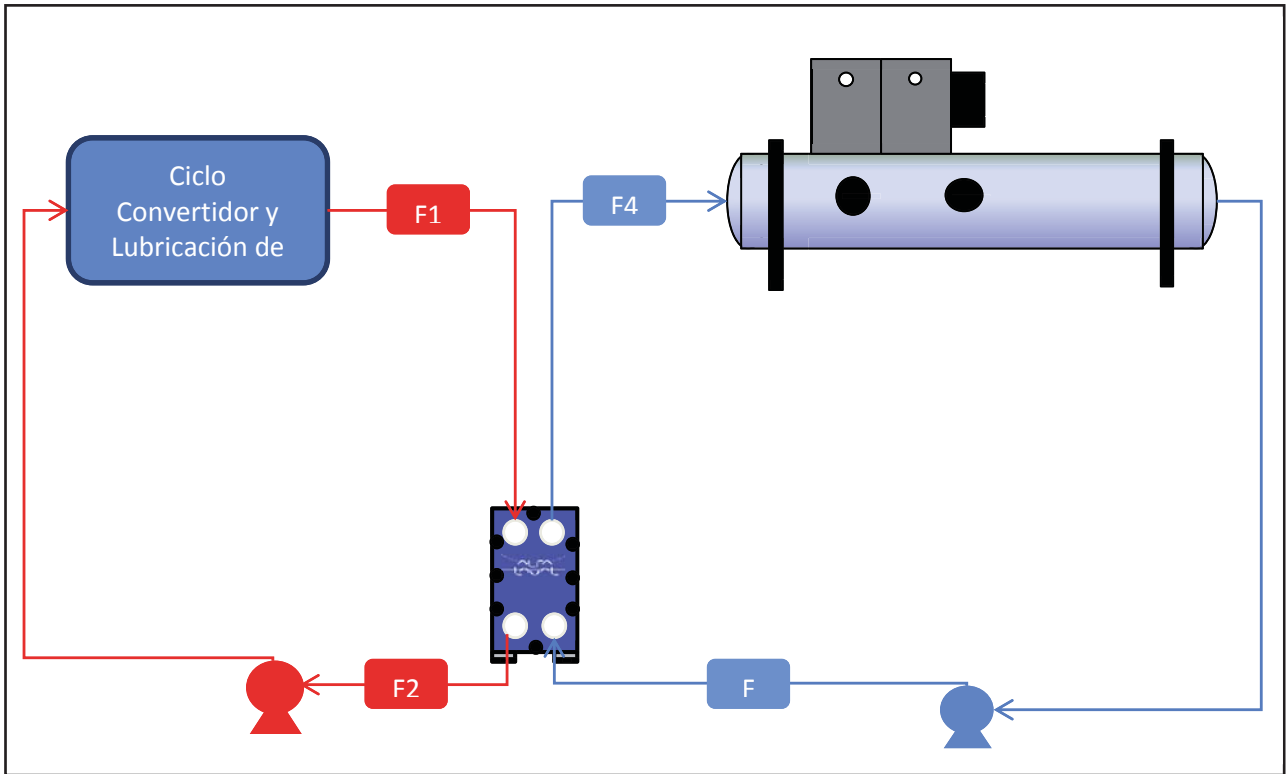


Fig. 2.8 Diagrama de flujo Sistema de enfriamiento con Chiller.

Capítulo 3

Consideraciones económicas

Al tener una capacidad térmica (10.000kW), y las condiciones operacionales definidas, es posible solicitar cotizaciones con precios reales para comparar costos de inversión y de operación.

En este caso en particular se cotizó con tres empresas diferentes, una por cada tecnología:

1. La empresa Alfa Laval para los Aeroenfriadores.
2. La empresa JCI para los Chiller
3. La empresa Tecnofiber para las Torres de Enfriamiento

Para poder realizar la comparación económica operacional es necesario saber el valor del metro cúbico de agua y el del kWh para la zona en la cual se encuentran estos proyectos. Estos valores varían de acuerdo a la localidad, modo de transporte del agua y acuerdos con las empresas que les prestan los servicios.

En la tabla 10 se pueden apreciar los valores del metro cúbico de agua y kWh de proyectos desarrollados durante el 2012, los cuales nos pueden dar una idea cercana de los costos operacionales que estarán involucrados en las diferentes propuestas:

Tabla 10. Valores en USD para el m^3 y kWh

USD/m^3	1,00
USD/kWh	0,09

Como el desarrollo de los cálculos fue realizado a tres alturas diferentes sobre el nivel del mar, se llevarán a cabo tres comparaciones diferentes:

3.3. Comparación económica entre Aeroenfriadores, Torres de Enfriamiento y Chiller a 1.700m.s.n.m:

En la tabla 11 se puede apreciar los costos de inversión y operacionales para las tres tecnologías a 1.700m.s.n.m:

Tabla 11. Costos de inversión y operación para sistemas de enfriamiento a 1700m.s.n.m

Aeroenfriadores (USD)		Torres de Enfriamiento (USD)		Chiller (USD)	
Costo Capital	1.533.025,37	Costo Capital	723.000,00	Costo Capital	1.300.147,00
Costo Capital Bombas	102.346,00	Costo Capital Bombas	204.692,00	Costo Capital Bombas	204.692,00
Costo Capital Intercambiadores	-	Costo Capital Intercambiadores	182.615,09	Costo Capital Intercambiadores	169.070,94
Consumo Energía Equipos	368.138,65	Consumo Energía Equipos	134.816,40	Consumo Energía Equipos	2.878.854,43
Consumo Energía Bombas	299.592,00	Consumo Energía Bombas	599.184,00	Consumo Energía Bombas	671.086,08
Consumo Agua	107.780,80	Consumo Agua	194.267,78	Consumo Agua	-
Capital Total	1.635.371,37	Capital Total	1.110.307,09	Capital Total	1.673.909,94
Consumo Energía	667.730,65	Consumo Energía	734.000,40	Consumo Energía	3.549.940,51
Consumo Agua	107.780,80	Consumo Agua	194.267,78	Consumo Agua	-

3.3.Comparación económica entre Aeronfriadores, Torres de Enfriamiento y Chiller a 3.200m.s.n.m:

En la tabla 12 se puede apreciar los costos de inversión y operacionales para las tres tecnologías a 3.200m.s.n.m:

Tabla 12. Costos de inversión y operación para sistemas de enfriamiento a 3200m.s.n.m

