

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

**ESTUDIO COMPARATIVO TÉCNICO ECONÓMICO ENTRE SISTEMA DE  
CONDENSACIÓN POR AGUA Y SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AIRE EN  
PLANTAS DE GENERACIÓN DE CICLOS COMBINADOS**

PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE  
**UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA**  
POR EL BACHILLER  
NÚÑEZ QUEREMEL, REINALDO ALFONSO  
PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
**INGENIERO MECÁNICO**

**CARACAS, 2001**

**DEDICADO  
A  
MIS PADRES**

# AGRADECIMIENTOS

Al Ing. Francisco Pimentel por su constante y dedicada participación, esencial para la realización de este trabajo.

A los tutores Ing. Alberto Fuentes e Ing. Juan Carlos Cobián por la oportuna colaboración prestada.

Al Ing. Julio Rodríguez por su continua supervisión prestada desde el comienzo de la realización del presente trabajo.

A José Manuel Acevedo por su acertada participación y motivación.

A los Ing. José Rafael Ferreira y Angel Agüero por haber hecho posible la realización de este trabajo.

Adicionalmente a todas las personas que de una u otra forma contribuyeron con información de gran valor para la adecuada realización de este trabajo:

Ing. Elias Ray, General Electric International, Inc.

Ing. Frank Ortega, GEA Power Cooling Systems, Inc.

Ing. Brendan Tallon, GEA Power Cooling Systems, Inc.

Ing. Hilario Flores, Hudson Products Corporation

Ing. Luis Vargas, Oficina Técnica Leo C.A.

Ing. Dattatray Mahajan, Psychometric Systems, Inc

Finalmente, agradezco a todas esas personas que siendo familiares o amigos participaron indirectamente y de manera muy especial en la realización de este trabajo.

# RESUMEN

Núñez Queremel, Reinaldo Alfonso

## ESTUDIO COMPARATIVO TÉCNICO-ECONÓMICO ENTRE SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AGUA Y SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AIRE EN PLANTAS DE GENERACIÓN DE CICLOS COMBINADOS

Tutor académico: Ing. Prof. Alberto Fuentes

Tutor industrial: Ing. Juan Carlos Cobián

Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica, 1999, 222p.

### **1. Centrales Energéticas**

### **2. Ciclos Combinados**

### **3. Condensadores**

Se realizó un análisis de los componentes y variables que rigen los sistemas de enfriamiento evaporativo (condensador de superficie - torre de enfriamiento húmeda) y enfriamiento seco directo (condensador enfriado por aire). Se evaluaron para el caso particular de una planta de generación basada en las condiciones de diseño del proyecto El Sitio, en actual desarrollo por La Electricidad de Caracas, el cual prevé tres ciclos combinados 2x1 de tres niveles de presión con recalentamiento. Las condiciones atmosféricas consideradas fueron las correspondientes a este proyecto.

Mediante una evaluación económica a lo largo de la vida de la planta, para cada uno de los casos, se comprobaron los beneficios tanto técnicos como económicos del sistema de enfriamiento evaporativo sobre el seco directo. Los resultados evidenciaron que la utilización del sistema evaporativo permite que la planta goce de una mayor capacidad instalada y de un costo de inversión menor, lo que se ve reflejado directamente en una mejor rentabilidad del negocio. Aun así el enfriamiento seco en algunos casos reportó resultados que comprueban que es una solución factible económicamente, ya que cumple con los requerimientos de retorno de la inversión, y adicionalmente que es la opción más adecuada desde el punto de vista ambiental.

# INDICE

---

<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
<b>Capítulo 1 PRINCIPALES CONFIGURACIONES Y COMPONENTES DE UN CICLO COMBINADO.....</b>	<b>3</b>
<b>1.1 GENERALIDADES DEL CICLO COMBINADO.....</b>	<b>3</b>
<b>1.2 CONFIGURACIONES DE CICLOS COMBINADOS DISPONIBLES.....</b>	<b>5</b>
1.2.1 EJE ÚNICO Y EJES MÚLTIPLES.....	5
1.2.2 NIVELES DE PRESIÓN Y UTILIZACIÓN DEL RECALENTAMIENTO.....	8
1.2.2.1 Una presión sin recalentamiento.....	9
1.2.2.2 Múltiples presiones sin recalentamiento.....	10
1.2.2.3 Tres presiones con recalentamiento.....	10
<b>1.3 PRINCIPALES EQUIPOS QUE COMPONEN UN CICLO COMBINADO.....</b>	<b>11</b>
1.3.1 TURBINA A GAS.....	11
1.3.1.1 Factores que afectan su funcionamiento.....	11
1.3.1.2 Turbinas a gas de tecnología avanzada.....	13
1.3.1.3 Sistema de enfriamiento de la turbina a gas.....	14
1.3.2 GENERADOR DE VAPOR DE CALOR RESIDUAL.....	14
1.3.2.1 GVCR de circulación natural y forzada.....	14
1.3.2.2 Generadores de vapor de calor residual con y sin combustión suplementaria y sobrecargados.....	16
1.3.3 TURBINA A VAPOR.....	18
1.3.3.1 Condiciones del vapor para ciclos sin recalentamiento.....	18
1.3.3.2 Condiciones del vapor para ciclos con recalentamiento.....	19
1.3.3.3 Arreglo de ejes múltiples sin recalentamiento.....	20
1.3.3.4 Arreglo de eje único sin recalentamiento.....	21
1.3.3.5 Arreglo de ejes múltiples con recalentamiento.....	22
1.3.3.6 Arreglo de eje único con recalentamiento.....	23
1.3.3.7 Selección de la dimensión de la descarga.....	24
1.3.4 SISTEMAS DE RECHAZO DE CALOR.....	26
1.3.4.1 Sistema de enfriamiento abierto.....	26
1.3.4.2 Sistema de enfriamiento evaporativo.....	27

1.3.4.3 Sistema de enfriamiento seco directo .....	29
1.3.4.4 Sistema de enfriamiento paralelo .....	30
1.3.4.5 Sistema de enfriamiento seco indirecto o Sistema Heller .....	32
<b>Capítulo 2 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO .....</b>	<b>35</b>
<b>2.1 CONDENSADOR DE SUPERFICIE .....</b>	<b>35</b>
2.1.1 ARREGLOS Y CONFIGURACIONES .....	37
2.1.2 CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DE CONDENSADORES DE SUPERFICIE .....	41
<b>2.2 TORRES DE ENFRIAMIENTO .....</b>	<b>47</b>
2.2.1 COMPONENTES PRINCIPALES DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO .....	51
2.2.2 PARÁMETROS QUE AFECTAN EL DISEÑO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO .....	52
2.2.2.1 Calor rechazado, rango, aproximación y temperatura de bulbo húmedo .....	53
2.2.2.2 Acondicionamiento del agua .....	56
2.2.2.3 Disposición de las torres de enfriamiento .....	58
2.2.2.4 Formación de nieblas .....	60
<b>Capítulo 3 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SECO DIRECTO .....</b>	<b>61</b>
<b>3.1 CONFIGURACIONES Y COMPONENTES DE LOS CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE .....</b>	<b>63</b>
3.1.1 BANCO DE TUBOS .....	66
3.1.2 DUCTO DE VAPOR PRINCIPAL .....	68
<b>3.2 OTROS FACTORES QUE AFECTAN LA OPERACIÓN Y EL DISEÑO DE CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE .....</b>	<b>70</b>
3.2.1 GASES NO CONDENSABLES .....	70
3.2.2 FLUJO DE AIRE A TRAVÉS DEL CONDENSADOR TIPO A .....	72
3.2.3 CORROSIÓN, EROSIÓN Y ENSUCIAMIENTO .....	73
3.2.4 GENERACIÓN DE RUIDO .....	74
<b>3.3 CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DE CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE HORIZONTALES .....</b>	<b>76</b>
<b>Capítulo 4 CONSIDERACIONES PARA EL ANÁLISIS FINANCIERO .....</b>	<b>83</b>
<b>4.1 INGRESOS POR VENTA DE ENERGÍA ELÉCTRICA .....</b>	<b>84</b>
<b>4.2 COSTOS DE INVERSIÓN .....</b>	<b>85</b>
4.2.1 COSTOS DIRECTOS DE INVERSIÓN .....	85
4.2.2 COSTOS INDIRECTOS DE INVERSIÓN .....	86
<b>4.3 COSTOS ANUALES .....</b>	<b>87</b>
4.3.1 COSTOS POR COMBUSTIBLE .....	87
4.3.2 COSTOS VARIABLES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO .....	88

---

4.3.3 COSTOS FIJOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO .....	88
<b>4.4 GASTOS ANUALES .....</b>	<b>89</b>
4.4.1 GASTOS POR SEGURO .....	89
4.4.2 GASTOS DE FINANCIAMIENTO .....	89
4.4.3 GASTOS DE DEPRECIACIÓN .....	91
4.4.4 GASTOS POR IMPUESTOS MUNICIPALES .....	92
<b>4.5 FLUJO DE EFECTIVO ANUAL .....</b>	<b>92</b>
<b>4.6 CRITERIOS DECISORIOS.....</b>	<b>94</b>
4.6.1 VALOR PRESENTE NETO.....	96
4.6.2 TASA DE RETORNO.....	98
4.6.3 COSTO ESPECÍFICO DE LA ENERGÍA GENERADA.....	99
4.6.4 PRECIO MÍNIMO DE VENTA DE ENERGÍA .....	99
<b>Capítulo 5 DESCRIPCIÓN Y EVALUACIÓN GENERAL DE LA PLANTA DE CICLO COMBINADO.....</b>	<b>100</b>
<b>5.1 CONDICIONES DE DISEÑO .....</b>	<b>100</b>
5.1.1 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LA PLANTA .....	100
5.1.2 CONDICIONES AMBIENTALES .....	101
5.1.3 CARACTERÍSTICAS DEL COMBUSTIBLE .....	101
5.1.4 DISPONIBILIDAD DE AGUA EN LA ZONA.....	102
<b>5.2 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA DE CICLOS COMBINADOS .....</b>	<b>102</b>
5.2.1 TURBINA A GAS.....	103
5.2.2 TURBINA A VAPOR .....	103
5.2.3 GENERADOR DE VAPOR DE CALOR RESIDUAL.....	107
5.2.4 DESCRIPCIÓN DE OTROS SUBSISTEMAS PERTENECIENTES A LA PLANTA .....	110
5.2.4.1 Sistema de tratamiento y suministro de agua industrial.....	110
5.2.4.2 Sistema de tratamiento de efluentes .....	111
5.2.4.3 Sistema de enfriamiento cerrado auxiliar .....	112
<b>5.3 DESEMPEÑO GENERAL DEL CICLO COMBINADO .....</b>	<b>113</b>
5.3.1 TURBINA A VAPOR .....	115
5.3.2 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO .....	116
5.3.3 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SECO DIRECTO .....	118
<b>5.4 COSTOS Y POTENCIA DE LOS AUXILIARES ASOCIADOS A LA PLANTA DE GENERACIÓN.....</b>	<b>119</b>
5.4.1 COSTOS DE INVERSIÓN Y POTENCIAS ASOCIADAS A LA PLANTA SIN INCLUIR EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.....	119
5.4.1.1 Costos directos de inversión .....	119

5.4.1.2 Costos indirectos de inversión .....	120
5.4.1.3 Potencia de los auxiliares .....	120
5.4.2 COSTOS DIRECTOS Y POTENCIAS ASOCIADAS AL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO .....	121
5.4.2.1 Sistema de enfriamiento evaporativo .....	121
5.4.2.2 Sistema de enfriamiento seco directo .....	125
5.4.3 COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO ASOCIADOS A LA PLANTA .....	127
<b>Capítulo 6 ANÁLISIS TÉCNICO ECONÓMICO DE LA TURBINA A VAPOR .....</b>	<b>131</b>
<b>6.1 ANÁLISIS TÉCNICO .....</b>	<b>131</b>
<b>6.2 DETERMINACIÓN DE CASOS ÓPTIMOS .....</b>	<b>135</b>
<b>Capítulo 7 ANÁLISIS TÉCNICO ECONÓMICO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO .....</b>	<b>139</b>
<b>7.1 TORRE DE ENFRIAMIENTO .....</b>	<b>139</b>
<b>7.2 CONDENSADOR DE SUPERFICIE .....</b>	<b>143</b>
7.2.1 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO .....	147
<b>7.3 SISTEMA DE CIRCULACIÓN DE AGUA .....</b>	<b>151</b>
7.3.1 PÉRDIDAS EN LA TUBERÍA Y POTENCIA DE LA BOMBA DE CIRCULACIÓN .....	151
7.3.2 COSTO DE LAS TUBERÍAS Y BOMBAS DE AGUA DE CIRCULACIÓN .....	162
<b>7.4 DETERMINACIÓN DEL CASO ÓPTIMO .....</b>	<b>167</b>
<b>Capítulo 8 ANÁLISIS TÉCNICO ECONÓMICO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SECO DIRECTO .....</b>	<b>175</b>
<b>8.1 CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE HORIZONTAL .....</b>	<b>176</b>
8.1.1 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO .....	182
8.1.2 DETERMINACIÓN DEL CASO ÓPTIMO .....	188
<b>8.2 CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE TIPO A .....</b>	<b>193</b>
8.2.1 DETERMINACIÓN DEL CASO ÓPTIMO .....	196
<b>Capítulo 9 COMPARACIÓN TÉCNICO ECONÓMICA ENTRE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO Y SECO DIRECTO .....</b>	<b>199</b>
<b>9.1 GENERALIDADES .....</b>	<b>199</b>
<b>9.2 EVALUACIONES FINANCIERAS Y ESTUDIOS DE SENSIBILIDAD .....</b>	<b>200</b>
9.2.1 COMPARACIÓN DE CASOS ÓPTIMOS .....	200
9.2.2 ESTUDIOS COMPLEMENTARIOS .....	205
9.2.2.1 Máxima capacidad instalada para el sistema seco .....	205
9.2.3 Influencia de la caída de presión a través del ducto de vapor principal .....	211
<b>ANÁLISIS DE RESULTADOS .....</b>	<b>215</b>

<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>218</b>
<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>220</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>221</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>223</b>

# *INTRODUCCIÓN*

---

Dentro del proceso de expansión del Sistema Eléctrico Venezolano, se ha considerado la instalación de nuevas plantas de generación tanto hidroeléctricas como termoeléctricas, con la finalidad de satisfacer la creciente demanda de energía.

Los ciclos combinados son la opción más eficiente para la generación de potencia. Esta alta eficiencia energética y la iniciativa mundial para un ambiente más limpio son características que han impulsado este tipo de tecnología.

En los últimos años se ha podido apreciar un significativo avance tecnológico en el desarrollo de condensadores enfriados por aire para plantas de generación eléctrica. Esto aunado a la probabilidad de requerir instalar plantas de generación en áreas que no cuenten con cuerpos de agua cercanos, ha conllevado a que actualmente los ciclos combinados con condensadores enfriados por aire sean una opción cada vez más competitiva ante los ciclos combinados con sistemas de enfriamiento por agua.

Por otro lado, en Venezuela nunca se ha instalado una planta de generación del tipo ciclo combinado, por lo que el presente trabajo ayudará a complementar los estudios realizados hasta ahora para promover e impulsar el desarrollo de este tipo de tecnología en nuestro país.

De manera de realizar una comparación entre el enfriamiento por agua y el enfriamiento por aire que ofrezca resultados útiles, de acuerdo a las actuales tendencias en nuestro país de instalación de ciclos combinados, nos basaremos en las condiciones de diseño generales del proyecto de la planta El Sitio el cual está siendo desarrollado por La Electricidad de Caracas.

De acuerdo a lo anterior, la planta de generación que se evaluará tendrá tres módulos de ciclo combinado. Cada uno será de aproximadamente 450MW y estará compuesto por dos turbinas a gas de tecnología avanzada, dos generadores de vapor de calor residual y una turbina a vapor, es decir un arreglo 2x1. El ciclo a vapor será de tres niveles de presión con recalentamiento y no quemará combustible adicional.

Todos los parámetros de diseño, como las condiciones atmosféricas, calidad y disponibilidad de agua, combustible a utilizar, etc., serán las mismas consideradas para las del proyecto de la planta El Sitio.

La comparación entre los sistemas de enfriamiento se realizará evaluando tres casos principales. Un caso corresponderá a la planta utilizando enfriamiento por agua, el cual se optimizará con respecto a la presión de descarga de la turbina a vapor, a la aproximación y al rango. Se definirán dos casos de enfriamiento por aire que dependerán del tipo de condensador utilizado y serán optimizados con respecto a la presión de descarga.

A través de una evaluación del flujo de caja que sufre la planta para cada caso estudiado, se calculará el valor presente neto, la tasa de retorno, el costo específico de la energía generada y el precio mínimo de venta de energía. Estos parámetros serán los criterios decisivos que utilizaremos para hallar los casos óptimos para cada tipo de enfriamiento y luego para compararlos entre ellos.

## *Capítulo 1*

# ***PRINCIPALES CONFIGURACIONES Y COMPONENTES DE UN CICLO COMBINADO***

---

### **1.1 GENERALIDADES DEL CICLO COMBINADO**

Una turbina a gas típica operando en ciclo simple convierte entre 30 y 40% de la energía introducida a través del combustible en trabajo aprovechable en el eje. Toda la energía sobrante, menos un 1 o 2%, está disponible en forma de calor en la descarga.

La combinación del Ciclo Brayton y del Ciclo Rankine se complementan para formar un ciclo combinado eficiente. El Ciclo Brayton tiene fuentes de alta temperatura y rechaza calor a una temperatura que es convenientemente usada como una fuente de energía para el Ciclo Rankine. Los ciclos combinados han logrado tener una amplia aplicación comercial debido a las siguientes razones generales.

- Logran alcanzar altas eficiencias térmicas mediante la aplicación de dos ciclos termodinámicos que se complementan.
- La temperatura a la cual el Ciclo Brayton rechaza calor es tal que puede aprovecharse de una manera simple y eficiente.
- Utiliza dos fluidos de trabajo (agua y aire) con una alta disposición, son económicos y no son tóxicos.

Un ciclo combinado generalmente está compuesto por una o más turbinas a gas con generadores de vapor de calor residual (GVCR) en sus descargas, que suplen vapor a una turbina a vapor, a un proceso específico o la combinación de ambos, como se muestra en la figura 1.1.

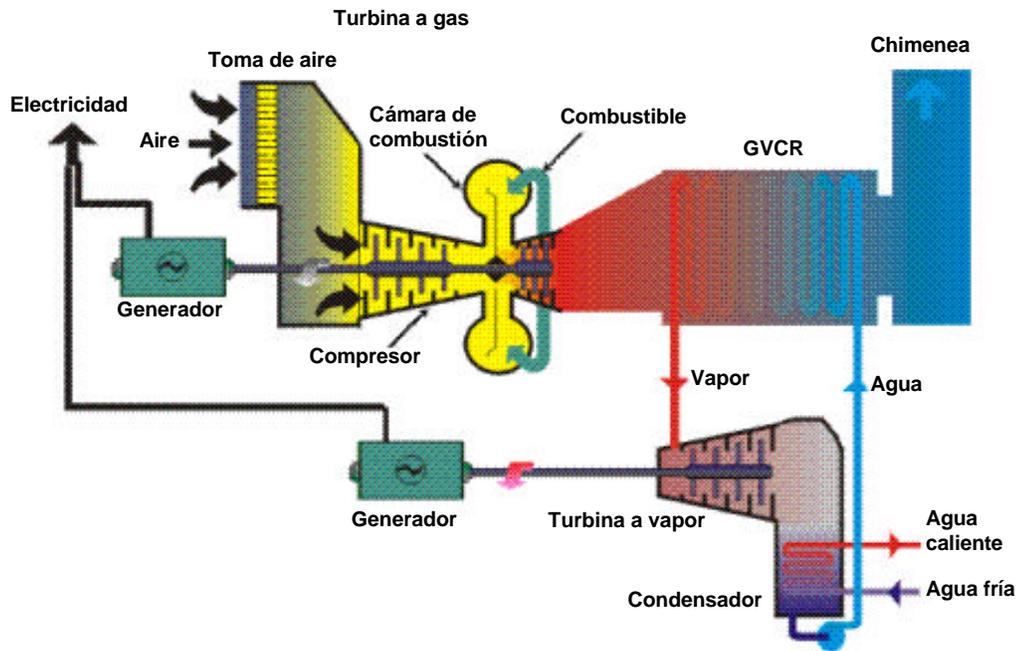


Figura 1.1: Diagrama de componentes del ciclo combinado

Los ciclos combinados proveen gran flexibilidad mediante características que incluyen entre las más importantes:

- *Alta eficiencia térmica:* La eficiencia térmica de un ciclo combinado es más alta que la correspondiente a cualquier otra planta de generación de potencia convencional.
- *Bajo costo de instalación:* Los equipos que componen un ciclo combinado son prediseñados y empacados en fábrica de manera de minimizar el costo y el tiempo de instalación. Debido a lo anterior, estos equipos son más costosos que los que componen una planta a vapor convencional, sin embargo, el costo de instalación es mucho menor.