Aeroenfriadores (USD)		Torres de Enfriamiento (USD)		Chiller (USD)	
Costo Capital	1.267.511,14	Costo Capital	723.000,00	Costo Capital	1.300.147,00
Costo Capital Bombas	104.126,00	Costo Capital Bombas	208.252,00	Costo Capital Bombas	208.252,00
Costo Capital Intercambiadores	-	Costo Capital Intercambiadores	182.615,09	Costo Capital Intercambiadores	169.070,94
Consumo Energía Equipos	485.339,04	Consumo Energía Equipos	134.816,40	Consumo Energía Equipos	2.878.854,43
Consumo Energía Bombas	299.592,00	Consumo Energía Bombas	671.086,08	Consumo Energía Bombas	671.086,08
Consumo Agua	54.564,03	Consumo Agua	194.267,78	Consumo Agua	-
Capital Total	1.371.637,14	Capital Total	1.113.867,09	Capital Total	1.677.469,94
Consumo Energía	784.931,04	Consumo Energía	805.902,48	Consumo Energía	3.549.940,51
Consumo Agua	54.564,03	Consumo Agua	194.267,78	Consumo Agua	-

3.3. Comparación económica entre Aeroenfriadores, Torres de Enfriamiento y Chiller a 4.000m.s.n.m:

En la tabla 13 se puede apreciar los costos de inversión y operacionales para las tres tecnologías a 4.000m.s.n.m:

Tabla 13. Costos de inversión y operación para sistemas de enfriamiento a 4.000m.s.n.m

Aeroenfriadores (USD)		Torres de Enfriamiento (USD)		Chiller (USD)	
Costo Capital	965.862,86	Costo Capital	1.465.000,00	Costo Capital	1.300.147,00
Costo Capital Bombas	104.126,00	Costo Capital Bombas	208.252,00	Costo Capital Bombas	208.252,00
Costo Capital Intercambiadores	-	Costo Capital Intercambiadores	159.097,71	Costo Capital Intercambiadores	169.070,94
Consumo Energía Equipos	445.792,9	Consumo Energía Equipos	224.694,00	Consumo Energía Equipos	2.878.854,43
Consumo Energía Bombas	299.592,00	Consumo Energía Bombas	671.086,08	Consumo Energía Bombas	671.086,08
Consumo Agua	-	Consumo Agua	194.267,78	Consumo Agua	-
Capital Total	1.069.988,86	Capital Total	1.832.349,71	Capital Total	1.677.469,94
Consumo Energía	745.384,9	Consumo Energía	895.780,08	Consumo Energía	3.549.940,51
Consumo Agua	-	Consumo Agua	194.267,78	Consumo Agua	-

Capítulo 4

Selección de Tecnología

El criterio de selección de la tecnología va de la mano directamente de las condiciones ambientales donde se encuentra instalada la faena y la disponibilidad de sus recursos naturales, más específicamente, la cantidad de agua necesaria para poder realizar el enfriamiento.

Por dar un ejemplo una minera que se encuentra sobre los 4.000m.s.n.m, puede perfectamente enfriar con aire mediante el uso de Aeroenfriadores ya que las condiciones ambientales lo permiten, sin embargo también pueden enfriar con agua utilizando torres de enfriamiento o bien Chillers.

La decisión de que tecnología utilizar se toma en base a la disponibilidad de agua o que si están dispuestos a tener un mayor consumo de potencia utilizando Aeroenfriadores o Chillers. De acuerdo a las tablas de comparación del capítulo anterior se puede apreciar que siempre los Chillers tienen un consumo de potencia mayor que las torres de enfriamiento y que los Aeroenfriadores.

Por otro lado, si tenemos una planta ubicada cercana a los 2.000m.s.n.m o a una altura más baja, el enfriar con aire se va haciendo cada vez más difícil, es por esto que se debe tomar una decisión entre Chillers o Torres de Enfriamiento, sin embargo por lo general son seleccionadas las torres de enfriamiento debido al bajo consumo de potencia que estas tienen en comparación con un Chiller.

Los Chillers a diferencia de los Aeroenfriadores y Torres de Enfriamiento no se ven afectados por las condiciones climáticas y pueden ser utilizados en plantas ubicadas a nivel de mar como en alturas considerables.

Finalmente, se puede trabajar con una configuración que mezcle más de una tecnología o teniendo una de respaldo en caso de que una falle. Por ejemplo los Aeroenfriadores podrían

ser utilizados en las horas más frías del día, mientras que en las horas restantes el sistema se enfría con agua de torres de enfriamiento y tener un Chiller de respaldo en caso de emergencia.

Actualmente el recurso hídrico o huella hídrica es de suma importancia al momento de llevar los proyectos a aprobación ambiental, es por esto que se debe elegir una configuración de enfriamiento que tenga el menor impacto posible en el consumo de agua de la zona de la instalación de la faena.

Capítulo 5

Conclusiones

- Para realizar el balance de energía y masa se utilizaron datos de temperatura y humedad relativa a tres alturas sobre el nivel del mar.
- Se utilizaron tres cartas psicrométricas diferentes, una para cada altura sobre el nivel del mar.
- Para el diseño de las aeroenfriadores se debe utilizar la peor condición ambiental; Temperatura de bulbo seco mayor.
- Para el diseño de las torres de enfriamiento, la temperatura de bulbo húmedo se debe obtener de la peor condición ambiental para la operación de esta; Temperatura máxima y menor Humedad relativa.
- Para el balance de energía se asumió un calor a retirar de 10.000kW y un enfriamiento de 33 a 25°C. Estos valores fueron obtenidos de datos promedio de proyectos reales de los últimos 4 años.
- Se recomienda utilizar Etilenglicol como fluido de enfriamiento en los circuitos de agua cerrados, para evitar congelamiento y rotura de las cañerías.
- Para dimensionar las torres de enfriamiento se utilizó un criterio de diseño que dice que la temperatura de salida del agua es tres grados más que la temperatura de bulbo húmedo ($T_S = T_{BH} + 3^\circ C$) y que el delta de temperatura entre la entrada y la salida del agua es de 8°C.

- Para la selección de los Aeroenfriadores se utiliza un programa computacional que arroja una capacidad máxima por equipo de acuerdo a las condiciones operacionales ingresadas (Flujos, Temperaturas, etc). La capacidad total (10.000kW) dividida por la capacidad máxima del equipo, nos entrega el número de unidades necesarias.
- Para la selección de Torres de Enfriamiento y Chillers el comprador es quien decide la cantidad de equipos a utilizar, pero por lo general se compra un equipo que opere con el 100% de la capacidad y otro en stand by.
- Los valores del m^3 y kWh utilizados para la evaluación económica fueron obtenidos de proyectos desarrollados el 2012 y son para este documento en particular. Si se requiere realizar una nueva comparación se deben actualizar ambos valores.
- La comparación económica para este tipo de proyectos se debe realizar cada vez que se necesite un sistema de molienda nuevo o haya una ampliación a la misma planta, ya que el sistema de enfriamiento se debe comprar si o si y se debe elegir la mejor tecnología de acuerdo a la realidad ambiental y recursos hídricos disponibles.
- A 1.700 y 3.200m.s.n.m la tecnología más viable económicamente son las torres de enfriamiento, sin embargo el consumo de energía y agua es mayor que los Aeroenfriadores.
- A 4.000m.s.n.m la tecnología más viable económicamente son los Aeroenfriadores.