- *Flexibilidad en la utilización de combustibles:* Los ciclos combinados operan eficientemente quemando una gran variedad de combustible, desde gas natural hasta combustibles residuales.
- *Flexibilidad en el ciclo de servicio:* Los ciclos combinados proveen gran flexibilidad en su operación tanto para servicios de cargas base como para servicios de cargas media con arranque diario. También, proveen una operación eficiente a cargas parciales, particularmente para sistemas con múltiples turbinas a gas.

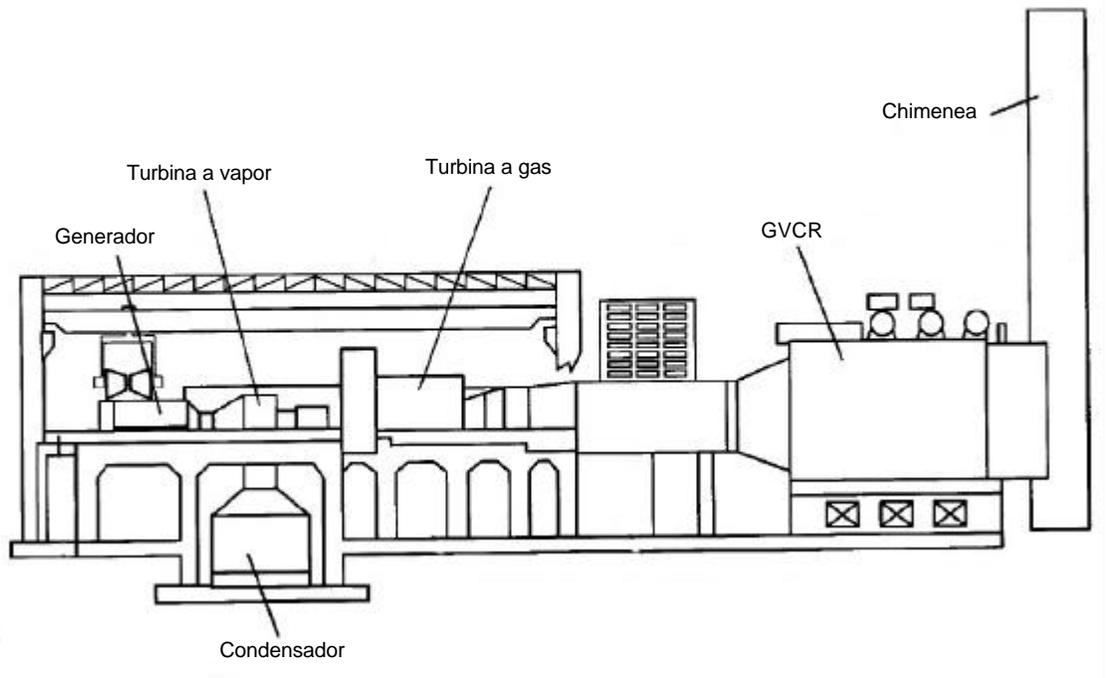
## **1.2 CONFIGURACIONES DE CICLOS COMBINADOS DISPONIBLES**

Las plantas de ciclos combinados se ofrecen en distintas configuraciones, las cuales dependerán de las características específicas de los equipos principales que lo componen. Estas configuraciones son diseñadas para satisfacer esquemas operacionales o de generación exigidas por el cliente.

### **1.2.1 EJE ÚNICO Y EJES MÚLTIPLES**

Los ciclos combinados pueden ser configurados como eje único (single shaft) o como ejes múltiples (multi shaft).

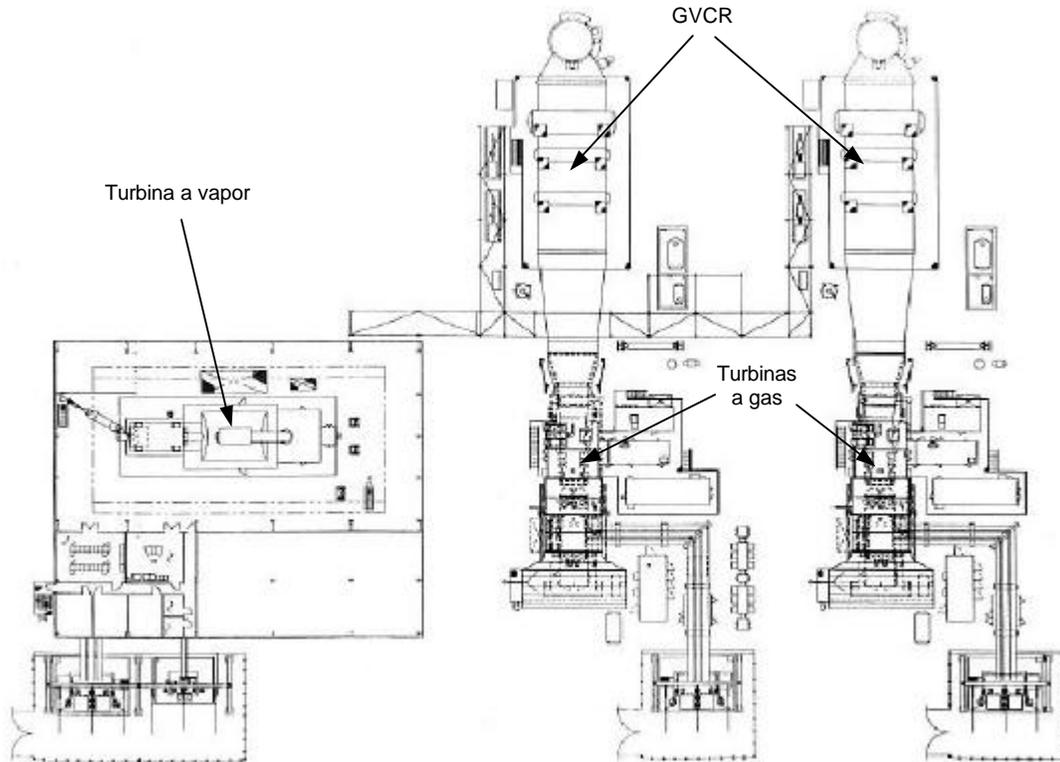
El ciclo combinado configurado como de eje único es un sistema que va a consistir de una turbina a gas, una turbina a vapor, un generador eléctrico y un GVCR. La turbina a gas y la turbina a vapor van a estar acopladas al mismo generador eléctrico formando un arreglo compacto sobre un solo eje, como se muestra en la figura 1.2. Las ventajas logradas por los sistemas de eje único son su simplicidad e independencia de operación y mantenimiento, lo cual trae como consecuencia altos niveles de confiabilidad y disponibilidad.



**Figura 1.2: Ejemplo de un ciclo combinado con arreglo de eje único (vista lateral)**

El ciclo combinado configurado como de ejes múltiples es un sistema que consiste de uno o más arreglos turbina a gas - generador - GVCR, los cuales suplen vapor a través de un colector común hacia un arreglo turbina a vapor – generador, dispuesto en un eje separado al de la(s) turbina(s) a gas. En la figura 1.3 se muestra en conjunto dos turbinas a gas, dos GVCR y una turbina a vapor, dispuestos en ejes separados. Este arreglo puede ser arrancado rápidamente, generando aproximadamente dos tercios de la capacidad total de la planta, típicamente en menos de 60 minutos.

Los costos de instalación son aproximadamente los mismos para los dos tipos de configuraciones; sin embargo, existen factores que pueden influenciar a una aplicación específica. El tamaño físico de las unidades, el arreglo para su construcción y el grado de preensamblaje que se haga en fabrica, son algunos de los parámetros que influyen en los costos de instalación de estos sistemas.



**Figura 1.3: Ejemplo de un ciclo combinado con arreglo de múltiples ejes (vista de planta)**

La mayor cantidad de tuberías y válvulas de vapor, así como de generadores, transformadores, conexiones eléctricas, equipos de control y protección, incrementan los costos de los sistemas de múltiples ejes.

La configuración de múltiples ejes es la aplicada con mayor frecuencia en las instalaciones secuenciales o por fases, en las cuales las turbinas a gas son instaladas y operadas con prioridad a la instalación del ciclo de vapor, y en donde además es deseado operarlas independientemente del sistema de vapor. El arreglo de eje único se ha perfilado como la configuración preferida para construcciones de una sola fase, donde las turbinas a gas y de vapor se instalan y se operan comercialmente de forma simultánea; y donde además sean requeridas aplicaciones de generación de potencia de carga base y carga media.

En los arreglos de eje único existen dos alternativas para la disposición del generador eléctrico en el conjunto. En el primer arreglo, el generador eléctrico se ubica entre la turbina de vapor y la turbina a gas. Esto permite instalar una turbina de vapor con una descarga axial o lateral que a su vez evitaría colocar las máquinas sobre un pedestal elevado, como ocurriría si la descarga del vapor al condensador fuera vertical o hacia abajo. Sin embargo, el uso de una descarga axial del vapor, pudiera conllevar a un mayor requerimiento de espacio disponible, debido a la mayor longitud del arreglo.

Para el segundo tipo de arreglo, se ubica el generador eléctrico en el extremo del conjunto. Debido a que la turbina de vapor se dispone entre la turbina a gas y el generador eléctrico, se requiere una descarga vertical hacia el condensador. Esto implica que deben colocarse la turbina a gas, la turbina de vapor y el generador sobre un pedestal elevado, como se muestra en la figura 1.2. En cambio, para el arreglo de múltiples ejes con una turbina de vapor con descarga vertical o hacia abajo, solamente habrá que instalar la turbina de vapor y el generador eléctrico sobre un pedestal elevado.

### **1.2.2 NIVELES DE PRESIÓN Y UTILIZACIÓN DEL RECALENTAMIENTO**

Las configuraciones y arreglos de los ciclos combinados, especialmente del lado del ciclo de vapor, pueden ser muy variadas de manera que pueden satisfacer un gran rango de combustibles, costos de combustibles, ciclos de servicio y otras consideraciones económicas. Esto permite la selección de un ciclo de vapor para cada aplicación que se amolde a requerimientos económicos y operacionales específicos.

Las configuraciones de eje único y eje múltiple pueden constar de ciclos de vapor con o sin recalentamiento. Los sistemas con ciclos de vapor sin recalentamiento constan de turbinas a gas que tienen temperaturas de descarga de aproximadamente 538°C (1.000°F), mientras que los ciclos de vapor con recalentamiento constan de turbinas a gas que tienen temperaturas de descarga de aproximadamente 593°C (1.100°F).

La utilización de un ciclo de vapor con recalentamiento en un ciclo combinado es de gran conveniencia, ya que el recalentamiento tiene todos los atributos que lo hacen atractivo para una planta de vapor convencional: aumento de la potencia generada, incremento de la eficiencia y reducción del calor rechazado con respecto al calor introducido por el combustible. El ciclo de vapor con recalentamiento beneficia el desempeño termodinámico entregándole calor al vapor a una temperatura promedio mayor que el ciclo sin recalentamiento, y además reduciendo las pérdidas de humedad en la sección de baja presión. Una sección de expansión de baja presión más seca reduce la erosión en las últimas etapas de la turbina. La ganancia que se obtiene de un ciclo de vapor con recalentamiento se refleja en una generación de potencia mayor para una misma cantidad de calor entregado al GVCR. Reduciendo el calor rechazado por el condensador reduce el tamaño del sistema de enfriamiento utilizado y la cantidad de agua de enfriamiento requerido.

Los ciclos a vapor mayormente utilizados son los de una presión sin recalentamiento, múltiples presiones sin recalentamiento y tres presiones con recalentamiento.

### **1.2.2.1 Una presión sin recalentamiento**

Este ciclo a vapor tiene un GVCR sin combustión suplementaria con un sobrecalentador, evaporador y economizador de tubos aletados. La energía se recupera de la descarga del gas por transferencia de calor por convección. Este es el ciclo a vapor más simple que se puede aplicar en un ciclo combinado y se ha usado ampliamente.

Este ciclo aunque no produce la más alta eficiencia térmica entre los ciclos combinados exige un costo de instalación bajo. Es una sana elección económica cuando el costo del combustible es bajo, cuando es aplicado para satisfacer cargas pico o cuando se utiliza un combustible generador de cenizas con alto contenido de azufre. Este ciclo a vapor se utiliza principalmente con turbinas a gas que tienen una temperatura de descarga de aproximadamente 538°C (1.000°F) o menos operando a carga base. La temperatura del gas en la chimenea de los GVCR con este ciclo a vapor es de aproximadamente 171°C (340°F).

### **1.2.2.2 Múltiples presiones sin recalentamiento**

El ciclo a vapor con dos o tres niveles de presión logra una mejor eficiencia que los sistemas de presión simple pero el costo de instalación es más alto. Esta es la elección más económica cuando el costo del combustible es alto o cuando el ciclo de servicio requiere un factor de capacidad alto. Este ciclo es similar al ciclo de presión simple con la adición de la sección de baja presión y presión intermedia. La mejora en el desempeño de la planta con múltiples presiones en el ciclo a vapor es el resultado de la instalación de una superficie de transferencia de calor adicional en el GVCR. La temperatura del gas en la chimenea está en el rango entre 93°C (200°F) y 127°C (260°F).

### **1.2.2.3 Tres presiones con recalentamiento**

Para este ciclo de vapor con recalentamiento se utilizan las turbinas a gas de tecnología F y H, las cuales proveen la más alta temperatura de descarga, alcanzando los 593°C (1.100°F), de manera de poder suministrar suficiente energía al GVCR para hacer el ciclo a vapor con recalentamiento prácticamente posible. La figura 5.3 en el capítulo #5 sección 5.2.3 muestra el esquema que representa este ciclo a vapor.

Ciclos de vapor de uno o dos niveles de presión sin recalentamiento y ciclos de vapor con dos niveles de presión con recalentamiento también están disponibles en el mercado actual.

## **1.3 PRINCIPALES EQUIPOS QUE COMPONEN UN CICLO COMBINADO**

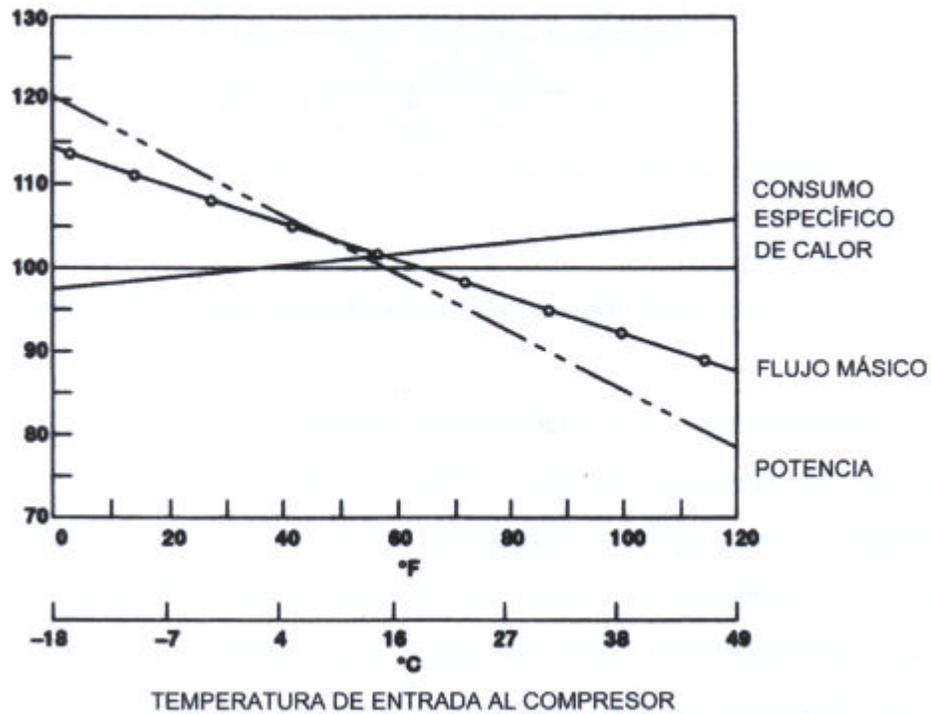
### **1.3.1 TURBINA A GAS**

Las turbinas a gas utilizadas para plantas de ciclo combinado tienen características que singularmente favorecen a este tipo de aplicación. El desarrollo en el mejoramiento de la eficiencia térmica de los ciclos combinados se debe primordialmente al incremento de la temperatura de descarga de la turbina a gas, lo cual es el resultado del desarrollo de materiales de alta resistencia a altas temperaturas, revestimientos resistentes a altos grados de corrosión y mejoramientos en la tecnología del enfriamiento de los componentes de la turbina.

#### **1.3.1.1 Factores que afectan su funcionamiento**

Debido a que las turbinas a gas son máquinas que aspiran aire a condiciones ambientales, su funcionamiento cambia con cualquier factor que afecte el flujo másico de aire que entra al compresor. Dado que las condiciones ambientales varían de un día para otro, es conveniente considerar algunas condiciones de referencia con propósitos comparativos. Las condiciones de referencia usadas en la industria de las turbinas a gas son 15°C (59°F), 101,3kPa (14,7psia) y 60% de humedad relativa; las cuales son establecidas por la International Standards Organization (ISO). En la figura 1.4 se muestra como los cambios en la temperatura ambiente afectan la potencia neta, el consumo específico de calor, el consumo de combustible y el flujo de gases en la descarga en una turbina de combustión.

Los cambios ocasionados por una variación en la altitud o en la presión barométrica son menos pronunciados. Con un aumento en la altitud se produce una disminución en la densidad del aire, lo cual reduce el flujo másico de aire que entra al compresor y por ende la potencia neta. El consumo específico de calor y otros parámetros del ciclo no se ven afectados por tales cambios.



**Figura 1.4:** Variación del desempeño de las turbinas a gas en función de la temperatura del aire de entrada al compresor

De forma similar, debido a que el aire húmedo tiene una menor densidad que el aire seco, la humedad relativa tendrá una influencia sobre la potencia neta y el consumo específico de calor. En el pasado, estos efectos eran muy pequeños como para ser considerados; sin embargo con el incremento de las capacidades de las turbinas a gas y el uso de la inyección de vapor o agua para el control de las emisiones de los elementos NO<sub>x</sub>, esta variable ha tomado una mayor importancia.

Con la inserción de filtros de aire y silenciadores en la entrada del compresor, y el uso de generadores de vapor de calor residual en la descarga de las turbinas a gas, se producen caídas de presión en el sistema. Estos sistemas van a disminuir en un pequeño porcentaje la potencia, la eficiencia y la temperatura de los gases de escape.

### 1.3.1.2 Turbinas a gas de tecnología avanzada

Actualmente en el mercado mundial, las turbinas a gas que se ofrecen para grandes aplicaciones de generación de potencia son las denominadas turbinas a gas de tecnología avanzada, las cuales son unidades que operan con temperaturas a la salida de la cámara de combustión entre 1.200 y 1.430°C (2.200 y 2.600°F) y que poseen una capacidad de generación mayor a 150MW. Estas turbinas a gas son clasificadas como las series F, G y H, dependiendo del valor de la temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión y del método de enfriamiento de los álabes empleado.

El desarrollo comercial de los ciclos combinados y el mejoramiento de la eficiencia ha avanzado en paralelo con los avances tecnológicos de las turbinas a gas. Por ejemplo, los sistemas de ciclos combinados ofrecidos por General Electric que utilizan las turbinas a gas MS 7001FA y MS 9001FA logran eficiencias térmicas netas de 53% o mayores. Los ciclos combinados que utilizan turbinas a gas tipo H logran alcanzar eficiencias térmicas netas de 58% y hasta 60%. Estas turbinas tienen una temperatura de entrada de aproximadamente 1.288°C (2.400°F) y 1.426°C (2.600°F) respectivamente.

El rango de temperatura de descarga de las turbinas a gas de tecnología avanzada se encuentra entre 538°C (1.000°F) y 593°C (1.100°F), valores que se adecuan a ciclos combinados eficientes ya que permiten que la transferencia de calor de descarga del gas hacia el ciclo a vapor ocurra a una mínima diferencia de temperatura.