Anexo A - Fundamentos teóricos

Conceptos básicos:

Sistema: Cualquier masa de material o parte de equipo especificados arbitrariamente. Un sistema se define rodeándolo con una frontera. Un sistema cerrado por el cual no hay transferencia de masa se denomina sistema cerrado o sistema sin flujo, en contraposición a un sistema abierto o sistema con flujo, en el cuál se permite el intercambio de masa. Toda masa o equipos externos al sistema definido se designan como **entorno**. Al resolver un problema se debe definir claramente el sistema y su entorno.

Propiedad: Es una característica de una materia la cual se puede medir, como volumen, presión, temperatura etc, o que se puede calcular

Propiedad extensiva (variable, parámetro): Es aquella cuyo valor depende de la cantidad de material y es aditiva, por ejemplo el volumen y la masa son propiedades extensivas.

Propiedad intensiva (variable, parámetro): Es aquella cuyo valor no es aditivo y no varía con la cantidad de material, ejemplo temperatura, presión, densidad.

Estado: Es el conjunto de propiedades de los materiales en un momento dado. El estado de un sistema no depende de la forma o la configuración del sistema sino sólo de sus propiedades intensivas como la temperatura, la presión y la composición.

Dos propiedades son **independientes** una de la otra, si existe por lo menos una variable de estado del sistema en la que una propiedad varíe y la otra se mantenga fija

Proceso Adiabático: Proceso en que no hay intercambio de calor, el sistema está aislado. También puede considerarse como adiabático el proceso, si Q (calor transferido) es muy pequeño o cuando el proceso ocurre con tal rapidez que no hay tiempo de transferir calor

Capacidad calorífica: Se definen las capacidades caloríficas para:

1. Volumen constante (C_v):

$$\frac{d\hat{U}}{dT}$$

2. Presión constante (C_p):

$$\frac{d\hat{H}}{dT}$$

También se utiliza el término calor específico para indicar la capacidad calorífica expresada con base a la unidad de masa.

Para rangos no demasiado amplios de temperatura se puede considerar a las capacidades caloríficas como independientes de la temperatura. Para líquidos y sólidos C_v y C_p se pueden considerar prácticamente iguales. Para los gases ideales $C_p = C_v + R$.

Con objeto de dar un significado físico a la capacidad calorífica, se puede pensar que representa la cantidad de energía necesaria para elevar en un grado la temperatura de la unidad de masa de una sustancia.

Si consideramos la dependencia de la capacidad calorífica a presión constante C_p , con la temperatura y teniendo en cuenta que casi todas las ecuaciones para C_p de sólidos y líquidos son empíricas, se expresa mediante una serie de potencias, con constantes a , b , c , d , etc. por ejemplo:

$$C_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

Tipos de Energía:

Trabajo (W): Es una forma de energía que representa una transferencia entre el sistema y el entorno. El trabajo no puede almacenarse. Es positivo si se efectúa sobre el sistema, el trabajo hecho por el sistema es negativo.

Calor (Q): Se define como la parte del flujo total de energía que cruza a través de la frontera de un sistema debido a una diferencia de temperatura entre el sistema y el entorno. El calor es positivo cuando es transferido al sistema, este puede ser transferido por conducción, convección y radiación.

Para evaluar cuantitativamente la transferencia de calor, se puede utilizar una fórmula empírica:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T$$

Donde:

\dot{Q} = Velocidad de transferencia de calor.

A = Área de transferencia.

U = Coeficiente de transferencia de calor.

ΔT = Diferencia de temperatura entre el sistema y el entorno.

Energía cinética (Ec): Es la energía que tiene el sistema asociada a su velocidad relativa al entorno en reposo.

$$Ec = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

Donde:

Ec = Energía cinética

m = Masa

v = Velocidad

Energía potencial (P): Es la energía que posee el sistema debido a la fuerza ejercida sobre su masa por un campo gravitacional o electromagnético con respecto a un plano de referencia

$$P = m \cdot g \cdot h$$

Dónde:

h = Distancia al plano de referencia, medida a partir del centro de masa del sistema.

m = masa del sistema.

g = Aceleración de gravedad

Energía interna (U): Es la medida macroscópica de la energía molecular, atómica, y subatómica, lo cual sigue reglas microscópicas definidas para los sistemas dinámicos. La energía interna se mide indirectamente a través de la medición de otras variables, tales como presión, volumen, temperatura y composición. La energía interna se calcula como en relativa a un estado de referencia, pero no en forma absoluta

Entalpía: Se expresa como:

$$H = U + P \cdot V$$

Dónde:

U = Energía interna

P = Presión.

V = Volumen.

Al igual que en el caso de la energía interna, la entalpía no tiene un valor absoluto, sólo se miden los cambios de entalpía. Para determinar la entalpía se considera un estado de referencia:

- Estado inicial del sistema: $\Delta H = H_1 - H_{ref}$
- Estado final del sistema: $\Delta H = H_2 - H_{ref}$

Cambio neto de entalpía del sistema al pasar del estado inicial al estado final:

$$\Delta H = (H_2 - H_{ref}) - (H_1 - H_{ref}) = H_2 - H_1$$

Se sabe que del primer principio de la termodinámica:

$$\Delta U = Q - W$$

Siendo Q el calor absorbido y W el trabajo realizado,

$$W = P \cdot \Delta V$$

Si consideramos un proceso a presión constante tenemos:

$$\Delta H = \Delta U + P \cdot \Delta V$$

En este caso ΔH corresponde al calor absorbido por el sistema, luego

$$\Delta H = Q_p$$

Si el proceso se verifica a volumen constante $\Delta V = 0$, luego:

$$Q_v = \Delta U = \Delta H$$

La entalpía es una función de estado y sólo depende de los estados inicial y final y no del camino recorrido.

Ecuación general del balance de energía

La ecuación general del balance de energía se expresa de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} & \text{Acumulación de energía} = \text{Transferencia de energía} - \text{Transferencia de} \\ & \text{energía} \\ & \text{Dentro del sistema} \quad \text{a través de la frontera} \quad \text{fuera de la frontera} \\ & \quad \quad \quad \text{del sistema} \quad \quad \quad \text{del sistema} \\ & + \text{Energía generada dentro} - \text{energía consumida dentro} \\ & \quad \text{del sistema} \quad \quad \quad \text{del sistema} \end{aligned}$$

Esta ecuación puede ser aplicada a un equipo individual o a toda una planta, como también se pueden introducir algunas simplificaciones:

1. No hay acumulación de energía dentro del sistema.
2. No hay generación de energía dentro del sistema.
3. No se consume energía dentro del sistema.

Por lo tanto, la ecuación se reduce a.

$$\text{Transferencia de energía a través} = \text{Transferencia de energía fuera} \\ \text{de la frontera del sistema} \quad \quad \quad \text{de la frontera del sistema}$$

Balances de energía para sistemas cerrados:

Se dice que un sistema es abierto o cerrado dependiendo que exista o no transferencia de masa a través de la frontera del sistema durante el período de tiempo en que ocurre el balance de energía. Por definición un proceso intermitente es un proceso cerrado y los procesos semiintermitente y continuo son sistemas abiertos.

Una ecuación integral de balance de energía puede desarrollarse para un sistema cerrado entre dos instantes de tiempo:

Energía neta transferida = energía final del sistema – energía inicial del sistema.

Energía inicial del sistema = $U_i + Ec_i + Ep_i$

Energía final del sistema = $U_f + Ec_f + Ep_f$

Donde:

U = energía interna.

Ec = energía cinética.

Ep = energía potencial.

Energía transferida:

$$\Delta E_t = Q + W = E_{t2} - E_{t1}$$

Los subíndices se refieren a los estados inicial y final:

$$(U_f - U_i) + (Ec_f - Ec_i) + (Ep_f - Ep_i) = Q + W$$

$$\Delta U + \Delta Ec + \Delta Ep = Q + W$$

$$\Delta E = Q + W$$

Donde ΔE representa la acumulación de energía en el sistema asociada a la masa y está compuesta por: energía interna, energía cinética y energía potencial. La energía transportada a través de la frontera del sistema puede transferirse de dos modos: como calor (Q) y/o como trabajo (W). Si:

$$\Delta E = 0 \Rightarrow Q = -W$$

Esta última ecuación es la forma básica de la primera ley de la termodinámica.

Balance de energía para sistemas abiertos en régimen estacionario

Por definición en un sistema abierto se observa la transferencia de materia a través de sus fronteras cuando ocurre un proceso. Debe realizarse trabajo sobre el sistema para que exista una transferencia de materia hacia él y la masa que sale del sistema realiza trabajo sobre los alrededores (entorno). Ambos términos de trabajo deben incluirse en la ecuación de balance de energía.

En la ecuación de balance de energía para un sistema abierto debemos incluir la energía asociada a la masa que entra y sale del sistema, con lo cual se tiene:

$$\Delta E = E_{t_2} - E_{t_1} = Q + W - \Delta[H + K + P]$$

Δ significa lo que entra menos lo que sale del sistema.

Si consideramos régimen estacionario: E entrada = E salida; $\Delta E = 0$, no hay acumulación de energía por lo que tenemos:

$$Q + W = \Delta[H + K + P]$$

Si se considera que no hay variación de energía potencial ni de energía cinética y que $W = 0$ se tiene:

$$Q = \Delta H = \Delta H_{\text{Productos}} - \Delta H_{\text{Reactivos}}$$

Anexo B – Memorias de Cálculo

Memoria de Cálculo Intercambiadores de Placa:

El diseño de los intercambiadores de placas se realiza mediante un software de cálculo desarrollado por Alfa Laval. Como una forma de explicar la metodología de cálculo de este software, se detalla en este documento los pasos efectuados por este software para determinar el tamaño de los equipos. Se realizará un sólo diseño ya que se entiende que el resto se hace de la misma manera. Se tomará el intercambiador de placas del sistema de enfriamiento a 1.700m.s.n.m con Torres de Enfriamiento:

Parámetros de diseño

Se conoce el calor a extraer de los molinos, que son los 10.000kW, por lo tanto el flujo total de Agua caliente (F_1), se obtiene de un simple balance de Energía:

$$Q = m \cdot Cp \cdot \Delta T$$

$$\text{Capacidad Térmica} = 10.000kW$$

$$T^\circ \text{ entrada} = 33^\circ C$$

$$T^\circ \text{ salida} = 25^\circ C$$

$$\text{Calor específico} = 4,18 \frac{kJ}{k^\circ C}$$

$$\text{Densidad} = 1.067 \frac{k}{m^3}$$

Se sabe que:

$$Q = m \cdot Cp \cdot \Delta T$$

Reemplazando:

$$10.000KW * 3600 = F_1 \cdot 1.067 \frac{k}{m^3} \cdot 4,18 \frac{kJ}{k^{\circ}C} \cdot (33 - 25)^{\circ}C$$

$$F_1 = 1.008,96 \frac{m^3}{h}$$

Asumiendo que todo el calor es transferido al agua de enfriamiento, podemos obtener la temperatura de salida T₂.

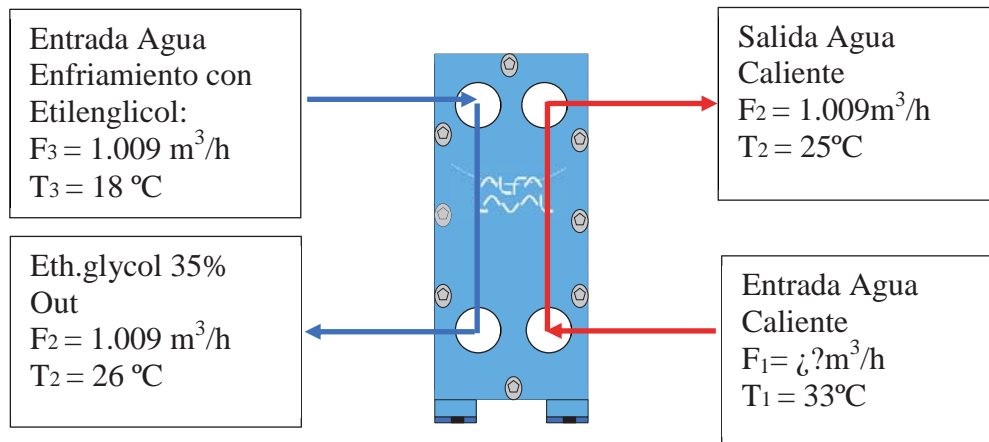
$$Q_1 = Q_2 = 10.000kW$$

$$T_4 = \frac{F_1 \cdot (T_1 - T_2)}{F_4} + T_3$$

Reemplazando:

$$T_4 = \frac{1009 \frac{m^3}{h} \cdot (33 - 25)^{\circ}C}{1009 \frac{m^3}{h}} + 18^{\circ}C$$

$$T_4 = 26^{\circ}C$$



Con el balance de calor listo se procede a la determinación del área de transferencia de calor.