Actualmente se puede lograr un bajo costo y corto tiempo de instalación debido a que los componentes se empacan en la fabrica de manera modular y las pequeñas partes se envían en contenedores. Adicionalmente, se logra un bajo costo de mantenimiento debido a la alta calidad de fabricación y a un diseño que permite un acceso conveniente para la inspección de partes y componentes claves sin tener que desmantelar el equipo.

### **1.3.1.3 Sistema de enfriamiento de la turbina a gas**

Las actuales turbinas a gas de tecnología avanzada están configuradas con un sistema de enfriamiento abierto para la zona de paso de los gases calientes en la turbina, mediante aire que provee el compresor.

Las turbinas a gas tipo H pueden ser configuradas tanto con un sistema de enfriamiento abierto por aire o con un sistema de enfriamiento cerrado utilizando vapor. El cambio en estrategia hacia que el sistema de enfriamiento cerrado utilizando vapor nos permita alcanzar temperaturas de entrada más altas sin incrementar la temperatura de combustión. Esto permite mantener los niveles de NOx bajos aunque se haya aumentado la temperatura de entrada de la turbina. Un importante beneficio que se obtiene con este sistema de enfriamiento es la eliminación de la necesidad de tener aire para enfriamiento. Esto causa una mejora en dos puntos porcentuales en la eficiencia térmica del ciclo combinado.

## **1.3.2 GENERADOR DE VAPOR DE CALOR RESIDUAL**

La mayoría de los GVCR que se utilizan para aplicaciones de generación de potencia no queman combustible adicional, además están caracterizados por ser de construcción modular con evaporadores de circulación natural o forzada y con tubos aletados en las superficies de transferencia de calor. El GVCR y sus auxiliares son diseñados para satisfacer requerimientos operacionales específicos del ciclo combinado.

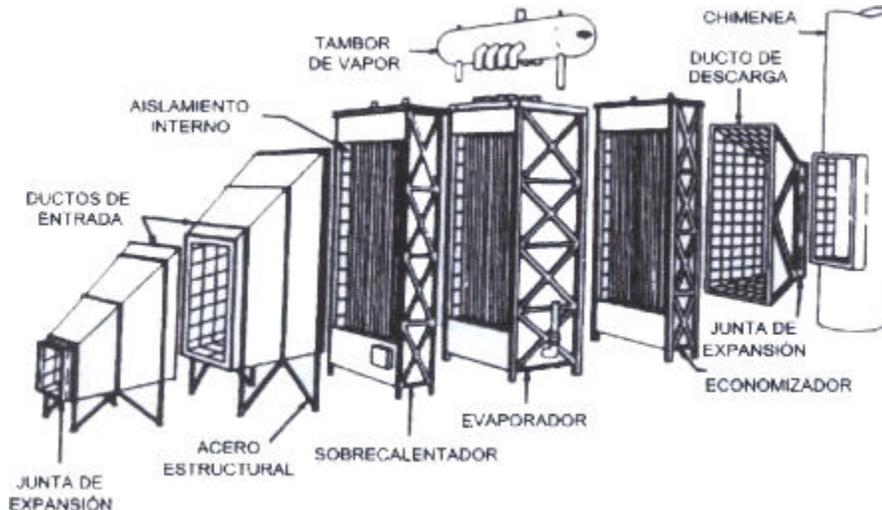
### **1.3.2.1 GVCR de circulación natural y forzada**

Los GVCR de circulación forzada están caracterizados por un flujo vertical de los gases y tubos horizontales, además de utilizar una bomba para hacer circular la mezcla agua - vapor dentro de dichos tubos. Los GVCR de circulación natural típicamente consisten de un arreglo de tubos verticales y un flujo horizontal de los gases. La circulación a través del evaporador de un GVCR de circulación natural es mantenida por la diferencia de densidad que

existe entre el agua fría que entra al tambor superior y la mezcla caliente agua - vapor que circula por los tubos.

Los costos de operación de los GVCR de circulación forzada son mayores que los de circulación natural, debido al consumo de potencia de las bombas de circulación de la sección del evaporador. Debido a que los GVCR de circulación natural no emplean este tipo de bombas, tanto los costos de mantenimiento de las bombas como los de los motores son eliminados.

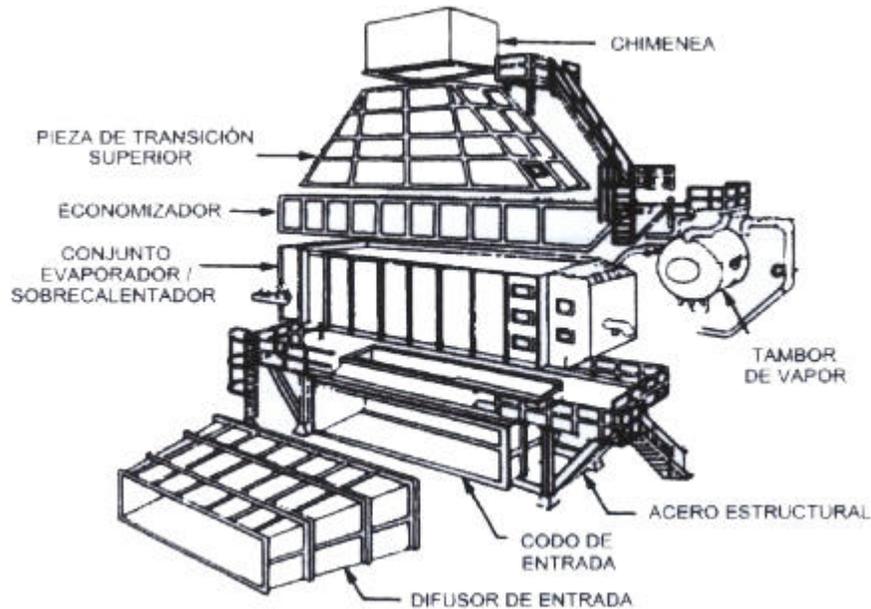
Debido al arreglo vertical de los GVCR de circulación forzada, el área requerida para la disposición del sistema es menor. En la medida en que el número de niveles de presiones aumente, la altura del GVCR se incrementara para una unidad de circulación forzada mientras que los requerimientos de espacio para un GVCR de circulación natural crecerán significativamente. En lugares donde el espacio disponible es limitado, los GVCR de circulación forzada son la opción más conveniente. Donde existan restricciones sobre la altura, los GVCR de circulación natural ofrecen una alternativa factible.



**Figura 1.5: Generador de vapor de calor residual modular horizontal de circulación natural de un nivel de presión sin recalentamiento**

En la figura 1.5 puede visualizarse la construcción modular de un GVCR de circulación natural, donde además se observa la mayor superficie requerida en comparación

con un GVCR de circulación forzada como el mostrado en la figura 1.6. En la figura 1.8 se pueden visualizar los GVCR horizontales de circulación natural para una planta de 663MW.



**Figura 1.6: Generador de vapor de calor residual modular vertical de circulación forzada de un nivel de presión sin recalentamiento**

### 1.3.2.2 Generadores de vapor de calor residual con y sin combustión suplementaria y sobrecargados

*GVCR sin combustión suplementaria:* Los ciclos combinados más eficientes utilizados para aplicaciones de generación de potencia son los que trabajan con GVCR sin combustión suplementaria, con componentes modulares prediseñados, y además son los que exigen el menor costo de inversión. Típicamente los GVCR sin combustión suplementaria son intercambiadores de calor por convección que responden a las condiciones de descarga de la turbina a gas. Por ello, este tipo de GVCR son dependientes del modo de operación de la turbina a gas, por lo que no puede proveer con facilidad el control de flujo de vapor.



**Figura 1.8: Planta de dos módulos 2x1 de ciclo combinado de 663MW en total localizada en Doswell, Virginia, EE.UU. GVCR de tres niveles de presión, horizontal de circulación natural con combustión suplementaria. Sistema de enfriamiento seco directo**

*GVCR con combustión suplementaria:* Los GVCR con combustión suplementaria se definen como una unidad que quema combustible adicional a una temperatura promedio no mayor a los 927°C (1.700°F), y se basan en el aprovechamiento de los gases de la descarga de la turbina a gas, ya que éstos son esencialmente aire de combustión precalentado. Estas unidades ofrecen una mayor capacidad para controlar la producción de vapor, independientemente del modo de operación de la turbina a gas. Los ciclos combinados que trabajan con GVCR con combustión suplementaria son mayormente suministrados para aplicaciones de generación específicas exigidas por el cliente, como para plantas de cogeneración.

*GVCR sobrecargados:* Los ciclos combinados más eficientes utilizados para aplicaciones de cogeneración son los que trabajan con GVCR sobrecargados. Un GVCR

sobrecargado es esencialmente un generador de vapor convencional que utiliza los gases de descarga de la turbina a gas como suministro de aire. Estos GVCR exigen un costo de inversión alto debido a su instalación y la construcción de los tubos de agua.

### **1.3.3 TURBINA A VAPOR**

Actualmente en el mercado internacional el desarrollo de las turbinas a vapor se ha enfocado principalmente para satisfacer los requerimientos de los ciclos combinados, o más específicamente para amoldarse a los diseños de los distintos modelos de turbinas a gas.

#### **1.3.3.1 Condiciones del vapor para ciclos sin recalentamiento**

Típicamente, la temperatura de descarga de las turbinas a gas que se utilizan para ciclos sin recalentamiento es de 538°C (1.000°F), las cuales permiten una temperatura del vapor de aproximadamente 510°C (950°F).

La presión de admisión del vapor se selecciona basándose en el tamaño de la turbina en conjunción con consideraciones económicas. Las más altas presiones de admisión proveen un desempeño termodinámico mejor para GVCR con múltiples niveles de presión. Pero, las altas presiones de admisión reducen el flujo volumétrico en la entrada de la turbina, lo que hace que los alabes sean más pequeños y se incrementen las pérdidas por fuga. El resultado es que los beneficios prácticos del incremento de la presión de admisión son mayores para unidades de gran capacidad que para las de pequeña con ciclos de vapor con múltiples niveles de presión. Los estudios detallados para la optimización de la presión han resultado en la selección de 6MPa (850psia) para pequeñas plantas con múltiples niveles de presión. Las unidades en el rango intermedio entre 40MW y 60MW utilizan una presión de admisión de aproximadamente 7MPa (1.000psia), y finalmente, 8,6MPa (1.250psia) es una presión típica de admisión para turbinas a vapor con capacidades mayores a 60MW.

### 1.3.3.2 Condiciones del vapor para ciclos con recalentamiento

La temperatura de los gases de descarga de las turbinas a gas (series F, G y H) utilizadas en ciclos con recalentamiento es de aproximadamente 593°C (1.100°F) lo que es suficientemente alto para justificar el uso de este tipo de ciclo.

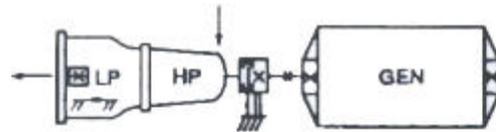
Análisis han demostrado que fijando las condiciones iniciales del vapor a aproximadamente, 10MPa y 538°C con recalentamiento a 538°C (1.450psia y 1.000°F con recalentamiento a 1.000°F) se obtiene un diseño generalmente económico. Para ciclos combinados de gran capacidad, con turbinas a vapor de 125MW o más, es atractivo fijar las condiciones del vapor en 12,4MPa y 538°C con recalentamiento a 538°C, aproximadamente (1.800psia y 1.000°F con recalentamiento a 1.000°F).

Un GVCR de tres niveles de presión requiere de la selección de una presión de recalentamiento que optimice la entrega de calor al ciclo a vapor y que logre maximizar la recuperación de calor dentro del mismo. En este sistema son utilizadas dos admisiones de vapor secundarias, una de presión intermedia (IP) y otra de baja presión (LP), a 2,4MPa (350psia) y 0,27MPa (40psia) respectivamente. La admisión de IP es usualmente mezclada con el vapor que sale de la turbina de alta presión antes de realizarse el recalentamiento. La admisión de IP pasa por el recalentamiento y es vista por la turbina como un incremento en flujo másico, comparada con la sección de alta presión de la turbina. La admisión de LP es introducida en la turbina a una etapa apropiada en el paso del vapor, lo cual determina la presión del tambor de LP en el GVCR.

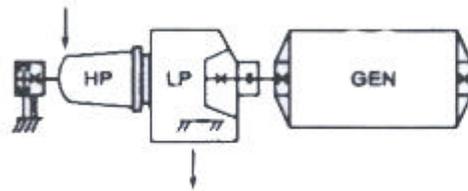
Los ciclos combinados que operan con turbinas a gas tipo H usan ciclos de vapor de tres niveles de presión con recalentamiento con condiciones iniciales de vapor de ya sea 16,5MPa (2.400psia) y 583°C/583°C (1.050°F/1.050°F) o 12,4MPa (1.800psia) y 583°C/583°C (1.050°F/1.050°F). El sistema con el vapor a más alta presión ofrece mayor capacidad y exige un diseño de carcasas múltiples con una coraza corta en la parte interna a lo largo de las primeras etapas de alta presión. Una presión inicial de 12,4MPa (1.800psia) permite una optimización del sistema cuando el precio del combustible es bajo o cuando se utiliza para satisfacer cargas pico medianas.

### 1.3.3.3 Arreglo de ejes múltiples sin recalentamiento

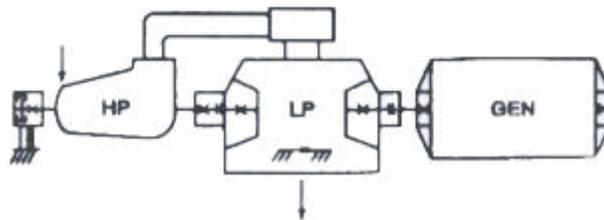
La figura 1.9 muestra configuraciones sin recalentamiento para ciclos combinados de ejes múltiples. El generador de la turbina a vapor es completamente independiente del generador de la turbina a gas. Para unidades de un solo flujo está disponible la descarga del vapor de manera axial. Como se muestra en la figura 1.9(A), este arreglo permite la colocación del condensador al mismo nivel de la turbina, reduciendo los costos asociados a la construcción civil. Con el condensador acoplado a la descarga de la turbina, el generador es impulsado del lado de alta presión. Juntas de expansión flexibles son colocadas entre la descarga y el condensador de manera de absorber pequeños movimientos axiales debidos al calentamiento y enfriamiento de los componentes mecánicos.



(A) Un solo cilindro con descarga



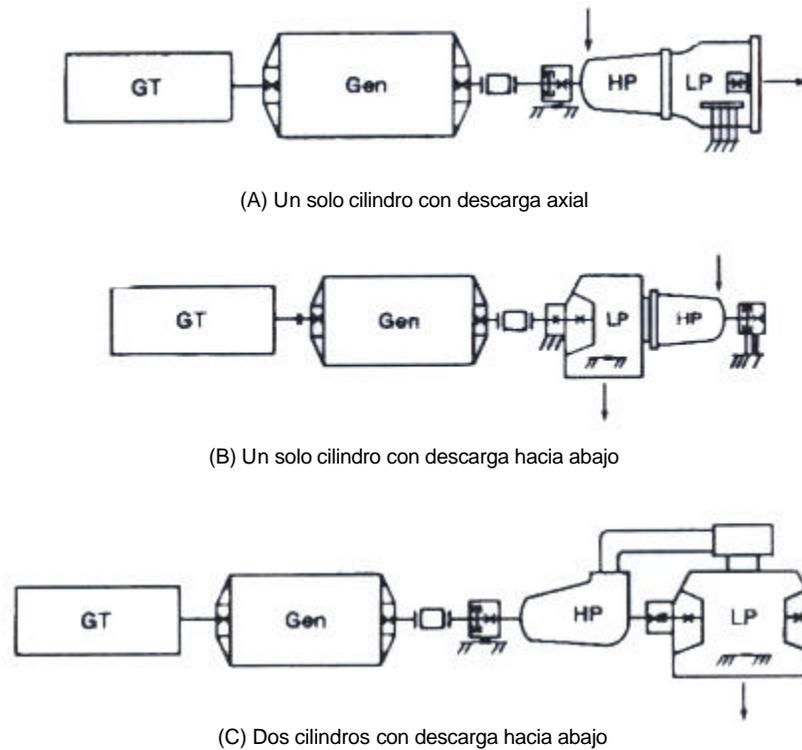
(B) Un solo cilindro con descarga hacia abajo



(C) Dos cilindros con descarga hacia abajo

**Figura 1.9: Configuraciones de la turbina a vapor sin recalentamiento para ciclos combinados de ejes múltiples**

Las figuras 1.9(C) y (D) muestran arreglos de un flujo y dos flujos con descarga hacia abajo. En este caso el generador es impulsado como es tradicional desde el lado de baja presión de la turbina. Si el condensador es de superficie este se encontrará directamente debajo de la descarga de la turbina, ya sea para uno o dos flujos.



**Figura 1.10: Configuraciones de la turbina a vapor sin recalentamiento para ciclos combinados de eje único**

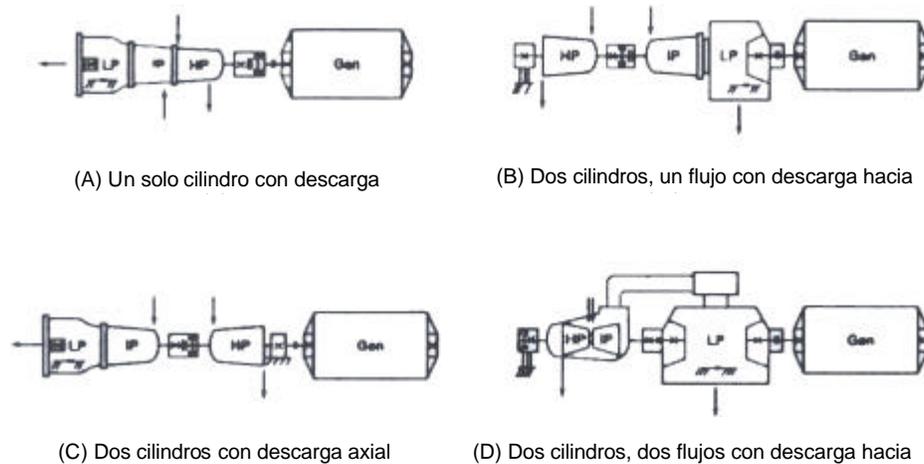
### 1.3.3.4 Arreglo de eje único sin recalentamiento

En un ciclo combinado de eje único una turbina a gas y una turbina a vapor impulsan el mismo generador. Arreglos de eje único sin recalentamiento se muestran en la figura 1.10. La turbina a gas impulsa el generador a través del acople principal de este, mientras que la turbina a vapor lo impulsa a través del lado opuesto. Un acoplamiento flexible que permite pequeños desplazamientos axiales es colocado entre la turbina a vapor y el generador. De

igual manera que para el arreglo de ejes múltiples sin recalentamiento existe la posibilidad de utilizar uno o dos flujos para la sección de baja presión.

### 1.3.3.5 Arreglo de ejes múltiples con recalentamiento

La figura 1.11 muestra arreglos para unidades de ejes múltiples con recalentamiento. La figura 1.11(A) ilustra una configuración compacta de un solo cilindro, usada para condiciones del vapor y capacidades moderadas. General Electric tiene experiencia con esta configuración desde los años 50, y las ha aplicado recientemente a unidades 107FA de ejes múltiples con condensadores enfriados por aire.



**Figura 1.11: Configuraciones de la turbina a vapor con recalentamiento para ciclos combinados de ejes múltiples**

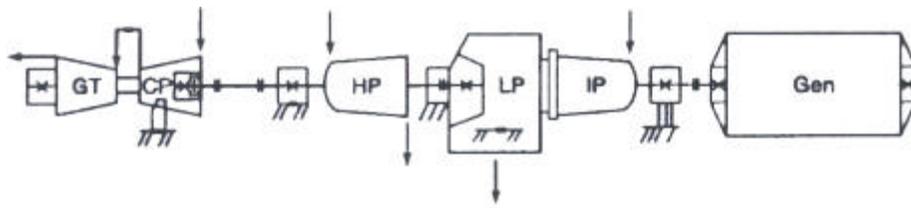
En las figuras 1.11(B) y (C), se muestran unidades de un solo flujo y de dos cilindros, con descarga axial y descarga hacia abajo, respectivamente, las cuales son construidas con la sección de alta presión separada de las de intermedia y baja presión. Este arreglo es compacto y no tiene la necesidad de utilizar una tubería de conexión ("crossover") entre los dos cilindros de la turbina.