Cálculo del área de transferencia

La siguiente expresión es utilizada para determinar el área de transferencia de calor.

$$Q = k \cdot A \cdot LMTD$$

Dónde:

Q: Calor Total Transferido, kW

k: Coeficiente Global de Transferencia de Calor, $\frac{W}{(m^2 \cdot ^\circ C)}$

A: Área de transferencia de calor, m^2

LMTD: Diferencia media logarítmica de temperatura, $^\circ C$.

Cálculo Coeficiente Global de Transferencia de Calor:

La siguiente expresión se utiliza para determinar el coeficiente global de transferencia de calor “limpio”.

$$\frac{1}{k_{Limpio}} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \left(\frac{\delta}{\tau}\right)$$

Dónde:

α_1 : Coeficiente de película lado caliente

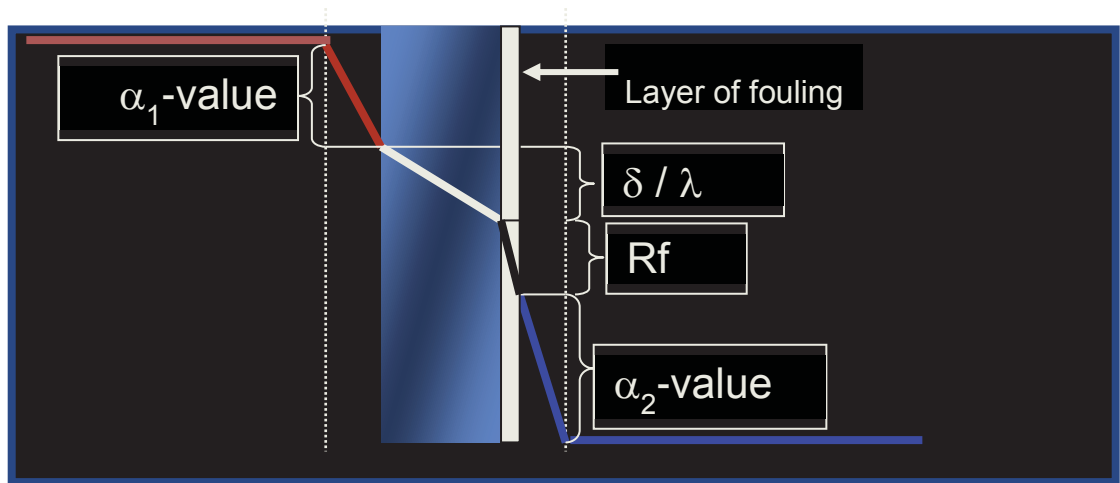
α_2 : Coeficiente de película lado frío

δ : Espesor de las placas (0,5mm)

τ : Conductividad térmica material de las placas (No se pueden entregar valores por políticas de la empresa)

En el mundo real los intercambiadores sufren de ensuciamiento, por lo tanto se requiere un factor de sobre diseño, que en el caso de Intercambiadores de tubo y carcasa se denomina

“factor de ensuciamiento” y para intercambiadores de Placas se denomina “Margen de servicio”.



R_f introduce una resistencia extra a la transferencia de calor. El margen de servicio se determina de la siguiente forma.

$$\text{Margin (\%)} = 100 \cdot \frac{k_{\text{Limpio}} - k_{\text{Servicio}}}{k_{\text{Servicio}}}$$

Los coeficientes de película se determinan con la siguiente expresión que relaciona los números de Nusselt, Prandtl y Reynolds.

$$Nu \cdot Pr^{-\gamma} = B \cdot Re^n$$

B y n dependen de la geometría de la placa y del número de Reynolds, mientras que γ depende del número de Prandtl. Estos parámetros son establecidos en pruebas de laboratorios para cada tipo de placa.

Los números de Nusselt, Prandtl y Reynolds, se determinan con las siguientes expresiones.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{\tau}; Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\tau}; Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu}$$

Dónde:

α : Coeficiente de película, $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

τ : Conductividad térmica del fluido, $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

D_h : Diámetro Hidráulico de la placa, m

μ : Viscosidad dinámica, Pa · s

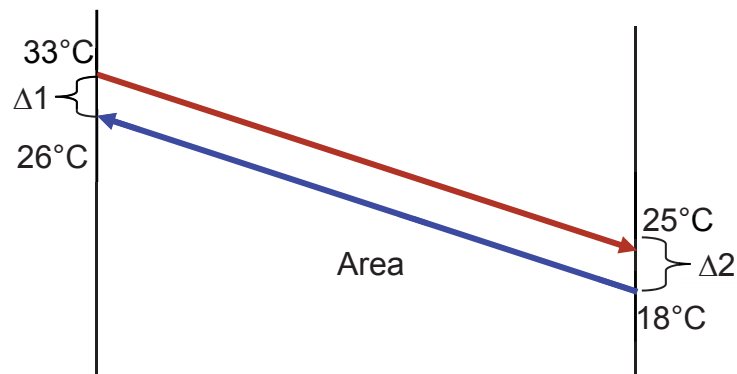
C_p : Calor específico del fluido, $\frac{J}{k \cdot ^\circ C}$

G : Flujo másico en cada canal, $\frac{k}{m^2 \cdot s}$

Cálculo diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD)

El LMTD se obtiene de la siguiente formula:

$$LMTD = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln\left(\frac{\Delta_1}{\Delta_2}\right)} = 7^\circ C$$



Con los valores de k (Coeficiente global de transferencia de calor) y LMTD (diferencia media logarítmica de temperatura), estamos en condiciones de determinar el área de transferencia de calor mediante la siguiente expresión.

$$A = \frac{Q}{k \cdot LMTD}$$

Tomando el valor de k limpio determinado en el software Alfa Laval, tenemos lo siguiente.

$k_{Limpio} = 4802 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ y un margen de servicio de 10% (Software no entrega cálculo para obtención de los valores de k)

$$10\% = 100 \cdot \frac{4802 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} - k_{Servicio}}{k_{Servicio}}$$

$$k_{Servicio} = 4365 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Considerando que, $Q = 10000 \text{ KW}$ y $LMTD = 7 \text{ }^\circ C$

$$A = \frac{10000 \cdot 1000}{4635 \cdot 7} = 308,21 m^2$$

Cálculo Número de Placas

Para determinar el número de placas se necesita saber el área de cada placa. En este caso el modelo TS35P seleccionado por el Software Alfa Laval, tiene la siguiente área unitaria.

$$A_{Por\ Placa} = 1,3 m^2$$

Por lo tanto:

$$N^{\circ} Placas = \frac{\text{Área Total Transferencia de calor}}{\text{Área unitaria de Placa}}$$

Reemplazando:

$$N^{\circ} Placas = \frac{308,21}{1,3} = 237,08 \approx 238 \text{ placas efectivas.}$$

Para el número total de placas se suman 2 placas, debido a que la primera placa y la última no transfieren calor.