En la figura 1.11(D) se muestra una unidad de dos flujos y dos cilindros con descarga hacia abajo, donde se utiliza un diseño de recalentamiento convencional. Uno de los dos

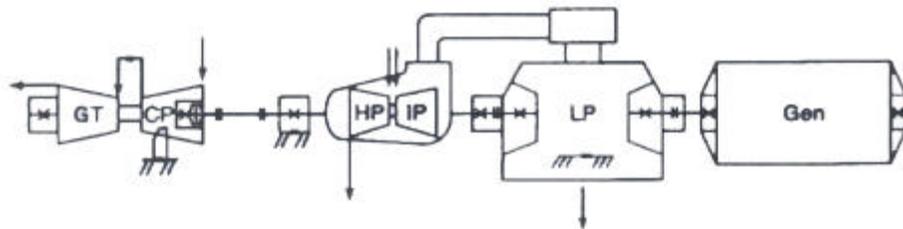
cilindros corresponde a una sección de alta y intermedia presión de flujos opuestos, y el otro cilindro corresponde a la sección de baja presión de dos flujos.

### 1.3.3.6 Arreglo de eje único con recalentamiento

La figura 1.12 muestra esquemas de arreglos de ciclos combinados de eje único con recalentamiento. Estas unidades son mucho más integradas que las primeras unidades de eje único sin recalentamiento. El generador es sólo impulsado a través de uno de sus extremos, lo que permite un acceso más fácil para remover el rotor de éste.



(A) Dos cilindros, un flujo con descarga hacia



(B) Dos cilindros, dos flujos con descarga hacia

**Figura 1.12: Configuraciones de la turbina a vapor con recalentamiento para ciclos combinados de eje único**

La figura 1.12(A) ilustra un arreglo de un solo flujo, que consiste de una sección de alta presión y una sección combinada de intermedia y baja presión. No existe la necesidad de utilizar una tubería de conexión ("crossover") entre las dos secciones, ya que los dos cilindros están interconectados por el recalentador y la tubería de vapor recalentado.

La figura 1.12(B) ilustra un arreglo de dos flujos. Uno de los dos cilindros corresponde a una sección de alta y intermedia presión de flujos opuestos, y el otro cilindro corresponde a la sección de baja presión de dos flujos.

### **1.3.3.7 Selección de la dimensión de la descarga**

La potencia de una turbina a vapor depende considerablemente de su presión de descarga, la cual no necesariamente es la presión de condensación, y del ciclo de vapor seleccionado. El vapor que sale de la última etapa de una turbina a vapor de condensación puede contener una cantidad considerable de potencia utilizable en forma de energía cinética. Para una aplicación en particular, el diseñador de la turbina debe seleccionar un área de descarga tal que ofrezca un balance entre las pérdidas en la descarga y los costos de inversión. La mayoría de las aplicaciones se seleccionan para que operen a velocidades de descarga intermedias, entre 150m/s y 300m/s (500ft/s y 1.000ft/s). Este rango es el que se ha determinado es el óptimo, económicamente hablando. Si la velocidad es mayor las pérdidas serán demasiado altas. Si la velocidad es menor, alrededor de los 150m/s (500ft/s), se estará operando en el punto óptimo, termodinámicamente hablando, es decir donde las pérdidas en la descarga se hacen mínimas.

Las consideraciones para dimensionar la descarga de una turbina a vapor son críticas para cualquier turbina a vapor de condensación, pero particularmente para aplicaciones de ciclos combinados. Usualmente en los ciclos combinados no existen extracciones en la turbina a vapor, debido a que el precalentamiento del agua de alimentación se realiza en el GVCR. La generación del vapor a distintos niveles de presión (admisión de vapor a presión intermedia y/o a baja presión aguas abajo de la válvula de admisión de la turbina) incrementa el flujo másico de vapor a medida que este se expande a lo largo de la turbina. El flujo másico en la descarga de una turbina a vapor de un ciclo combinado de tres niveles de presión puede llegar a ser 30% mayor al que entra a través de la válvula de admisión. Esto es totalmente contrario a lo que ocurre en los ciclos de vapor convencionales, donde el flujo másico de vapor en la descarga es entre 25 y 30% menor al admitido inicialmente a la turbina, debido a

las múltiples etapas de extracción para el precalentamiento del agua de alimentación. La última etapa de una turbina a vapor de un ciclo combinado puede generar hasta un 15% del total de potencia generado por la unidad, comparado con el 10% o menos que genera la última etapa de una unidad típica con extracciones para precalentamiento.

**Tabla 1.1: Familia de álabes de última etapa para turbinas a vapor pertenecientes a ciclos combinados**

Frecuencia	Longitud del álabe		Área de descarga anular por número de flujos			
			1		2	
			ft2	m2	ft2	m2
60/3600	12,3	312	14,2	1,32	-	-
60/3600	14,9	378	19	1,76	-	-
60/3600	17,5	445	20,8	1,93	-	-
60/3600	13H*	330	19,3	1,79	-	-
60/3600	20	508	26,2	2,43	-	-
60/3600	20H	508	32,7	3,04	65,4	6,08
60/3600	23	584	32,9	3,06	65,8	6,11
60/3600	26	660	41,1	3,82	82,2	7,64
60/3600	30	762	55,6	5,16	111,2	10,33
60/3600	33,5	851	66,1	6,14	132,2	12,28
60/3600	40	1.016	87,3	8,11	174,6	16,22
50/3000	15	381	21	1,95	-	-
50/3000	17,5	445	26,9	2,5	-	-
50/3000	22H	559	42,2	3,92	84,4	7,84
50/3000	26	660	51,6	4,79	103,2	9,59
50/3000	33,5	851	72,7	6,75	145,4	13,51
50/3000	42	1.067	101,2	9,4	202,4	18,8
50/3000	48	1.219	125,7	11,68	251,4	23,36

La tabla 1.1 muestra la actual familia de alabes de última etapa que ofrece General Electric para ser usadas en turbinas a vapor de ciclos combinados. Es de hacer notar que existen varios alabes que son adecuados para operaciones con altas presiones de descarga. Los alabes 20H y 22H tienen capacidad para operar a plena carga con presiones de descarga de hasta 50,8kPa (15inHgA), y el 13H para operar hasta con 67,7kPa (20inHgA). La disponibilidad de estos diseños provee flexibilidad para la selección del sitio donde estará ubicada la planta. Las plantas que operen con condensadores enfriados por aire podrían

requerir la flexibilidad operacional adicional que requieren estos diseños de altas presiones de descarga.

En general, las unidades con las más grandes áreas de descarga se comportan mejor a presiones de descarga menores que 6,7kPa (2inHgA). Mientras que las unidades con las más pequeñas áreas de descarga se comportan mejor a presiones de descarga mayores a 6,7kPa (2inHgA).

Está totalmente claro que la mejor selección de una turbina a vapor para un ciclo combinado está altamente influenciado por la presión de descarga, la cual a su vez se determina en gran parte a partir de la temperatura del medio que extrae el calor de condensación.

### **1.3.4 SISTEMAS DE RECHAZO DE CALOR**

#### **1.3.4.1 Sistema de enfriamiento abierto**

Este sistema requiere de un condensador enfriado por agua, generalmente de superficie, y de un sistema de circulación de agua que transporte el agua de enfriamiento desde y hasta el medio que absorbe finalmente el calor (océano, lago, río, etc.). Este tipo de enfriamiento es bastante difícil de que permitan utilizarlo en los países donde las restricciones ambientales son severas.

Como se ilustra en la figura 1.13, el circuito comienza en el cuerpo de agua natural, el cual podría ser por ejemplo un río. Una cantidad necesaria de agua del río entra al canal de entrada. El agua previamente pasa por unos filtros el cual retiene cualquier desperdicio que posea el agua. El agua continua hasta llegar a la succión de la bomba de circulación. La bomba impulsa el agua a través del condensador, absorbiendo el calor necesario para condensar el vapor. El agua al salir del condensador es descargada en el canal de salida donde fluye de regreso hacia el río.

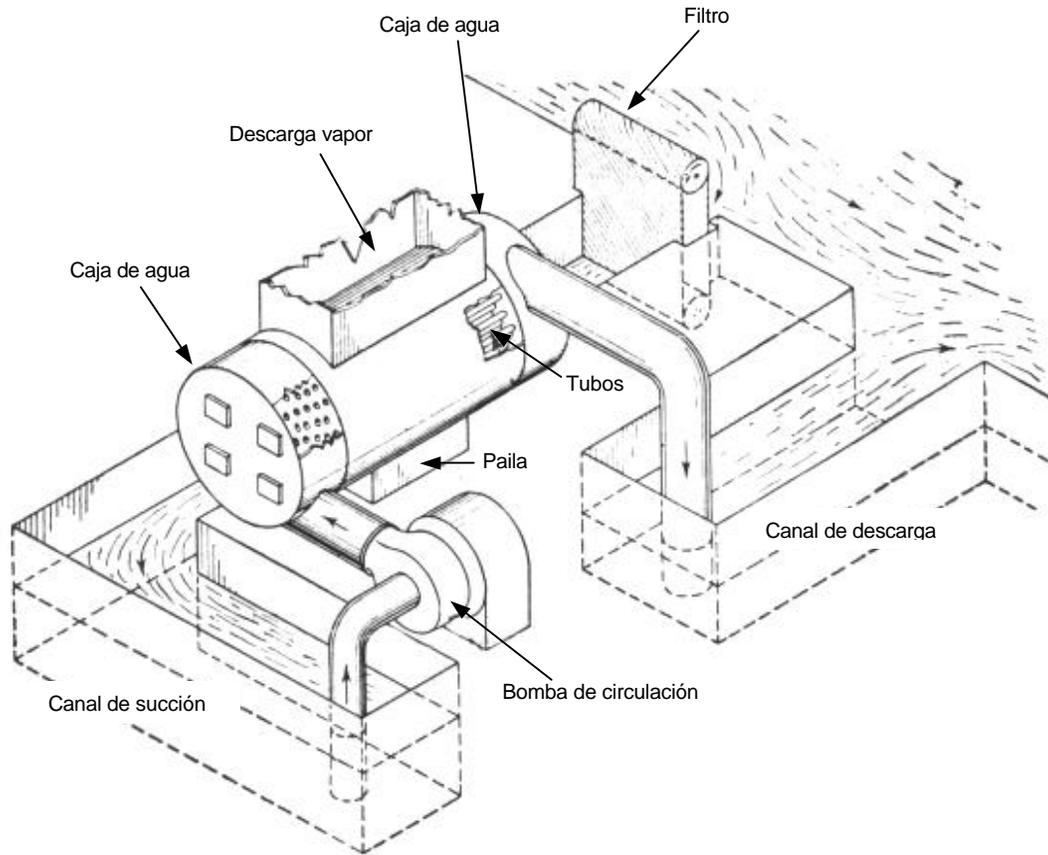


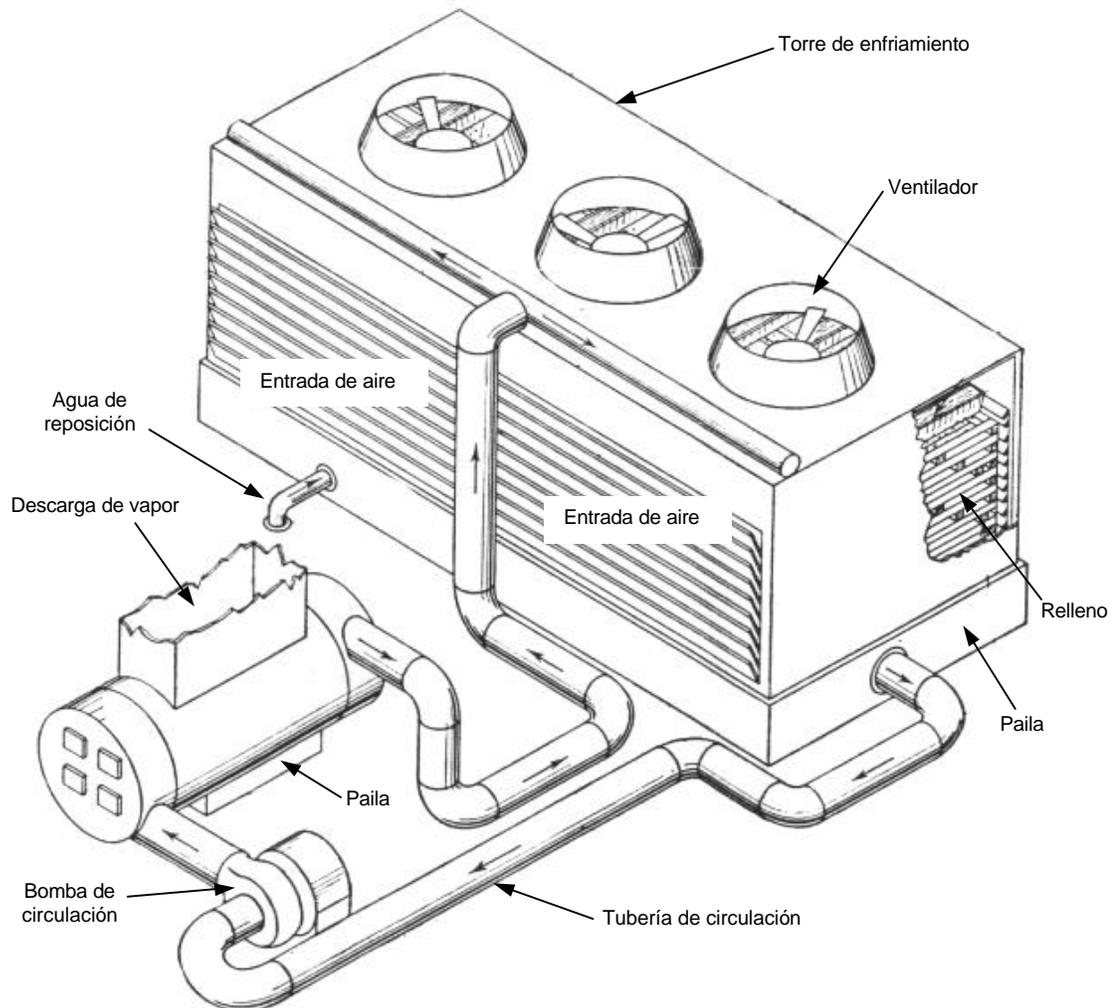
Figura 1.13: Esquema de funcionamiento de un sistema de enfriamiento abierto

#### 1.3.4.2 Sistema de enfriamiento evaporativo

Este sistema requiere de un condensador enfriado por agua, generalmente de superficie, de una torre de enfriamiento húmeda, de un sistema de circulación de agua que transporte el agua de enfriamiento desde y hasta la torre de enfriamiento y de facilidades asociadas al tratamiento de agua. Este sistema es el más comúnmente usado en la industria de la generación de potencia.

Como se ilustra en la figura 1.14, la bomba de circulación succiona el agua de enfriamiento de la paila de recolección en la base de la torre de enfriamiento y la impulsa a través del condensador, absorbiendo el calor necesario para condensar el vapor. El agua de

enfriamiento que sale de la descarga del condensador llega hasta la parte alta de la torre de enfriamiento. En esta clase particular de torre de enfriamiento el agua es separada en pequeñas gotas, las cuales caen verticalmente a través de un relleno donde entran en contacto con el aire que es inducido mecánicamente a entrar por los lados de la torre, de manera que absorba el calor (sensible y latente) necesario para disminuirle la temperatura al agua de enfriamiento. La parte del agua que es evaporada por el aire, es arrastrada hacia la atmósfera, lo que implica la necesidad de surtir a la torre de enfriamiento con agua de reposición. Esta cantidad de agua es pequeña en comparación con la total necesaria para enfriamiento.

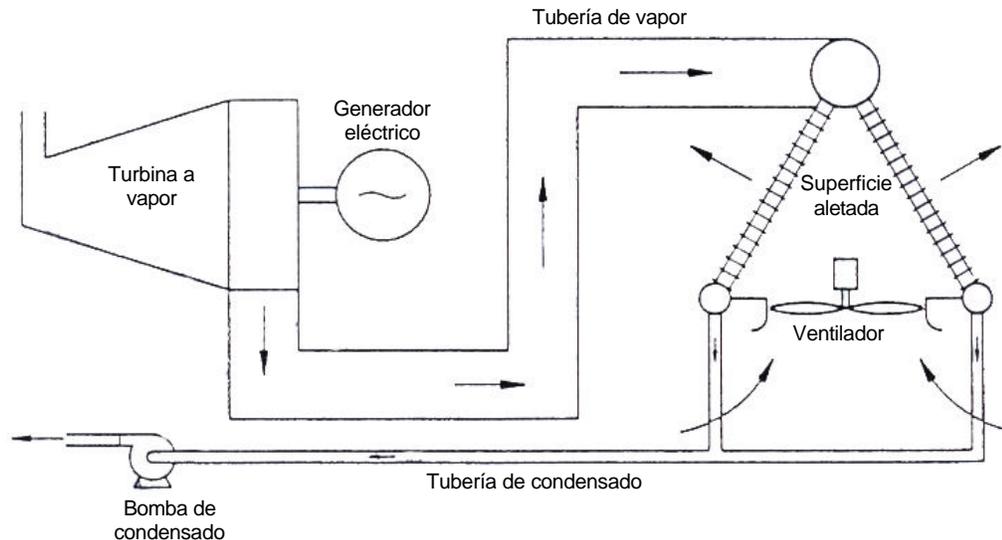


**Figura 1.14: Esquema de funcionamiento de un sistema de enfriamiento evaporativo**

En el capítulo 2 se desarrolla más profundamente el funcionamiento, diseño y composición de este tipo de sistema de rechazo de calor.

### 1.3.4.3 Sistema de enfriamiento seco directo

El sistema de enfriamiento seco directo, como el que se muestra en la figura 1.15 esta compuesto principalmente por un condensador enfriado por aire, lo cual elimina la necesidad de tener una torre de enfriamiento, un condensador de superficie, un sistema de circulación de agua y una eficiente planta de tratamiento de agua requerida para mantener la química del agua. Un condensador enfriado por aire es simplemente un gran intercambiador de calor con tubos aletados que utiliza aire atmosférico para condensar vapor. El enfriamiento es logrado usando una serie de ventiladores que hacen circular el aire por la parte externa de los tubos aletados mientras que el vapor y condensado circulan por dentro de los tubos.



**Figura 1.15: Esquema de funcionamiento de un sistema de enfriamiento seco directo**

La principal desventaja que acarrea un condensador enfriado por aire es que éste no tiene la capacidad de enfriamiento que tiene un sistema evaporativo, por depender éste del aire

como medio condensante, el cual ofrece una temperatura de entrada mayor y una capacidad para absorber calor menor.

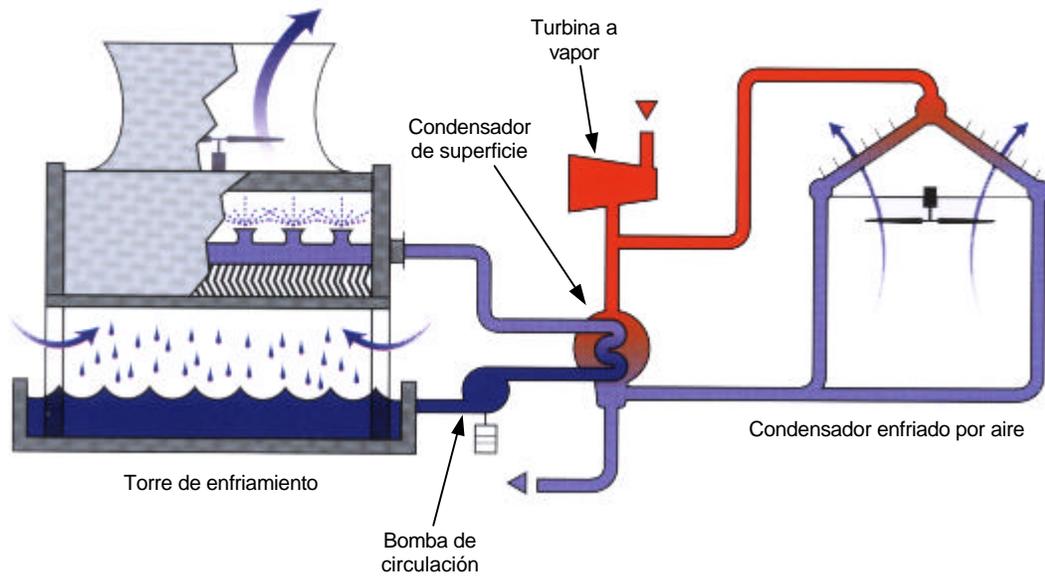
Entre las ventajas que ofrece el sistema de enfriamiento seco directo están:

- No exige la necesidad de situar la planta cerca de un gran reservorio de agua, por no necesitar grandes cantidades de agua para enfriamiento o reposición.
- Elimina la torre de enfriamiento, y con ella sus problemas asociados como la formación de nieblas.
- No existe contaminación del condensado si existe alguna fuga en los tubos.
- La limpieza del condensador se simplifica, debido a que sólo se requiere la limpieza externa de los tubos.