Finalmente:

$$N^{\circ} \text{Placas Totales} = 240$$

Cálculo de Pérdida de Carga

La pérdida de carga en el intercambiador de placas se determina mediante la siguiente expresión.

$$\Delta P = \frac{G^2}{2 \cdot \rho} \cdot \left(\frac{4 \cdot f \cdot L}{D_h} + n \right)$$

ρ : Densidad del fluido, $\frac{k}{m^3}$ (1048 para Etilenglicol y 994,8 para el agua)

L : Largo de la placa, m.

n : Factor relacionado con la caída de presión en la entrada y salida del intercambiador

f : Factor de fricción que depende del número de Reynolds

$$\Delta P_{\text{Lado Caliente}} = 98,51 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_{\text{Lado frío}} = 93,11 \text{ kPa}$$

Memoria de Cálculo Aeroenfriadores:

El diseño de los Aeroenfriadores se realiza mediante un software de cálculo desarrollado por Alfa Laval. Como una forma de explicar la metodología de cálculo de este software, se detalla en este documento los pasos efectuados por este software para determinar el tamaño de los equipos. Se realizará un sólo diseño ya que se entiende que el resto se hace de la misma manera. Se tomará el Aeroenfriador del sistema de enfriamiento a 1.700m.s.n.m:

Parámetros de diseño

Se conoce el calor a extraer de los molinos, que son los 10.000kW, por lo tanto el flujo total de Agua caliente (F_1), se obtiene de un simple balance de Energía:

Se sabe que:

$$Q = m \cdot Cp \cdot \Delta T$$

$$\text{Capacidad Térmica} = 10.000kW$$

$$T^\circ \text{ entrada agua} = 33^\circ C$$

$$T^\circ \text{ salida agua} = 25^\circ C$$

$$\text{Calor específico} = 3,7 \frac{kJ}{k^\circ C}$$

$$\text{Densidad} = 1.039 \frac{k}{m^3}$$

Reemplazando:

$$10.000KW * 3600 = F_1 \cdot 1.039 \frac{k}{m^3} \cdot 3,7 \frac{kJ}{k^\circ C} \cdot (33 - 25)^\circ C$$

$$F_1 = 1.170,56 \frac{m^3}{h}$$

La capacidad térmica del equipo (kW) la entrega la diferencia de temperatura entre la salida del agua que se desea enfriar y la temperatura del aire. Sabiendo esto, el programa de diseño

de Alfa Laval entrega el flujo de aire del equipo y por ende se puede saber la temperatura de salida del aire:

$$\text{Capacidad Térmica} = 625\text{kW}$$

$$T^{\circ} \text{ entrada aire} = 22,2^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Flujo Aire} = 428300 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\text{Calor específico} = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{k}^{\circ}\text{C}}$$

$$\text{Densidad} = 1,1964 \frac{\text{k}}{\text{m}^3}$$

Reemplazando:

$$625\text{kW} * 3600 = 428300 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 1,1964 \frac{\text{k}}{\text{m}^3} \cdot 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{k}^{\circ}\text{C}} \cdot (T_{\text{Salida Aire}} - 22,2)^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{Salida Aire}} = 26,6^{\circ}\text{C}$$

Cálculo del área de transferencia

La siguiente expresión es utilizada para determinar el área de transferencia de calor.

$$Q = k \cdot A \cdot LMTD$$

Dónde:

Q : Calor Total Transferido, kW

k : Coeficiente Global de Transferencia de Calor, $\frac{\text{W}}{(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})}$

A : Área de transferencia de calor, m^2

$LMTD$: Diferencia media logarítmica de temperatura, $^{\circ}\text{C}$.

En este caso en particular como ya se conoce cuál es la capacidad del equipo, se conoce el área, por lo tanto se va a utilizar la fórmula para determinar el Coeficiente Global de Transferencia de Calor:

Se tiene que:

$$k = \frac{Q}{A \cdot LMTD}$$

Se sabe que:

$$Q = 625kW$$

$$A = 4721m^2$$

$$LMTD = 4,03^{\circ}C$$

Reemplazando:

$$k = \frac{625kW \cdot 1000}{4721m^2 \cdot 4,03^{\circ}C}$$

$$k = 36,31 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Cálculo Coeficiente Global de Transferencia de Calor:

De todos modos, el valor del coeficiente global de transferencia de calor se puede determinar mediante la siguiente fórmula, sin embargo los valores de los coeficientes de película son parte del software de Alfa Laval y no pueden ser entregados:

$$\frac{1}{k_{Limpio}} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \left(\frac{\delta}{\tau}\right)$$

Dónde:

α_1 : *Coeficiente de película lado caliente*

α_2 : *Coeficiente de película lado frío*

δ : *Espesor de las placas (0,5mm)*

τ : *Conductividad térmica material de las placas* (No se pueden entregar valores por políticas de la empresa)

Los coeficientes de película se determinan con la siguiente expresión que relaciona los números de Nusselt, Prandtl y Reynolds.

$$Nu \cdot Pr^{-\gamma} = B \cdot Re^n$$

B y n dependen de la geometría del equipo y del número de Reynolds, mientras que γ depende del número de Prandtl. Estos parámetros son establecidos en pruebas de laboratorios para cada tipo equipo.

Los números de Nusselt, Prandtl y Reynolds, se determinan con las siguientes expresiones.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{\tau}; Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\tau}; Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu}$$

Dónde:

α : Coeficiente de película, $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

τ : Conductividad térmica del fluido, $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

D_h : Diámetro Hidráulico de la placa, m

μ : Viscosidad dinámica, $Pa \cdot s$

c_p : Calor específico del fluido, $\frac{J}{k \cdot ^\circ C}$

G : Flujo másico en cada canal, $\frac{k}{m^2 \cdot s}$

Memoria de Cálculo Torres de Enfriamiento y Chiller:

Para el diseño de las Torres de Enfriamiento se pidió ayuda a la empresa Tecnofiber y para los Chiller se contactó a la empresa Johnson Controls. Las memorias de cálculo forman parte integral del “Know How” de cada compañía y es por esto que no comparten sus memorias de cálculo con sus respectivos clientes. El entregar información a terceros pone en riesgo la confidencialidad de los parámetros de diseño de equipos de cada empresa.