En el capítulo 3 se desarrolla más profundamente el funcionamiento, diseño y composición de este tipo de sistema de rechazo de calor.

#### **1.3.4.4 Sistema de enfriamiento paralelo**

Este sistema consiste en la operación en paralelo de un sistema de enfriamiento evaporativo (o atípicamente un sistema de enfriamiento abierto) y un sistema de enfriamiento seco directo, por lo que esta compuesto, como se muestra en la figura 1.16, por un condensador enfriado por aire y un condensador enfriado por agua, generalmente de superficie y con una torre de enfriamiento húmeda. Este arreglo ofrece ahorros considerables en los costos de inversión y mejoras significativas en el desempeño, comparado con el sistema seco.



**Figura 1.16: Esquema de funcionamiento de un sistema de enfriamiento paralelo**

Este sistema puede ser optimizado para que utilice toda el agua de enfriamiento disponible, con el objetivo de minimizar el tamaño del condensador enfriado por aire y así disminuir los costos de inversión. Generalmente se utiliza en localidades que están afectadas por un rango de temperatura bastante amplio a lo largo del año, como son las zonas que gozan de cuatro estaciones. Las condiciones durante el verano son típicamente enfrentadas con el sistema trabajando con toda el agua de enfriamiento disponible. Menos agua será necesaria a medida que disminuye la temperatura atmosférica, debido a que la capacidad del condensador enfriado por aire aumenta.

En los casos donde la formación de niebla o bruma es un problema, las condiciones durante el invierno pueden ser enfrentadas sólo con el sistema seco directo, para lo cual se debe diseñar el condensador enfriado por aire para que absorba todo el calor rechazado por la planta a una presión de condensación específica. La cantidad de niebla saliente de la torre de enfriamiento será significativamente reducida a condiciones de temperatura moderadas.

### 1.3.4.5 Sistema de enfriamiento seco indirecto o Sistema Heller

El desarrollo pionero del sistema de enfriamiento seco indirecto, que fue nombrado en memoria de su inventor húngaro el Prof. Heller, es actualmente una de las tecnologías líderes en el mercado de sistemas de enfriamiento seco.

El sistema Heller a recorrido un largo trayecto desde su invención a finales de los años 40, y actualmente se puede utilizar en cualquier clima desde ártico hasta tropical, ofreciendo una gran variedad de opciones técnicas que hacen de él un sistema económico, confiable y versátil.

Como se muestra en la figura 1.17, el sistema Heller consiste principalmente de un condensador de contacto directo, un sistema de circulación de agua y una torre de enfriamiento seca, de circulación natural o forzada. El sistema de circulación de agua consiste de dos grupos de máquinas hidráulicas de 50% de la capacidad total cada una, conectadas en paralelo. Cada grupo esta compuesto por una bomba de circulación de agua, una turbina hidráulica de recuperación y un motor eléctrico, montados los tres en el mismo eje. Las turbinas hidráulicas recuperan una cantidad de potencia la cual en conjunto con los motores eléctricos impulsan las correspondientes bombas de agua de circulación.

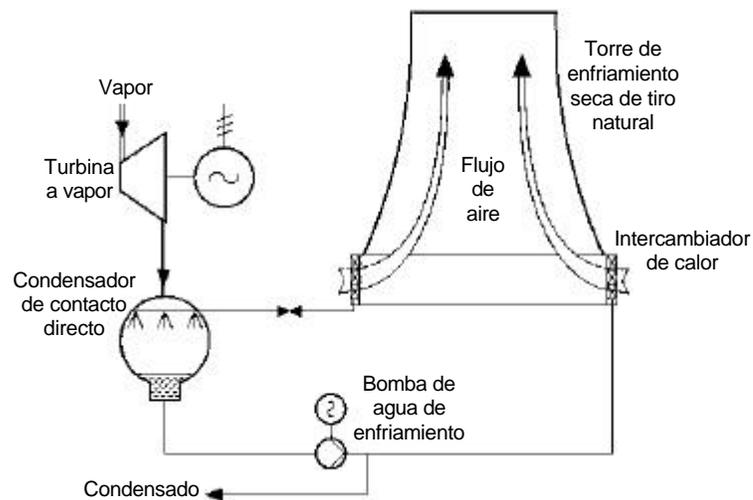
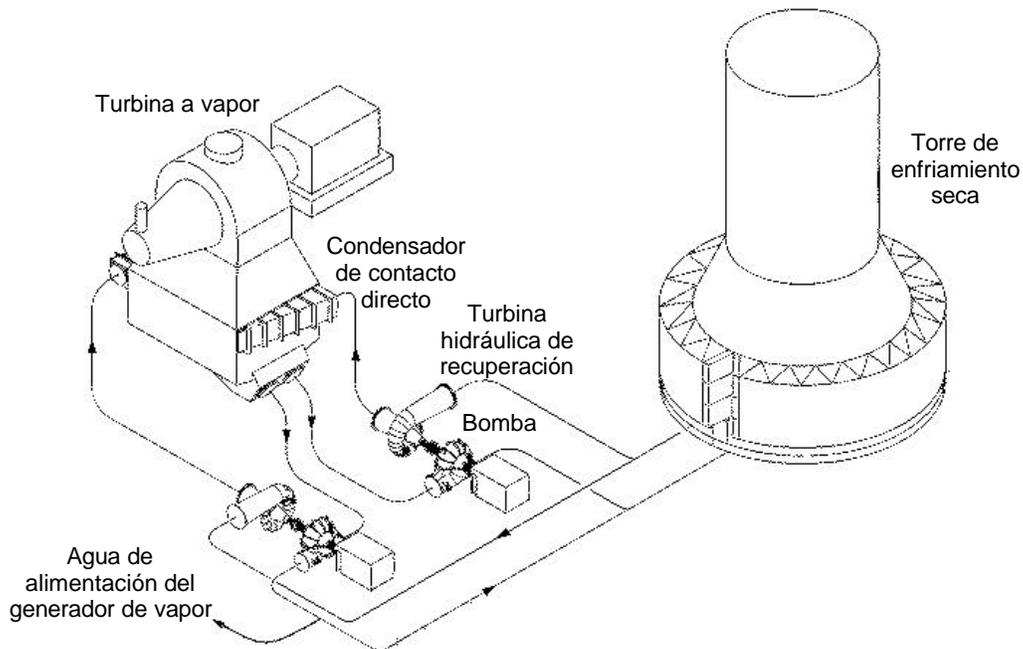


Figura 1.17: Representación esquemática del sistema Heller

Como se muestra en la figura 1.18, el agua enfriada en la torre de enfriamiento fluye a través de las dos turbinas hidráulicas y llega al condensador de contacto directo el cual condensa el vapor proveniente de la turbina. El condensado es recolectado en el fondo del condensador y extraído por las dos bombas de circulación. Aproximadamente 2% de este flujo, correspondiente a la cantidad de vapor condensado, es utilizado para alimentar el generador de vapor. El resto del flujo es regresado a la torre para ser enfriado.



**Figura 1.18: Funcionamiento y componentes del sistema Heller**

El sistema de circulación agua de enfriamiento es completamente cerrado, y se utiliza agua de alimentación como agua de enfriamiento para permitir la utilización del condensador de contacto directo, ya que en este dispositivo el vapor y el agua de enfriamiento se mezclan.

Entre las ventajas que ofrece el condensador de contacto directo, sobre uno de superficie, están, la de permitir una presión de condensación menor, y la de ser un equipo confiable y menos costoso de mantener, por ser de construcción más sencilla.



## *Capítulo 2*

# ***SISTEMA DE ENFRIAMIENTO***

## ***EVAPORATIVO***

---

Como se explico anteriormente el sistema de enfriamiento evaporativo requiere de un condensador enfriado por agua, generalmente de superficie, de una torre de enfriamiento húmeda, de un sistema de circulación de agua que transporte el agua de enfriamiento desde la torre de enfriamiento hasta el condensador y viceversa, y de facilidades asociadas al tratamiento de agua, entre los componentes más importantes.

Seguidamente describiremos con detalle las configuraciones y parámetros que se deben considerar al momento de diseñar los dos componentes principales en un sistema de enfriamiento evaporativo, como son el condensador de superficie y la torre de enfriamiento.

### **2.1 CONDENSADOR DE SUPERFICIE**

Típicamente, todas las turbinas a vapor utilizadas en las plantas de ciclo combinado son unidades de condensación. En este tipo de unidades, el vapor que se descarga de la sección de baja presión de la turbina es pasado por un condensador.

La función primordial de un condensador es la de actuar como un intercambiador de calor que remueva el calor latente del vapor de descarga para ser convertido en condensado y así ser bombeado de regreso al generador de vapor.

A medida que el vapor es condensado, éste sufre una significativa reducción en su volumen. Típicamente, el volumen de una cantidad determinada de vapor es reducido a aproximadamente 30.000 veces cuando se condensa.

La enorme reducción en volumen crea un gran vacío en el condensador. Esto permite que el flujo de vapor en la turbina continúe expandiéndose a presiones por debajo de la atmosférica, teniendo la capacidad de generar más trabajo útil a través de los alabes de la turbina, lo que se traduce como una gran cantidad de energía en forma de calor que es convertida en potencia en el eje.

Adicionalmente el condensador realiza las siguientes funciones:

- Actúa como recipiente para el condensado.
- Retiene aire y demás gases no condensables para luego ser removidos por el sistema de extracción.
- Recibe los drenajes de la turbina.
- Recibe el agua de reposición.

El condensador debe sólo remover la cantidad necesaria de calor latente para condensar el vapor. Si el condensado producido es enfriado por debajo de su temperatura de saturación, así sea por unos pocos grados, se incrementará significativamente el calor rechazado por el ciclo. Esta pérdida de calor tendrá que ser luego reemplazada en el generador de vapor lo que se traduce en una disminución de la eficiencia térmica de la planta.

Al momento de diseñar un condensador de superficie generalmente lo único que se conoce es el flujo másico de vapor a condensar. La selección de una adecuada presión de condensación es de gran importancia debido a que mientras menor es esta presión la potencia que genera la turbina a vapor será mayor, pero, en contraposición, aumentará el costo del condensador, debido a que aumentan los requerimientos de área de transferencia de calor.

La temperatura del agua a la entrada y salida del condensador van a influir igualmente en el tamaño del condensador de superficie. Al disminuir la temperatura de entrada del agua de enfriamiento, se podrá disponer de una mayor diferencia de temperatura entre los dos fluidos que intercambian calor, es decir entre el agua y el vapor, lo que aumenta la capacidad de condensación de la unidad.

### 2.1.1 ARREGLOS Y CONFIGURACIONES

El condensador de superficie es un intercambiador de calor de carcasa y tubos donde el agua de enfriamiento fluye por dentro de los tubos y el vapor fluye por fuera de estos, como se ilustra en la figura 2.1. El banco de tubos esta localizado dentro de la carcasa y los tubos se extienden hasta la placa de los tubos la cual forma una división entre las cajas de agua y el espacio que ocupa el vapor.

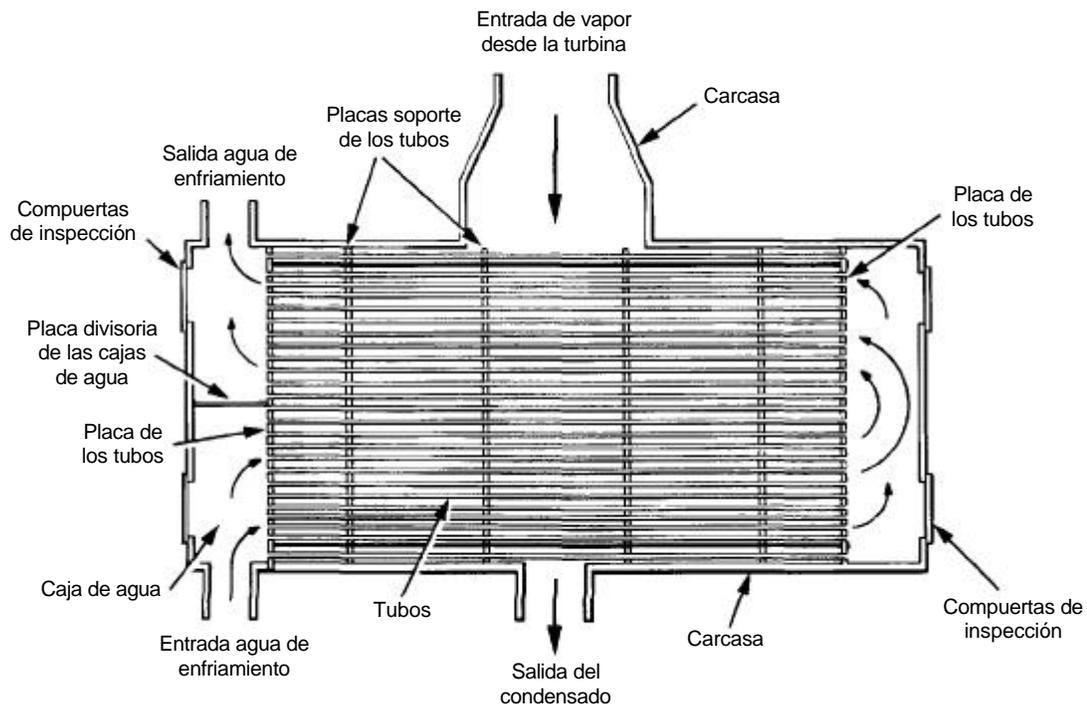
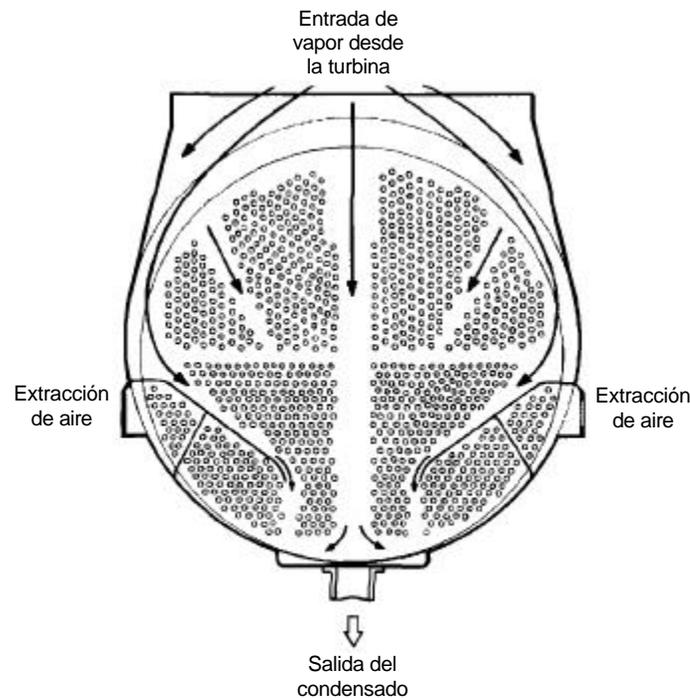


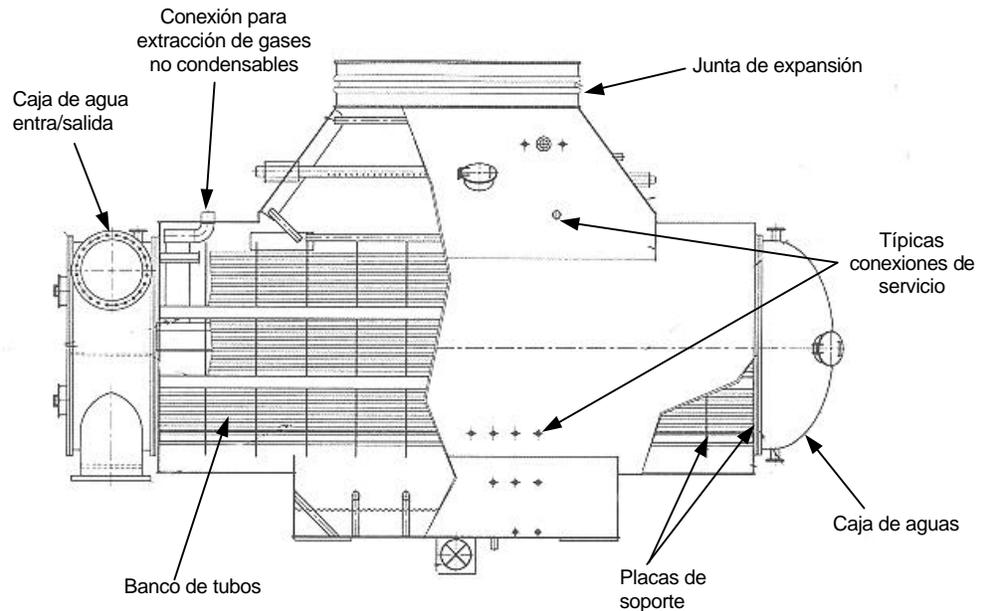
Figura 2.1: Esquema de un corte longitudinal de un condensador de superficie de dos pasos

La figura 2.2 muestra la sección transversal de un típico condensador de superficie cilíndrico. Es esencial que tengan una gran conexión con la descarga de la turbina de manera de minimizar las restricciones de flujo de vapor que sale de la turbina.

Los tubos son acomodados en bancos que forman pasajes de vapor que permiten al vapor llegar a todas las zonas de la superficie de intercambio de calor. Esto maximiza la tasa de condensación y previene que el condensado formado en la parte superior del condensador se subenfrie a un punto por debajo de su temperatura de saturación.



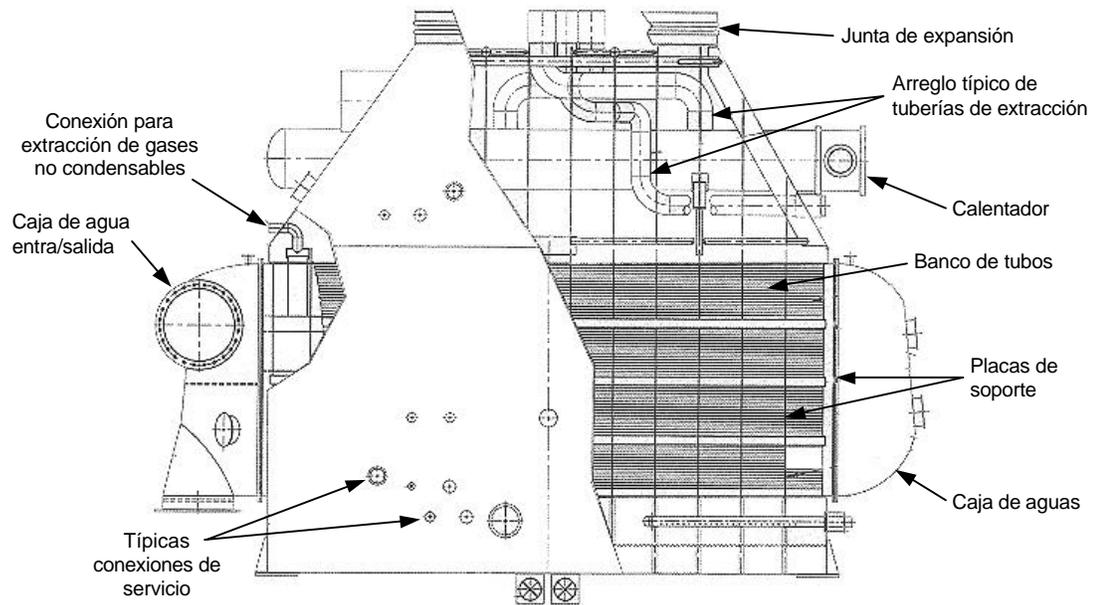
**Figura 2.2:** Corte transversal de un típico condensador de superficie cilíndrico



**Figura 2.3: Condensador de superficie cilíndrico de dos pasos**

Los condensadores de superficie cilíndricos, como el mostrado en la figura 2.3 son unidades compactas que se utilizan esencialmente para unidades a vapor de pequeña y mediana capacidad. Para unidades de generación de mayor tamaño se utilizan condensadores rectangulares, como el mostrado en la figura 2.4, de manera de que exista un mejor aprovechamiento del espacio.

Una gran variedad de materiales han sido utilizados para la construcción de las delgadas paredes de los tubos del condensador. La selección del más adecuado depende del agua de enfriamiento, los requerimientos químicos del vapor y de por supuesto factores económicos. Otras consideraciones en la selección del material son la resistencia al ensuciamiento y altas conductividades térmicas, una buena resistencia a la corrosión y al agrietamiento. Entre los materiales típicos se encuentran: metal Admiralty (70-73% Cu, 0,9-1,2% Sn, 0,07% máximo de Fe y el resto de Zn), cobre-arsénico, aluminio-latón, aluminio-bronce, aleaciones 90-10 Cu-Ni y 70-30 Cu-Ni, aceros al carbono laminados en frío, aceros inoxidables (304/316), aceros inoxidables resistentes a la corrosión y titanio.



**Figura 2.4: Condensador de superficie rectangular de dos pasos**

Aún cuando son más costosos, tanto el titanio como los aceros inoxidables resistentes a la corrosión son los materiales más usados debido a sus altas resistencias a la corrosión y al reducido riesgo de rotura de los tubos. Sin embargo, debe tenerse especial cuidado cuando se seleccionan estos delgados tubos, con el fin de evitar las vibraciones inducidas por el flujo y los peligros potenciales de corrosión galvánica.

Dependiendo del arreglo de la turbina de baja presión y requerimientos específicos del lugar se debe seleccionar la configuración del condensador de superficie más apropiada. La mayoría de los condensadores están configurados para recibir al vapor desde arriba, es decir, una descarga hacia abajo desde la turbina de baja presión. Ocasionalmente son usadas descargas laterales o axiales. El condensador puede ser diseñado para un solo paso del agua de enfriamiento en una carcasa simple. Otras configuraciones incluyen diseños de doble carcasa con un solo paso, una carcasa con dos pasos y doble carcasa con dos pasos.

### 2.1.2 CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DE CONDENSADORES DE SUPERFICIE

Debido a las grandes incertidumbres que envuelve la determinación de los coeficientes de transferencia de calor, tanto para el lado del flujo de agua como para el lado de flujo de vapor, la HEI (Heat Exchange Institute), la cual esta compuesta por los más grandes fabricantes de intercambiadores de calor del mundo, ha estandarizado el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor para el diseño de condensadores de superficie.

Según lo anterior, la determinación del coeficiente global de transferencia de calor se va a realizar de la siguiente manera.

$$U = F_t \cdot F_m \cdot F_c \cdot C \cdot \sqrt{V}$$

$F_t$ : Factor de corrección por temperatura (tabla 2.1)

$F_m$ : Factor de corrección por material y calibre de los tubos (tabla 2.2)

$F_c$ : Factor de limpieza

$C$ : Factor de corrección por diámetro de los tubos (tabla 2.3)

$V$ : Velocidad del agua de enfriamiento dentro de los tubos en ft/s

$U$ : Coeficiente global de transferencia de calor en Btu/ft<sup>2</sup>h°F

El coeficiente de limpieza  $F_c$  es atribuido a la capa filmica de alga o cualquier contaminante en el agua que se forma en el interior de los tubos. Cuando el agua de enfriamiento es limpia, un factor de limpieza de 0,85 es normalmente usado. Los fabricantes usualmente utilizan 0,85 o menos para calcular el desempeño del condensador.

**Tabla 2.1: Factores de corrección por temperatura para el diseño de condensadores de superficie según especificaciones de la HEI**

Temperatura de entrada del agua de enfriamiento		Factor de corrección por temperatura
°C	°F	
-1,1	30	0,650
4,4	40	0,743
10,0	50	0,835
15,6	60	0,922
18,3	65	0,967
21,1	70	1,000
23,9	75	1,026
26,7	80	1,045
32,2	90	1,073
37,8	100	1,100
43,3	110	1,121
48,9	120	1,140

**Tabla 2.2: Factores de corrección por material y calibre de los tubos para el diseño de condensadores de superficie según especificaciones de la HEI**

		Calibre del tubo - BWG												
		12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Espesor	mm	2,77	2,41	2,1	1,83	1,65	1,47	1,24	1,07	0,89	0,83	0,66	0,64	0,56
	in	0,109	0,095	0,083	0,072	0,065	0,058	0,049	0,042	0,035	0,032	0,026	0,025	0,022
Material	Factor de corrección por material y espesor de los tubos													
Metal Admiralty	0,87	0,895	0,92	0,94	0,96	0,98	1	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	
Cobre Arsénico	0,87	0,895	0,92	0,94	0,96	0,98	1	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	
Cobre-Acero 194	0,87	0,895	0,92	0,94	0,96	0,98	1	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	
Fundición Aluminio	0,84	0,87	0,9	0,92	0,94	0,94	0,97	0,985	1	1,01	1,02	1,025	1,03	
Aluminio-Bronce	0,84	0,87	0,9	0,92	0,94	0,87	0,97	0,985	1	1,01	1,02	1,025	1,03	
90-10 Cu-Ni	0,74	0,77	0,8	0,825	0,85	0,87	0,9	0,92	0,94	0,955	0,97	0,98	0,99	
70-30 Cu-Ni	0,64	0,675	0,71	0,74	0,77	0,8	0,82	0,845	0,87	0,885	0,9	0,915	0,93	
Acero bajo C laminado en frío	0,74	0,77	0,8	0,83	0,86	0,885	0,91	0,93	0,95	0,965	0,98	0,99	1	
Acero inoxidable 304/316	0,55	0,59	0,63	0,665	0,7	0,73	0,76	0,795	0,83	0,85	0,87	0,89	0,91	
Titanio	0,55	0,59	0,63	0,665	0,7	0,73	0,76	0,795	0,83	0,85	0,87	0,89	0,91	

**Tabla 2.3: Factores de corrección por diámetro de los tubos para el diseño de condensadores de superficie según especificaciones de la HEI**

Diámetro de los tubos				Factor de corrección por el diámetro de los tubos
mm		In		
Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	
15,875	19,05	0,625	0,750	267
22,225	25,4	0,875	1,000	263
28,575	31,75	1,125	1,250	259

La velocidad del agua de enfriamiento es establecida usualmente por el balance de un número de factores, que incluyen entre otros: economía, ensuciamiento, erosión, calidad del agua y el material de los tubos. El máximo valor de velocidad esta limitado por la erosión dentro de los tubos y por las pérdidas por fricción dentro de los tubos. Velocidades por arriba de 2,4m/s (8ft/s) son raramente usadas por las razones antes mencionadas. Normalmente la velocidad se selecciona por arriba de 1,5 o 1,8m/s (5 o 6ft/s) para asegurar una buena transferencia de calor. Es buena práctica utilizar una velocidad entre 2,1 y 2,4m/s (7 y 8ft/s).

Los condensadores de superficie son usualmente diseñados con un calibre de 18 BWG (Birmingham Wire Gauge) correspondiente a 12,45mm (0,49in). Tubos con diámetros externos más pequeños a 15,88mm (5/8in) se obstruyen muy fácilmente, mientras que tubos con diámetros externos mayores a 25,4mm (1in) requieren excesivas cantidades de agua de enfriamiento para mantener una velocidad razonable. Para grandes aplicaciones de generación de potencia usualmente se utilizan tubos con un diámetro externo de 25,4mm (1in). Adicionalmente la longitud de los tubos con diámetro externo de 25,4mm (1in) se fabrican solamente para longitudes pares en pies desde 4,27m (14ft) hasta llegar a 9,14m (30ft).

El largo de los tubos del condensador es de extrema importancia debido a su estrecha relación con las pérdidas por fricción y con la distribución del vapor en el banco de tubos. La tabla 2.4 se puede usar como una guía para obtener un condensador de superficie bien proporcionado. Tubos más largos que 9,14m (30ft) son raramente usados debido al incremento en el costo de manufactura.

**Tabla 2.4: Relación típica entre el área de transferencia de calor y la longitud de los tubos para condensadores de superficie**

Área de transferencia de calor				Longitud aproximada de los tubos			
m <sup>2</sup>		ft <sup>2</sup>		m		ft	
Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
46	139	500	1.500	2,44	4,27	8	14
139	279	1.500	3.000	3,05	5,49	10	18
279	557	3.000	60.00	4,27	6,10	14	20
557	929	6.000	10.000	4,88	6,71	16	22
929	1.858	10.000	20.000	5,49	7,32	18	24
1.858		20.000		6,71	9,14	22	30

La finalidad en el diseño de un condensador de superficie es conocer el área de transferencia de calor que este requiere para rechazar una cantidad específica de calor conocidas las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento y la temperatura de saturación del vapor a la presión de condensación de diseño. Utilizando el término de diferencia de temperatura promedio logarítmica (Log Mean Temperature Difference – LMTD) se puede calcular el área de transferencia de calor referida al área externa de los tubos con la siguiente fórmula de transferencia de calor.

$$Q_R = U \cdot A \cdot \text{LMTD}$$

$Q_R$ : Calor rechazado

$A$ : Área de transferencia de calor referida al exterior de los tubos.

Como todos sabemos la LMTD se calcula a partir de la siguiente fórmula, conocidas las condiciones de temperatura de entrada y salida del agua de enfriamiento y la temperatura de saturación del vapor a la presión de condensación.

$$\text{LMTD} = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_v - T_1}{T_v - T_2}}$$

$T_1$ : Temperatura de entrada del agua de enfriamiento

$T_2$ : Temperatura de salida del agua de enfriamiento

$T_v$ : Temperatura de saturación del vapor a la presión de condensación

El aumento de temperatura del agua de enfriamiento está frecuentemente entre 8,3 y 13,9°C (15 y 25°F), esta diferencia equivale al rango definido para las torres de enfriamiento. Como es evidente, la superficie de transferencia de calor del condensador se incrementará a medida que esta diferencia de temperatura aumenta. La diferencia terminal de temperatura, es decir la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor y la de salida del agua de enfriamiento del condensador, no debe ser menor a 2,8°C (5°F) según recomienda la HEI. Obviamente la temperatura del agua de enfriamiento afecta significativamente la presión de descarga de la turbina a vapor.

Según los estándares recomendados por la HEI, el calor de diseño rechazado por el condensador se calcula a partir de una entalpía de condensación de diseño de 2.210kJ/kg (950Btu/lb) para instalaciones con turbinas a vapor sin recalentamiento y de 2.326kJ/kg (1.000Btu/lb) para instalaciones con motores a vapor. Aunque no está estandarizado, es recomendado utilizar 2.326kJ/kg (1.000Btu/lb) para instalaciones con turbinas a vapor con recalentamiento debido a su bajo contenido de humedad en su descarga. Luego el cálculo del calor rechazado se realizara de la siguiente manera.

$$Q_R = \dot{m}_v \cdot \ddot{A}h$$

$\dot{m}_v$ : Flujo másico de vapor condensado

$\ddot{A}h$ : Entalpía de condensación de diseño

La caída de presión a través de los tubos se calcula con la fórmula empírica publicada en los estándares de la HEI deducida a partir de la fórmula de William y Hazen, la cual se muestra a continuación.

$$\Delta P_f = 0,00541 \cdot V^{1,84} \cdot \frac{L_T \cdot NP}{D_i^{1,16}}$$

$\Delta P_f$ : Caída de presión a lo largo de los tubos del condensador en ft H<sub>2</sub>O

V: Velocidad del agua de enfriamiento dentro de los tubos en ft/s

L<sub>T</sub>: Longitud de los tubos en ft

NP: Número de pasos

D<sub>i</sub>: Diámetro interno de los tubos en in

En el condensador también se deben tomar en cuenta las pérdidas que ocurren en las cajas de agua las cuales van a depender primordialmente de la velocidad del agua de enfriamiento. Esta pérdida se determina a partir de la tabla 2.5 publicada por la HEI, la cual esta dada para un solo paso, por lo que se debe multiplicar por dos si el condensador es de dos pasos.

**Tabla 2.5: Pérdidas por fricción ocurridas en las cajas de agua de un condensador de superficie de un sólo paso**

Velocidad del agua de enfriamiento en los tubos		Pérdida en las cajas de agua para un paso	
m/s	ft/s	m H <sub>2</sub> O	ft H <sub>2</sub> O
0,91	3,0	0,12	0,39
1,07	3,5	0,15	0,49
1,22	4,0	0,19	0,61
1,37	4,5	0,21	0,70
1,52	5,0	0,26	0,85
1,68	5,5	0,30	0,98
1,83	6,0	0,34	1,12
1,98	6,5	0,39	1,27
2,13	7,0	0,43	1,42
2,29	7,5	0,48	1,58
2,44	8,0	0,53	1,74
2,59	8,5	0,58	1,90
2,74	9,0	0,63	2,06

## 2.2 TORRES DE ENFRIAMIENTO

Una torre de enfriamiento es un intercambiador de calor especializado en el cual dos fluidos, (agua y aire) son puestos en contacto directo para que se realice una transferencia de calor con la finalidad de disminuirle la temperatura al agua. Existen varios tipos y modelos de torres de enfriamiento, cada una con características específicas.

Las torres de enfriamiento **atmosféricas** no usan ningún equipo mecánico para crear el flujo de aire. Entre ellas se encuentran las pequeñas torres de enfriamiento de **inducción natural** las cuales, a pesar de que son económicas, tienen un rango de aplicación limitado. En esta categoría también entran las llamadas torres de enfriamiento **hiperbólicas de tiro natural** las cuales son muy dependientes y típicamente se utilizan en grandes aplicaciones de generación eléctrica.

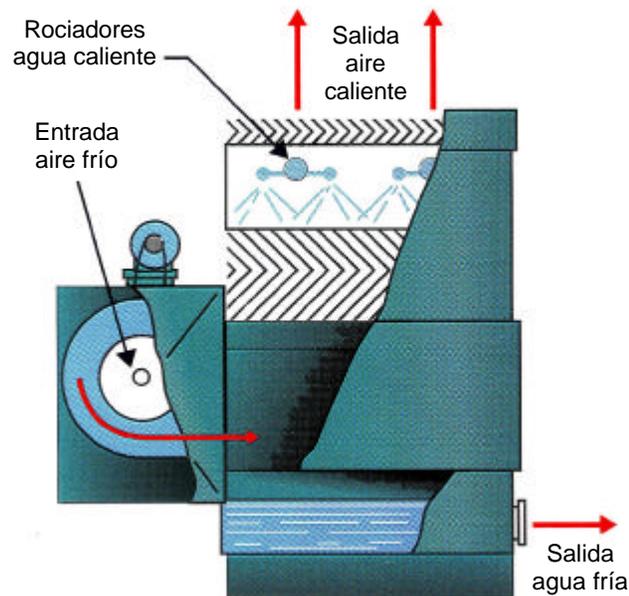


Figura 2.5: Torre de enfriamiento de tiro forzado de flujo contracorriente

Más comunes en la industria son las torres de enfriamiento de **tiro mecánico**. En estas unidades uno o varios ventiladores provocan el flujo de aire. Entre ellas tenemos a las de **tiro forzado** (figura 2.5) donde el aire es impulsado dentro de la torre por un ventilador localizado en la entrada de aire a la torre. También tenemos unidades de **tiro inducido** (figuras 2.6, 2.7,

2.8 y 2.9) donde el ventilador es localizado en la salida de aire de la torre por lo que arrastra al aire a lo largo de ella. También se pueden conseguir torres de enfriamiento **híbridas**, las cuales combinan las propiedades de las unidades de tiro natural y mecánico, y que usualmente dan la apariencia de que son de tiro natural exclusivamente, pero están equipadas con ventiladores que aumentan el flujo de aire.

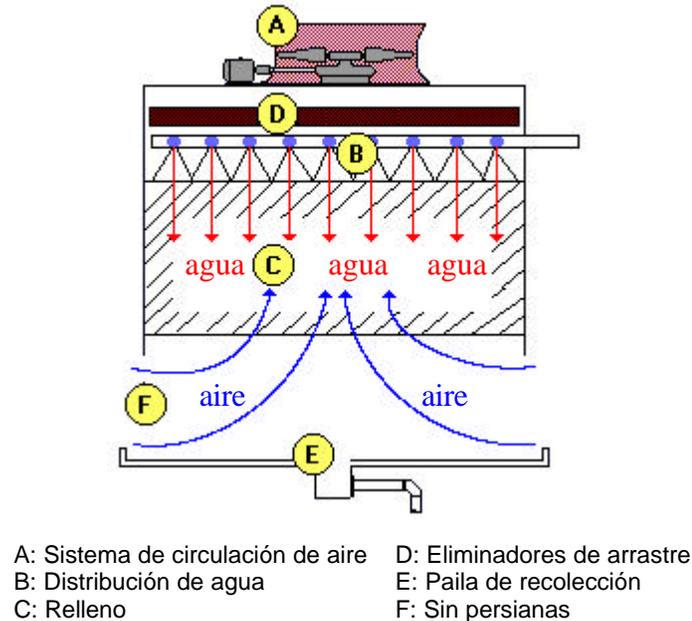


Figura 2.6: Torre de enfriamiento de tiro inducido de flujo contracorriente

Las torres de enfriamiento también son clasificadas por el tipo de relación de flujo que existe entre el aire y el agua dentro de la unidad. En las torres de **flujo contracorriente** (figuras 2.5, 2.6 y 2.7) el flujo de aire es vertical hacia arriba a través del relleno, contrario al del agua, el cual es vertical hacia abajo. Estas torres tienden a ser las más compactas, debido a que el aire más frío está en íntimo contacto con la entera sección transversal del flujo del agua justo antes que esta caiga a la paila de recolección. La naturaleza cerrada de una torre de flujo contracorriente restringe la exposición del agua a los rayos del sol, lo que retarda el crecimiento de algas. Por otro lado, se requiere mayor potencia de los ventiladores debido a que el flujo de agua impide de manera directa el flujo de aire.

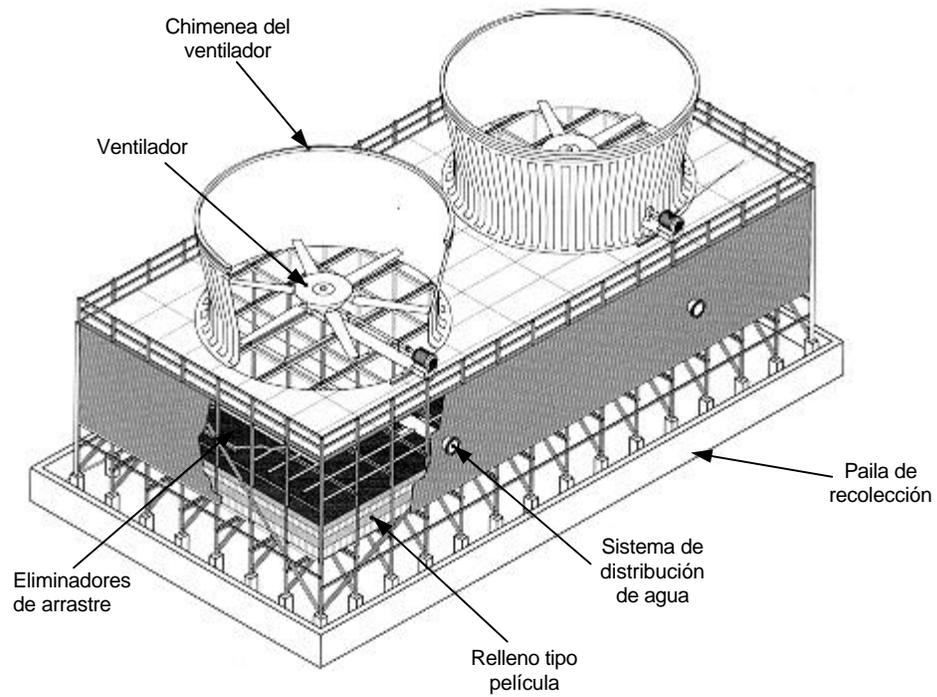
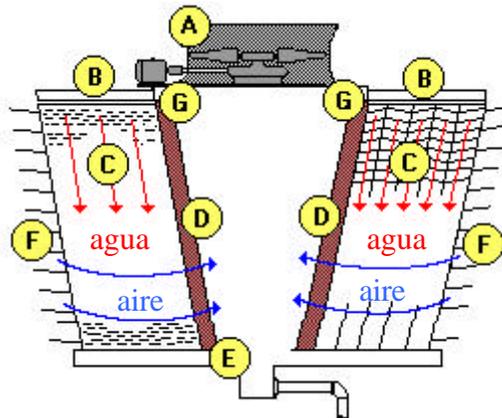


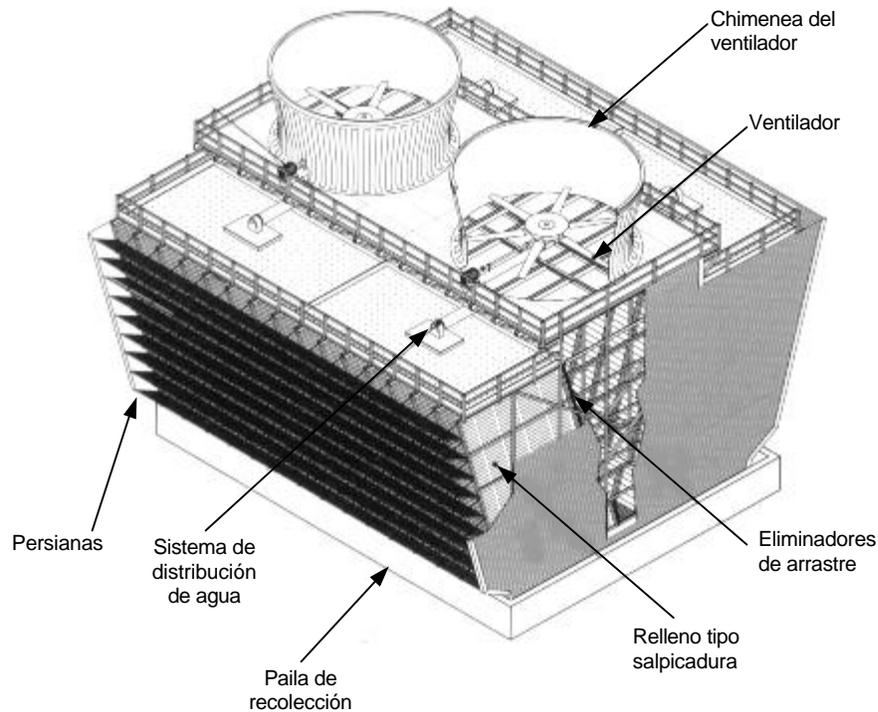
Figura 2.7: Dos celdas de una torre de enfriamiento de tiro inducido de flujo contracorriente



- |                                   |                             |
|-----------------------------------|-----------------------------|
| A: Sistema de circulación de aire | D: Eliminadores de arrastre |
| B: Distribución de agua           | E: Paila de recolección     |
| C: Relleno                        | F: Persianas                |
|                                   | G: Área de redistribución   |

Figura 2.8: Torre de enfriamiento de tiro inducido de flujo contracorriente

En las torres de **flujo cruzado** (figuras 2.8 y 2.9) el flujo de aire es horizontal a través del relleno y cruza la caída vertical de agua. Estas torres disfrutaron de gran popularidad debido a que ofrecen un costo operacional bajo, y comúnmente también un bajo costo de inversión, aunado a un diseño simple y fácil de mantener.