Anexo C - Hojas de Datos Equipos

Hoja de datos de diseño de Aeroenfriadores a 1.700m.s.n.m:

Operating Mode Glycol/Water	Unit type Alfa V	Model VDD6SE1009.1DD60 SK C4 CBP	
Type of calculation	Design		
Required Capacity	625.00 kW	Margin	1.0 %
Calculated capacity	631.51 kW		
Altitude(a.s.l.)	1700 m		
Dimensions***			
Length	11130 mm	Drv weight (approx. +/-	5662 kg
Height	2500 mm		
Depth	2280 mm		
Packing	Container skid	Shipping Volume	73.20 m ³
Thermal Data			
Air Temperature	22.2 °C / 27.6 °C		
Fluid	Eth.glycol 30.0 %	Fluid temperature in/out	33.0 °C / 25.0 °C
Fluid flow rate	73.0 m ³ /h	Pressure drop	61.3 kPa
Freezing point	-15.8 °C		
-			
Fan data (³)			
ErP 2015	Yes		
Air flow:	428300 m ³ /h	Number of fans/Motor	18
Air Throw		Fan diameter	1000.0mm
Rotation speed	830 rpm	Voltage	400V
Total Nominal Power	30720 W	Phase	3ph
Total Nominal current(²)	47.2 A	Connection	D
Sound Pressure Level (10.0	66dB(A)	Sound Power Level	99dB(A)
Coil data			
Tube Material	Copper	Fin Material	F-Coat
Fin Spacing	2.1 mm	Number of Circuits	2x48
Surface	4721.0 m ²	Internal Volume	804.9 l
Connections (In-Out)	2xDN80 - 2xDN80	Connection Side	Same
Distributor Diameter	mm		
Frame and casework			
Case material	HDG C4-H		
Coil Frame Material	HDG C4-H		
Cover	Yes		

Hoja de datos de diseño de Intercambiadores de Calor de Placas para Aeroenfriadores a 1.700m.s.n.m:

Technical Specification

Customer : PUCV
Model : T35-PFG
Project: : Tesis Francisco Saldias
Item : Intercambiador Torre de Enfriamiento a 1700msnm Date: 07-06-15

		Hot Side	Cold side
Fluid		30.0% Eth.glycol	Water
Density	kg/m ³	1041	996.9
Specific heat capacity	kJ/(kg*K)	3.74	4.19
Thermal conductivity	W/(m*K)	0.489	0.606
Viscosity inlet	cP	1.54	1.05
Viscosity outlet	cP	1.90	0.883
Volume flow rate	m ³ /h	1167.0	1167.0
Inlet temperature	°C	33.0	18.2
Outlet temperature	°C	25.1	25.6
Pressure drop	kPa	99.4	90.6
Heat exchanged	kW	10000	
L.M.T.D.	K	7.1	
O.H.T.C clean conditions	W/(m ² *K)	4083	
O.H.T.C service	W/(m ² *K)	3711	
Heat transfer area	m ²	376.3	
Fouling resistance * 10000	m ² *K/W	0.24	
Duty margin	%	10.0	
Rel. directions of fluids		Countercurrent	
Number of plates		197	
Effective plates		195	
Number of passes		1	1
Extension capacity			19
Plate material / thickness		ALLOY 304 / 0.50 mm	
Sealing material		EPDMC CLIPGRIP EPDMC	
CLIPGRIP			
Connection material		Stainless steel	Stainless steel
Connection diameter		See drawing	See drawing
Nozzle orientation		S1 -> S2	S4 <- S3
Pressure vessel code		ASME	
Flange rating		ASME 150#	
Design pressure	bar	5.0	5.0
Test pressure	bar	6.5	6.5
Design temperature	°C	35.0	30.0
Overall length x width x height	mm	2126 x 1174 x 2815	
Liquid volume	dm ³	715.12	715.12
Net weight, empty / operating	kg	5390 / 6820	
Packed weight (OCEAN LYING)	kg	6260	
Internal volume	m ³	11.2	
length x width x height	mm	3100 x 1400 x 2575	

Hoja de datos de diseño de Aeroenfriadores a 3.200m.s.n.m:

Operating Mode	Unit type	Model	
Glycol/Water	Alfa V	VDDS1009.1CD96 SK C4	
Type of calculation	Design		
Required Capacity	667.00 kW	Margin	7.9 %
Calculated capacity	719.51 kW		
Altitude(a.s.l.)	3000 m		
Dimensions***			
Length	12440 mm	Dry weight (approx. +/-	5054 kg
Height	2500 mm		
Depth	2280 mm		
Packing	Container skid	Shipping Volume	73.20 m ³
Thermal Data			
Air Temperature	21.5 °C / 27.3 °C		
Fluid	Eth.glycol 30.0 %	Fluid temperature in/out	33.0 °C / 25.0 °C
Fluid flow rate	83.2 m ³ /h	Pressure drop	51.6 kPa
Freezing point	-15.8 °C		
-			
Fan data			
ErP 2015	Yes		
Air flow:	529300 m ³ /h	Number of fans/Motor	18
Air Throw		Fan diameter	1000.0mm
Rotation speed	820 rpm	Voltage	400V
Total Nominal Power	48600 W	Phase	3ph
Total Nominal current ⁽²⁾	97.2 A	Connection	D
FLC	116.6A		
Sound Pressure Level (10.0	67dB(A)	Sound Power Level	100dB(A)
Coil data			
Tube Material	Copper	Fin Material	F-Coat
Fin Spacing	2.1 mm	Number of Circuits	2x96
Surface	5667.3 m ²	Internal Volume	513.9 l
Connections (In-Out)	2xDN65 - 2xDN65	Connection Side	Same
Distributor Diameter	mm		
Frame and casework			
Case material	HDG C4-H		
Coil Frame Material	HDG C4-H		
Cover	Yes		

Hoja de datos de diseño de Intercambiadores de Calor de Placas para Aeroenfriadores a 3.200m.s.n.m:

Technical Specification

Customer : EIQ - PUCV
Model : TS35-PFG
Project: : Tesis Francisco Saldias
Item : Intercambiador Torre de Enfriamiento a 3200msnm Date: 07-06-15

		Hot Side	Cold side
Fluid		30.0% Eth.glycol	Water
Density	kg/m ³	1041	997.0
Specific heat capacity	kJ/(kg*K)	3.74	4.19
Thermal conductivity	W/(m*K)	0.489	0.605
Viscosity inlet	cP	1.54	1.06
Viscosity outlet	cP	1.90	0.889
Volume flow rate	m ³ /h	1167.0	1167.0
Inlet temperature	°C	33.0	17.9
Outlet temperature	°C	25.1	25.3
Pressure drop	kPa	99.4	93.8
Heat exchanged	kW	10000	
L.M.T.D.	K	7.4	
O.H.T.C clean conditions	W/(m ² *K)	4823	
O.H.T.C service	W/(m ² *K)	4384	
Heat transfer area	m ²	305.5	
Fouling resistance * 10000	m ² *K/W	0.21	
Duty margin	%	10.0	
Rel. directions of fluids		Countercurrent	
Number of plates		237	
Effective plates		235	
Number of passes		1	1
Extension capacity			36
Plate material / thickness		ALLOY 304 / 0.50 mm	
Sealing material		NBRP CLIPGRIP	NBRP
CLIPGRIP			
Connection material		Stainless steel	Stainless steel
Connection diameter		See drawing	See drawing
Nozzle orientation		S1 -> S2	S4 <- S3
Pressure vessel code		ASME	
Flange rating		ASME 150#	
Design pressure	bar	5.0	5.0
Test pressure	bar	6.5	6.5
Design temperature	°C	35.0	30.0
Overall length x width x height	mm	2726 x 1174 x 2375	
Liquid volume	dm ³	580.62	580.62
Net weight, empty / operating	kg	4540 / 5690	
Packed weight (SKID LYING)	kg	4820	
Internal volume	m ³	10.8	
length x width x height	mm	3100 x 1400 x 2485	