**Figura 2.9: Dos celdas de una torre de enfriamiento de tiro inducido de flujo cruzado**

Las torres de enfriamiento también son clasificadas por el tipo de construcción. Están las torres que son **construidas en campo** las cuales son mayormente fabricadas en el sitio de utilización. Las grandes torres de enfriamiento usualmente son construidas en campo. Las unidades **ensambladas en fábrica**, son ensambladas en el sitio de manufactura, y luego enviadas en pocas secciones, como sea posible, para ser ensambladas en el sitio de utilización. Las pequeñas torres son prácticamente enviadas en una sola pieza.

## 2.2.1 COMPONENTES PRINCIPALES DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO

*Relleno:* El relleno es el corazón de la torre de enfriamiento, siendo su propósito el de extender el tiempo y la superficie de contacto entre el agua caliente y el aire frío para maximizar el intercambio de calor sensible y el enfriamiento evaporativo dentro de la torre. El relleno consiste de laminas individuales que poseen surcos, abolladuras y arrugas.

Existen distintos tipos y formas de relleno dependiendo de la ingeniosidad y conocimiento del diseñador, el cual siempre buscará maximizar el contacto entre el agua y el aire, y minimizar la caída de presión del flujo de aire. Uno de los más conocidos es el relleno tipo salpicadura, el cual rompe el agua interrumpiendo su caída vertical. Este relleno es de mucha utilidad cuando la calidad del agua de enfriamiento es pobre. Las barras para el relleno tipo salpicadura son comúnmente extruidas a partir de fibra de vidrio o polietileno de alta densidad (PVC). Otro tipo de relleno muy utilizado es el tipo película donde el agua en forma de película fluye a través de grandes áreas verticales que promueven una máxima exposición al aire. Las complicadas formas que componen el relleno tipo película son fabricadas al vacío o por termoformado a partir de láminas de PVC. El relleno tipo película generalmente requiere de menor espacio para lograr la misma capacidad que el de tipo salpicadura, aunque requiere de mejor calidad del agua de enfriamiento.

*Eliminadores de arrastre:* Los eliminadores de arrastre son usados para remover las gotas de agua de la descarga del aire al haber atravesado el relleno, impartándole al aire varios cambios de dirección. Las partículas de agua, más pesadas que el aire, chocan contra el eliminador y drenan de vuelta hacia la torre. Muchos tipos de relleno tipo película son diseñados con eliminadores de arrastre integrados.

*Sistema de distribución de agua caliente y atomizadores:* Son utilizados para distribuir el agua caliente sobre el relleno, cayendo esta en forma de "spray" a través de los atomizadores, de manera de maximizar la superficie del agua.

*Paila de recolección:* Se utiliza para recolectar el agua fría en el fondo de la torre de enfriamiento. Es una parte integral de las torres que son ensambladas en fabrica mientras que para las torres construidas en campo es fabricada de concreto en el sitio.

*Sistema de circulación de aire:* En las torres de tiro mecánico esta compuesto por el ventilador y respectivo motor eléctrico. En las torres de tiro natural la circulación de aire se logra por una diferencia de densidad, por lo que tienden a ser muy altas, para permitir una diferencia de densidad específica y así lograr el flujo de aire requerido.

*Persiana en la entrada del aire:* Direccionan el flujo de aire a la entrada y evitan que penetre la luz del sol, la cual promueve el crecimiento de algas. De igual manera reducen la pérdida de agua de enfriamiento cuando las condiciones del viento son adversas.

### **2.2.2 PARÁMETROS QUE AFECTAN EL DISEÑO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO**

El diseño y selección de una torre de enfriamiento es un proceso de gran complejidad donde se tienen dos variables primordiales, dimensiones y flujo de aire, de las cuales dependerá el costo de la torre, la potencia de los ventiladores y la altura de bombeo requerida. Al momento de diseñar o seleccionar una torre de enfriamiento, para aumentarle su capacidad (disminución de la temperatura de agua fría, aumento del caudal de agua de enfriamiento o ambas), se puede optar por:

- *Aumentar el área transversal del relleno.* Esto aumentaría el área de transferencia de calor pero aumentaría los requerimientos de área de terreno. Adicionalmente, se requeriría mayor potencia de los ventiladores por tener que aumentarse el flujo de aire.
- *Aumentar la altura del relleno.* Esto aumentaría el área de transferencia de calor pero aumentarían los requerimientos con respecto a la altura de bombeo. Adicionalmente, aumentaría la potencia de los ventiladores por aumentar la caída de presión del aire a través del relleno.
- *Aumentar el flujo másico de aire.* Esto aumentaría los requerimientos de potencia de los ventiladores.

Si a todas estas variables le aunamos la posibilidad de poder aumentar el número de celdas y la obligación de controlar otras variables como el exceso de pérdidas por evaporación, salpicadura y arrastre, se puede evidenciar lo complejo que es el diseño de una torre de enfriamiento. Debido a lo anterior, los requerimientos específicos de espacio y consumo de potencia y agua serán los factores que definirán el criterio del diseñador al momento de calcular una torre de enfriamiento.

### 2.2.2.1 Calor rechazado, rango, aproximación y temperatura de bulbo húmedo

Los principales parámetros que afectan el tamaño de una torre de enfriamiento son: el calor rechazado, el rango, la aproximación y la temperatura de bulbo húmedo.

Antes de enumerar cómo afectan cada uno de estos parámetros el tamaño de la torre de enfriamiento, expliquemos el significado de cada uno.

*Calor rechazado:* Es la cantidad de calor por unidad de tiempo que rechaza el agua en la torre de enfriamiento. Sin tomar en cuenta las pérdidas debe ser igual al calor que recibe el aire que enfría el agua en la torre e igual al calor rechazado por la planta. Se puede expresar con la siguiente ecuación:

$$\text{Calor rechazado} = \text{Flujo másico de agua} \times \text{Calor específico a presión constante del agua} \times \text{Rango}$$

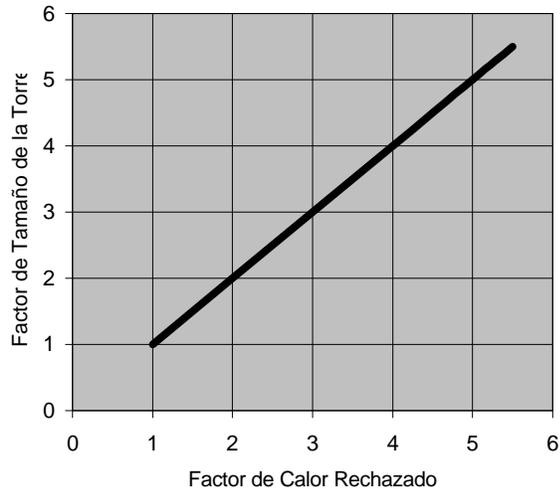
*Rango:* Diferencia entre la temperatura del agua caliente y la del agua fría en la torre de enfriamiento.

*Aproximación:* Diferencia entre la temperatura del agua fría o de salida de la torre de enfriamiento y la temperatura de bulbo húmedo.

*Temperatura de bulbo húmedo:* Es la temperatura del aire en estado de saturación. Mientras más baja sea esta temperatura, la torre de enfriamiento podrá intercambiar mayor cantidad de calor. Una torre de enfriamiento no puede enfriar agua hasta una temperatura menor a la de bulbo húmedo.

Si cualquiera de estos tres parámetros se mantienen constantes, variando el cuarto restante, afectará el tamaño de la torre de enfriamiento de la siguiente manera:

- El tamaño de la torre varía directamente y linealmente con el calor rechazado, como se ilustra en la figura 2.10.



**Figura 2.10: Variación del tamaño de una torre de enfriamiento con el calor rechazado**

- El tamaño de la torre varía inversamente con el rango, como se muestra en la figura 2.11. Un aumento del rango además, de incrementar la superficie de calor, también y no tan evidentemente, disminuye la potencia de los ventiladores por reducirse el flujo de agua y por consecuencia reducirse la presión estática que se opone al flujo de aire.
- El tamaño de la torre varía inversamente con la aproximación, como se muestra en la figura 2.12. Al disminuir la aproximación a partir de 5°F el tamaño de la torre se incrementa rápidamente, es decir la curva se hace asintótica. Por esta razón en la práctica no se garantiza ninguna aproximación menor a 5°F.
- El tamaño de la torre varía inversamente con la temperatura de bulbo húmedo, como se ilustra en la figura 2.13. Esto se debe a que prácticamente, en una torre de

enfriamiento, toda la transferencia de calor se produce por evaporación y la habilidad del aire de absorber húmeda se reduce con la temperatura.

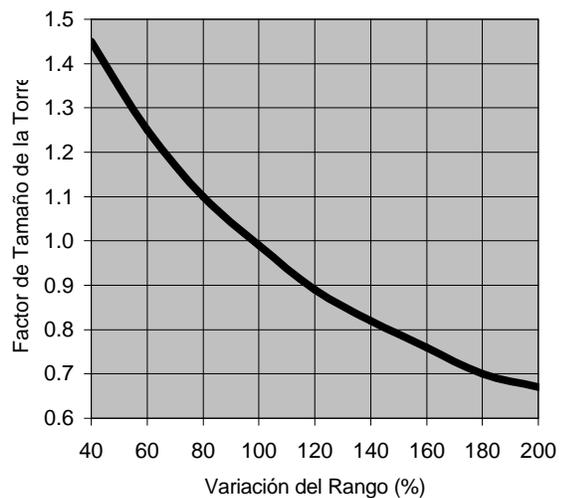


Figura 2.11: Variación del tamaño de una torre de enfriamiento con el rango

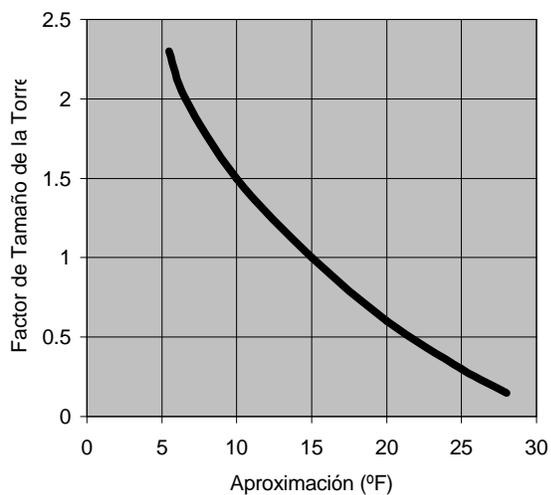
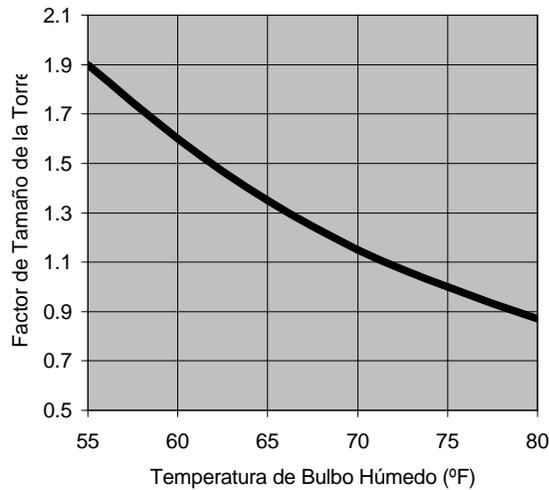


Figura 2.12: Variación del tamaño de una torre de enfriamiento con la aproximación



**Figura 2.13: Variación del tamaño de una torre de enfriamiento con la temperatura de bulbo húmedo**

#### **2.2.2.2 Acondicionamiento del agua**

En las torres de enfriamiento el agua es utilizada como medio para absorber el calor no sólo por sus excelentes refrigerantes sino también por ser prácticamente gratis. Sin embargo, todas las aguas naturales contienen sólidos disueltos, gases y sustancias en suspensión en una variedad de cantidades, los cuales pueden ser una fuente de problemas de operación.

Bicarbonatos y sulfatos de calcio, sodio y hierro son los sólidos disueltos más comunes, cuyas cantidades dependerán de la abundancia de ellos en la tierra de donde se extrae el agua. Dióxido de carbono es el gas más común y es encontrado en mayores cantidades en pozos y lagos. Los sólidos suspendidos van a consistir de sedimentos y una gran variedad de partículas y materiales arrastradas por el viento.

Aguas naturales pueden también ser afectadas por drenajes industriales los cuales suelen tener una condición ácida. Cualquier equipo defectuoso puede introducir contaminantes como aceites, grasas, hidrocarburos, directamente dentro del sistema de enfriamiento. Contaminantes transportados por el viento, como vapores ácidos provenientes

de procesos industriales o cenizas provenientes de procesos de combustión, pueden ser arrastrados dentro de la torre de enfriamiento y disolverse en el agua de circulación.

Sin un control apropiado, la presencia de cualquiera de estos contaminantes puede causar corrosión de las partes metálicas, deterioro de la torre, o pérdida del rendimiento térmico a través de todo el sistema de enfriamiento.

Existen cinco tipos de problemas ocasionados por los contaminantes presentes en el agua de enfriamiento, los cuales son: formación de incrustaciones, corrosión, crecimiento orgánico, materias extrañas y fugas de aceites.

Con la excepción de las fugas de aceite, todos estos problemas pueden ser controlados hasta cierto punto con un adecuado sistema de tratamiento de agua. Diferentes tipos de tratamientos de agua han sido utilizados con distintos grados de éxito. El más frecuente es el tratamiento en el que se utiliza un sistema de circulación de agua de enfriamiento con una pequeña cantidad de agua de reposición previamente tratada con o sin la adición al agua de circulación de inhibidores químicos.

El aceite interfiere con los tratamientos de agua empleados por lo que las fugas de aceite deben prevenirse y ser reparadas al momento que se detectan.

*Formación de incrustaciones:* Debido a la evaporación de una parte del agua de circulación, las sales contenidas en ella precipitan causando incrustaciones en el sistema. La tendencia del agua de circulación a formar incrustaciones puede ser controlado con un apropiado sistema de purga para reducir el contenido de sal, y con la adición de químicos que mantengan estas sales en solución.

*Corrosión:* Los problemas de corrosión que se originan en un sistema de enfriamiento evaporativo afectan tanto la torre como al resto del sistema de enfriamiento. La corrosión en la torre de enfriamiento se debe primordialmente a las condiciones existentes dentro de ella (aire, humedad y temperatura) y también al tratamiento químico del agua. Todos los materiales de la torre expuestos a estas condiciones deben ser cuidadosamente seleccionados. La corrosión en el resto del sistema se debe al oxígeno, al dióxido de carbono y a los químicos

utilizados para reducir las incrustaciones. Inhibidores como cromatos, polifosfatos y silicatos son usados altamente para controlar la corrosión.

La formación de incrustaciones y la corrosión en un sistema de enfriamiento evaporativo están muy relacionadas. Las propiedades del agua que influyen la formación de incrustaciones y la corrosión son la dureza, la alcalinidad, el total de sólidos disueltos, el pH y la temperatura. Teóricamente, las propiedades mencionadas pueden ser controladas de manera que se encuentre un equilibrio donde no ocurrirá ninguno de los dos problemas. Sin embargo, en la práctica este equilibrio es difícil de alcanzar debido a que es una condición de borde y un balance muy delicado se debería de mantener.

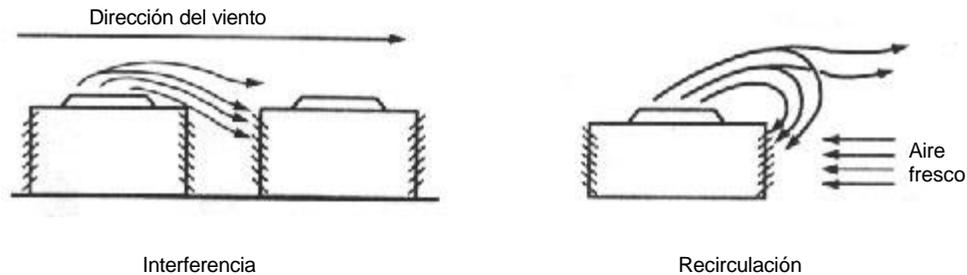
*Crecimiento orgánico:* La presencia de materia orgánica agrava el problema de la formación de incrustaciones al combinarse con los sedimentos y/o con los carbonatos de calcio. El crecimiento microbiológico y de algas en los equipos de transferencia de calor afectan su correcto funcionamiento, reducen la eficiencia de la planta e incrementan los costos de mantenimiento. Compuestos orgánicos a base de cloro son los químicos más usados para prevenir el ataque de algas y bacterias.

*Materias extrañas:* Sólidos no disueltos o materias en suspensión pueden obstruir equipos de enfriamiento o de condensación como también llenar la torre de enfriamiento de sedimentos y lodo, causando problemas de bombeo. Adicionalmente, las materias extrañas pueden agravar la formación de incrustaciones debido a que los sedimentos y el lodo se combinan físicamente con los carbonatos de calcio y producen una incrustación más gruesa y suave que la que formaría el carbonato de calcio sólo. Normalmente, estos problemas se eliminan con una adecuada colocación de filtros.

### **2.2.2.3 Disposición de las torres de enfriamiento**

La disposición de las torres de enfriamiento puede crear problemas si no se estudia de manera adecuada, como lo son los efectos de interferencia y recirculación.