Hoja de datos de diseño de Aeroenfriadores a 4.000m.s.n.m:

Operating Mode	Unit type	Model	
Glycol/Water	Alfa V	VDDS1008.1DD120 C4	
Type of calculation	Design		
Required Capacity	833.00 kW	Margin	2.7 %
Calculated capacity	855.38 kW		
Altitude(a.s.l.)	4000 m		
Dimensions***			
Length	11130 mm	Dry weight (approx. +/-	4945 kg
Height	2500 mm		
Depth	2280 mm		
Packing	No Packing	Shipping Volume	65.80 m ³
Thermal Data			
Air Temperature	20.0 °C / 28.1 °C		
Fluid	Eth.glycol 30.0 %	Fluid temperature in/out	33.0 °C / 25.0 °C
Fluid flow rate	98.9 m ³ /h	Pressure drop	41.0 kPa
Freezing point	-15.8 °C		
-			
Fan data			
ErP 2015	Yes		
Air flow:	452200 m ³ /h	Number of fans/Motor	16
Air Throw		Fan diameter	1000.0mm
Rotation speed	820 rpm	Voltage	400V
Total Nominal Power	43200 W	Phase	3ph
Total Nominal current ⁽²⁾	86.4 A	Connection	D
FLC	103.7A		
Sound Pressure Level (10.0	66dB(A)	Sound Power Level	99dB(A)
Coil data			
Tube Material	Copper	Fin Material	F-Coat
Fin Spacing	2.1 mm	Number of Circuits	2x120
Surface	6300.4 m ²	Internal Volume	572.0 l
Connections (In-Out)	2xDN80 - 2xDN80	Connection Side	Same
Distributor Diameter	mm		
Frame and casework			
Case material	HDG C4-H		
Coil Frame Material	HDG C4-H		
Cover	Yes		

Hoja de datos de diseño de Intercambiadores de Calor de Placas para Aeroenfriadores a 4.000m.s.n.m:

Technical Specification

Customer : EIQ - PUCV
Model : TS35-PFG
Project: : Tesis Francisco Saldias
Item : Intercambiador Torre de Enfriamiento a 4000msnm Date: 07-06-15

		Hot Side	Cold side
Fluid		30.0% Eth.glycol	Water
Density	kg/m ³	1041	999.7
Specific heat capacity	kJ/(kg*K)	3.74	4.20
Thermal conductivity	W/(m*K)	0.489	0.589
Viscosity inlet	cP	1.54	1.40
Viscosity outlet	cP	1.90	1.15
Volume flow rate	m ³ /h	1167.0	1167.0
Inlet temperature	°C	33.0	7.6
Outlet temperature	°C	25.1	14.9
Pressure drop	kPa	98.7	94.6
Heat exchanged	kW	10000	
L.M.T.D.	K	17.8	
O.H.T.C clean conditions	W/(m ² *K)	3663	
O.H.T.C service	W/(m ² *K)	2676	
Heat transfer area	m ²	210.6	
Fouling resistance * 10000	m ² *K/W	1.0	
Duty margin	%	36.9	
Rel. directions of fluids		Countercurrent	
Number of plates		164	
Effective plates		162	
Number of passes		1	1
Extension capacity			7
Plate material / thickness		ALLOY 304 / 0.50 mm	
Sealing material		NBRB CLIPGRIP NBRB	
CLIPGRIP			
Connection material		Stainless steel	Stainless steel
Connection diameter		See drawing	See drawing
Nozzle orientation		S1 -> S2	S4 <- S3
Pressure vessel code		ASME	
Flange rating		ASME 150#	
Design pressure	bar	5.0	5.0
Test pressure	bar	6.5	6.5
Design temperature	°C	35.0	25.0
Overall length x width x height	mm	2126 x 1174 x 2375	
Liquid volume	dm ³	408.18	403.39
Net weight, empty / operating	kg	3990 / 4790	
Packed weight (OCEAN LYING)	kg	4860	
Internal volume	m ³	11.2	
length x width x height	mm	3100 x 1400 x 2575	

Bibliografía

1. Universidad de Castilla La Mancha, Disponible en: <http://www.uclm.es/users/higueras/yymm/YM1.html>; Internet, última vez ingresado 06 de Junio 2014.
2. COCHILCO. Biolixiviación: Desarrollo actual y sus expectativas; 2009. Disponible en: http://www.cochilco.cl/descargas/estudios/tematico/innovacion/estudio_biolixiviacion.pdf; Internet, última vez ingresado 07 de Junio 2014.
3. Vega, Cesar; Saavedra, Manuel. 1997. Minería del Cobre en Chile.
4. Beckel, Jorge. 2000. El proceso hidrometalúrgico de lixiviación en pilas y el desarrollo de la minería cuprífera en Chile
5. Saldías, Francisco. 2012. Process Technology Division Sales Engineer en Alfa Laval. Proyectos realizados año 2012.
6. Correa, Pablo. 2014. Superintendente Concentradora Laguna Seca, BHP Billiton, Minera Escondida.
7. Santamaría, Germán. 2009. Electrotecnia. EDITEX S.A.
8. Orellana, Roberto. 2010. Memoria; Modelo, Control y Simulador de Planta de Molienda Semiautógena y Molienda Secundaria.
9. Calculation Cover Sheet, Cooling Water System. Proyecto Laguna Seca, BHP Billiton, Minera Escondida.
10. Catálogo Aeroenfriadores Alfa Laval, Solar ZA/ZZ – G. Dry Coolers with Steel Tubing.
11. Tutorial de Torres de Enfriamiento, Fiber Tower LTDA, Ingeniería y Tecnología para la Industria.
12. Chillers, <http://www.ecochillers.com/Que-es-un-Chiller>; Internet, última vez ingresado 15 de Junio 2014
13. Oyanadel, Dario. 2012. Process Technology Division Manager en Alfa Laval. Proyectos realizados año 2012.
14. Castro, Ernesto. 2012. Gerente Comercial Tecnofiber. Proyectos realizados año 2012.