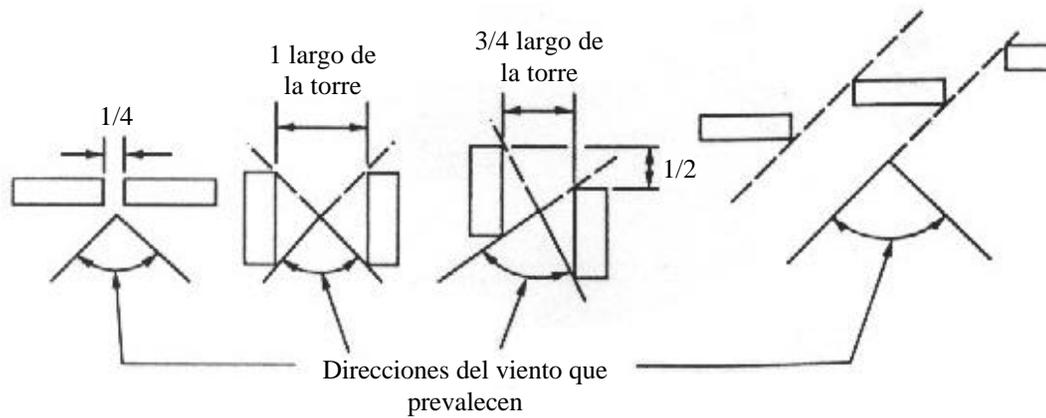
El efecto de interferencia se define como una adulteración del aire que entra en una torre de enfriamiento debida a una porción del flujo de aire húmedo que descarga otra torre cercana a esta, como se esquematiza en la figura 2.14. El efecto de recirculación es una adulteración del aire que entra a una torre de enfriamiento debida a una porción del flujo de aire que descarga esta misma torre, como se esquematiza en la figura 2.14. Estas adulteraciones aumentan la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra a la torre con respecto a la temperatura de bulbo húmedo del ambiente, reduciendo la eficiencia de la torre.



**Figura 2.14: Efectos de interferencia y recirculación en las torres de enfriamiento**

Las magnitudes de los efectos de interferencia y recirculación dependen primordialmente de la dirección y velocidad del viento, de la longitud de la torre y de las condiciones ambientales. Otros factores que afectan son la altura y el espaciamiento de los cilindros de los ventiladores, la velocidad del aire a la salida de la torre, la altura de la torre y la diferencia de densidad entre el aire de salida y el aire ambiental.

Como regla general, el efecto de interferencia se evita con un estudio adecuado de la orientación de las torres de enfriamiento que debe tomar en cuenta la temperatura de bulbo húmedo y la dirección del viento que prevalece. La figura 2.15 muestra algunas reglas generales para evitar la interferencia.



**Figura 2.15: Posibles disposiciones de las torres de enfriamiento para evitar la interferencia**

#### 2.2.2.4 Formación de nieblas

El impacto ambiental más importante que producen las torres de enfriamiento está asociado con la formación de nieblas o bruma. La descarga de la torre de enfriamiento es una mezcla de aire saturado y vapor, y adicionalmente está más caliente que el ambiente exterior. A humedades relativas altas, el aire de los alrededores de la torre se encuentra demasiado cargado de vapor como para absorber el que descarga la torre, por lo que la niebla se vuelve sobresaturada. Parte del vapor se condensa en gotas y forma una niebla a nivel del suelo, lo que limita la visibilidad y, en climas fríos, puede producir congelamiento en las vías de tránsito cercanas. Si la temperatura ambiental es alta y la humedad relativa es baja, el vapor de agua es absorbido rápidamente por el aire que rodea la torre por lo que la niebla se extendería sólo a una pequeña distancia de la torre o no se formaría.

## ***Capítulo 3***

### ***SISTEMA DE ENFRIAMIENTO***

#### ***SECO DIRECTO***

---

En algunas plantas de generación de potencia donde se imponen severas restricciones en el uso y/o descarga del agua, o en las formaciones de niebla o bruma que se generarían con el uso de torres de enfriamiento húmedas convencionales, el uso del sistema de enfriamiento seco directo se convierte en una solución alternativa que elimina todos estos problemas. Estas características hacen del condensador enfriado por aire, principal componente de este sistema, la opción más conveniente ambientalmente hablando.

El condensador enfriado por aire es un intercambiador de calor que trabaja en un circuito completamente cerrado en donde el vapor es condensado en el interior de los tubos como resultado del aire fresco que fluye a través de la superficie externa con aletas de ellos. Debido a que el rechazo de calor se logra utilizando sólo aire, no se consume agua en el proceso de condensado. Además, debido a que no se transfiere humedad al aire durante el proceso (como es en el caso de las torres de enfriamiento húmedas) los condensadores enfriados por aire no generan nieblas.

El uso de un condensador enfriado por aire además de eliminar la necesidad de tener una torre de enfriamiento, se evita también la instalación de un condensador de superficie, un sistema de circulación de agua y una eficiente planta de tratamiento de agua requerida para mantener la química del agua.

Típicamente un condensador enfriado por aire requiere un costo de inversión mayor al requerido por un sistema de enfriamiento evaporativo (puede ser de 2 a 3 veces mayor). En algunos casos, sin embargo, la opción del sistema seco directo puede ser de menor costo cuando los costos del agua, su transporte, tratamiento y desechos asociados repercuten considerablemente.

Las plantas que han decidido utilizar sistemas de enfriamiento seco directos en vez de un sistema de enfriamiento evaporativo húmedo, lo han hecho por una o varias de las siguientes razones:

- Disponibilidad insuficiente o nula de agua para enfriamiento húmedo.
- Estrictas limitaciones o requerimientos de descarga de agua.
- Problemas asociados con la bruma en las torres de enfriamientos húmedas.
- Menos tiempo requerido para obtener los permisos de la planta.
- Consideraciones políticas que prohíben el consumo de fuentes de agua para el enfriamiento de plantas de generación de potencia.



**Figura 3.1: Planta termoeléctrica de carbón de 4.000MW en total (6 unidades ) localizada en Matimba, África del Sur. Sistema de enfriamiento seco directo**

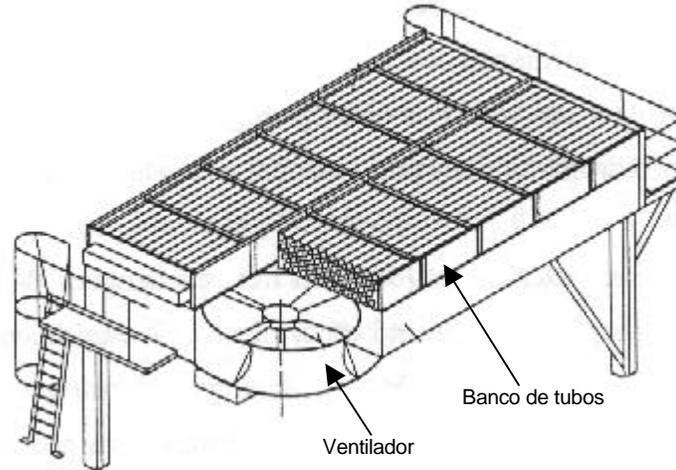
En la figura 3.1 se muestra la planta termoeléctrica Matimba ubicada en África del Sur, la cual es la planta de generación con condensadores enfriados por aire más grande del mundo donde cuentan con 6 unidades para un total aproximado de 4.000MW.

### **3.1 CONFIGURACIONES Y COMPONENTES DE LOS CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE**

Muchas configuraciones de condensadores enfriados por aire se encuentran actualmente en la práctica. En algunas situaciones la selección del diseño es crítica para la operación adecuada de la planta. Los condensadores enfriados por aire pueden ser de tipo de tiro forzado o inducido.

En el caso del de tiro forzado los ventiladores son instalados debajo del banco de tubos en la parte fría del flujo de aire, como se muestra en la figura 3.2. En la configuración de tiro inducido los ventiladores se instalan sobre el banco de tubos por lo que manejan aire caliente. La configuración de tiro forzado es más común que la de tiro inducido por ser de más fácil mantenimiento, por facilitar la selección de los materiales del ventilador debido a que estos manejarán aire a temperatura ambiente y no a altas temperaturas, y por requerir menor potencia al manejar una misma cantidad de flujo másico de aire. El beneficio principal del de tiro inducido es la buena distribución del aire al pasar por el banco de tubos lo que mejora la transferencia de calor.

Debido a que la velocidad de escape del aire al pasar por el banco de tubos es baja, entre 2,5 y 3,5m/s, la unidad es susceptible a recirculación de aire caliente. Este problema puede ser atenuado en gran medida cuando en las proximidades del condensador se encuentra otra unidad parecida o cualquier otra estructura. En muchos casos se colocan pantallas antirrecirculación o contra viento, como se muestra más adelante en la figura 3.4.

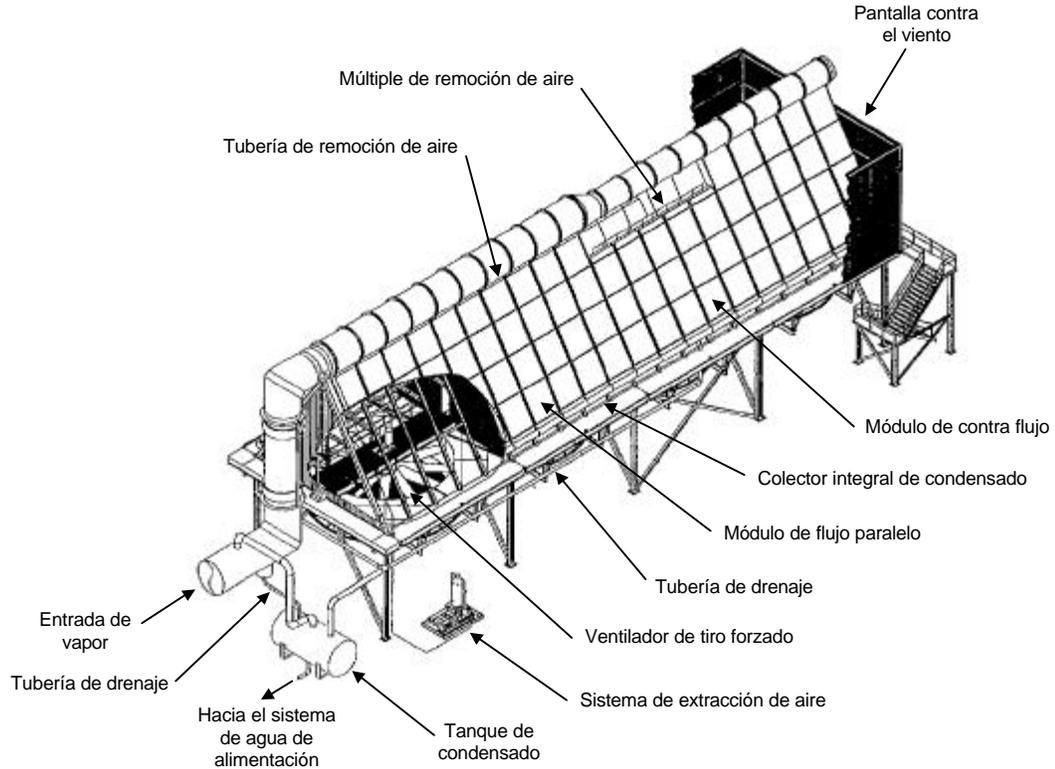


**Figura 3.2: Condensador enfriado por aire horizontal**

Además de existir la configuración del banco de tubos colocado horizontalmente, usualmente los grandes condensadores enfriados por aire tienen el banco de tubos dispuesto en un ángulo de hasta  $60^\circ$  con el nivel horizontal, los cuales son llamados tipo A. Este tipo de configuración se muestra en la figura 3.3. Esta configuración se emplea con la finalidad de reducir el área de terreno que ocupa la unidad, sin embargo generalmente requiere mayor potencia por tener que vencer una mayor caída de presión.

De igual manera existen otras configuraciones que pueden ser preferidas para aplicaciones específicas, como son con el banco de tubos vertical o en V.

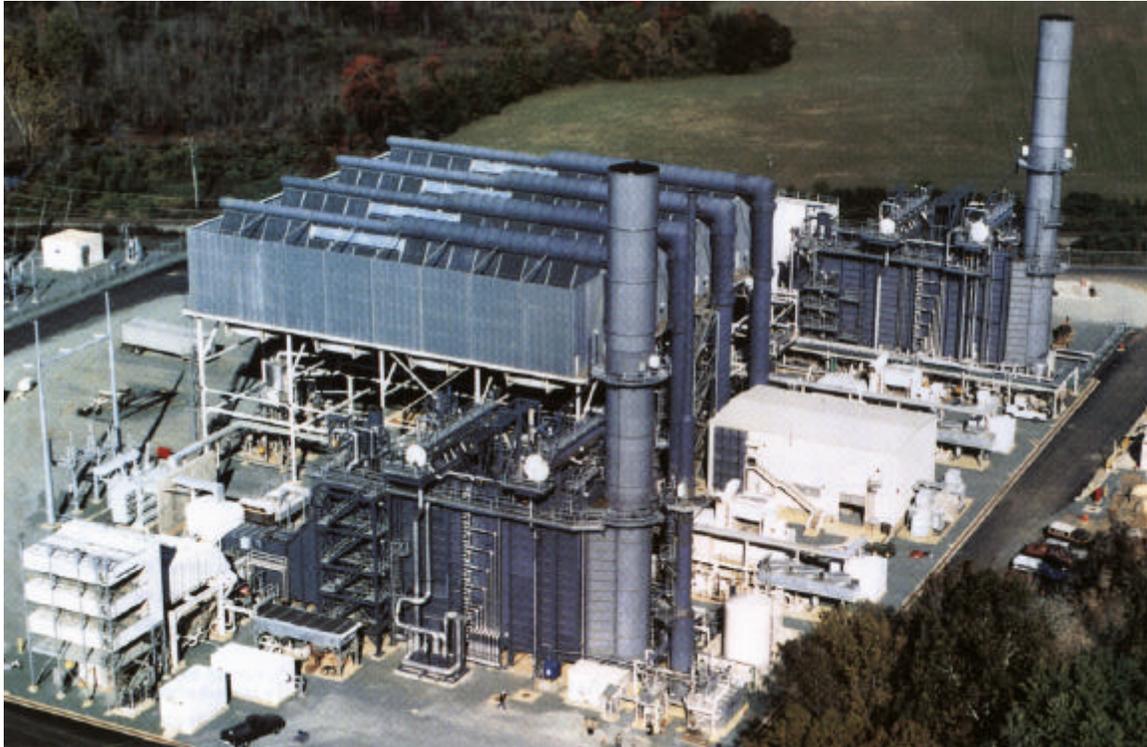
El condensador enfriado por aire preferiblemente debe emplear un proceso de condensación de dos o más etapas a una sola presión para así lograr una condensación eficiente y confiable bajo todas las condiciones de operación. Este proceso de condensación mantiene todo el tiempo al condensado en contacto con el vapor, minimizando el subenfriamiento del condensado y así evitando la corrosión y un daño potencial por congelamiento de los tubos aletados en condiciones extremadamente frías.



**Figura 3.3: Condensador enfriado por aire tipo A**

En un condensador enfriado por aire de configuración tipo A típico, el vapor es conducido desde la descarga de la turbina a vapor hasta el condensador donde, desde la parte superior, entra a un haz de tubos aletados de flujo paralelo. El vapor es sólo parcialmente condensado en los módulos de flujo paralelo, y el restante es conducido por un colector inferior hacia el haz de tubos aletados de contra flujo. El vapor entra desde la parte inferior y asciende a través de los tubos aletados hasta un punto donde la condensación es completa. Los gases no condensables son retirados por encima de este punto por los eyectores. El condensado drena por gravedad hasta el tanque de condensado y es luego enviado de vuelta al sistema de alimentación de agua.

En la figura 3.4 se puede visualizar un condensador enfriado por aire tipo A compuesto por 4 módulos, perteneciente a una planta de ciclo combinado de 240MW. Es interesante observar la ubicación que se le dio al condensador buscando resolver problemas de espacio. En la figura 1.8 presentada anteriormente en el capítulo 1 sección 1.3.2.2. se muestra una planta de ciclo combinados de 630MW que utiliza enfriamiento seco directo y se puede observar la disposición que se optó para las unidades condensadoras.



**Figura 3.4:** Planta de un módulo 2x1 de ciclo combinado de 240MW en total localizada en Gordonsville, Virginia, EE.UU. GVCR de dos niveles de presión horizontal de circulación natural con combustión suplementaria. Sistema de enfriamiento seco directo

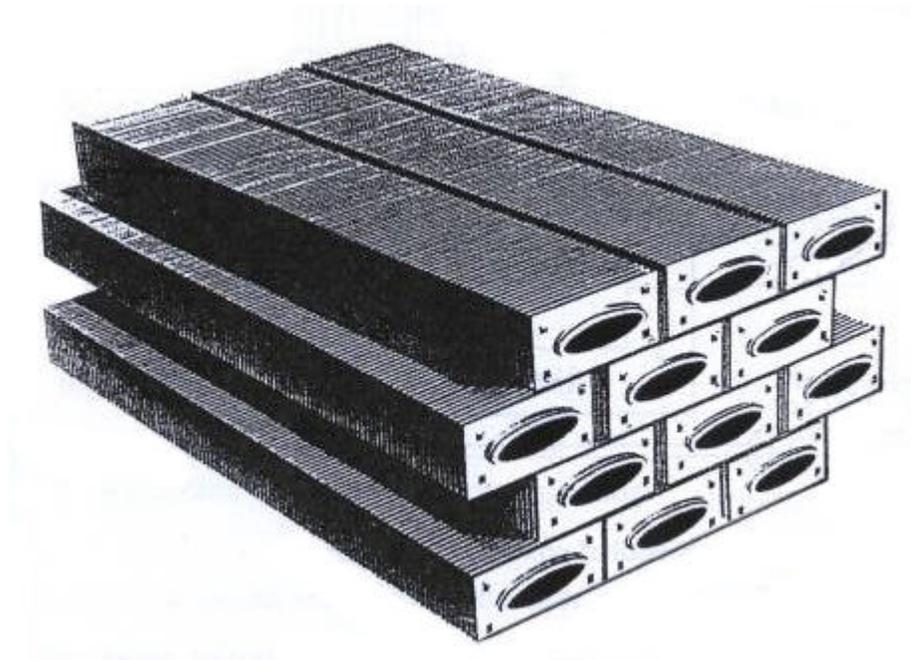
### 3.1.1 BANCO DE TUBOS

El corazón del sistema de enfriamiento seco directo es el banco de tubos aletados. La selección del tipo de tubo aletado es crítica. La selección va a estar influenciada por el costo,

las temperaturas de operación y las condiciones atmosféricas. Cada tipo de tubo tiene diferentes características de transferencia de calor y de caída de presión.

Existen muchas configuraciones de tubos aletados. Los tubos pueden ser circulares, elípticos, aplanados, etc. Las aletas pueden ser, ya sea una parte integral del tubo, pueden estar mecánicamente unidas a este, o pueden estar soldadas, galvanizadas, etc. Para mejorar la transferencia de calor por medio de la turbulencia, muchas aletas se diseñan corrugadas o perforadas.

Dos de los tubos aletados más comunes son el tubo elíptico con aletas rectangulares (figura 3.5) y el tubo circular con aletas helicoidales o circulares extruidas a partir de un tubo secundario (figura 3.6).



**Figura 3.5:** Tubos elípticos con aletas rectangulares para condensadores enfriados por aire

Los fabricantes de los tubos aletados encuentran económicamente práctico limitar la producción a unos diseños estándares. Los tubos son fabricados en longitudes desde 1,8m (6ft) hasta 18m (60ft) y en diámetros que van desde 16mm (5/8in) hasta 152mm (6in), siendo

el más común el de 25,4mm (1in). Las aletas son comúnmente helicoidales, encontrándose de 7 a 11 aletas por pulgada, con alturas entre 0,406mm (5/16in) y 25,4mm (1in), con espesores entre 0,254mm (0,01in) y 0,889mm (0,035in).

El banco de tubos suele ser rectangular y típicamente consiste de 2 a 10 filas de tubos aletados arreglados según un paso rectangular. El paso rectangular suele ser entre 2 y 2,5 veces el diámetro del tubo. Al aumentar el numero de filas es evidente que aumentará la caída de presión del flujo de aire por lo que aumentará la potencia requerida por los ventiladores.



**Figura 3.6: Tubo circular con aletas circulares extruidas para condensadores enfriados por aire**

### **3.1.2 DUCTO DE VAPOR PRINCIPAL**

El vapor que descarga la turbina es conducido por medio de un ducto principal hasta la interfase de conexión con el condensador. El vapor luego fluye desde este punto hasta las subsecciones del condensador por medio de ductos elevados y finalmente ductos de distribución horizontales.

Debido a la necesidad de instalar un ducto que transporte el vapor que sale de la turbina de baja presión hasta donde se encuentran ubicados los bancos de tubos aletados, la

presión de condensación será indiscutiblemente distinta a la presión de descarga de la turbina. La consideración de la caída de presión que ocurre a lo largo del ducto de vapor principal es de gran importancia al momento de diseñar un condensador enfriado por aire. Si no se considera esta caída de presión el condensador resultaría subdimensionado, lo que implica que no estaría en la capacidad de rechazar la cantidad de calor esperada.

Los ductos de vapor son cuidadosamente diseñadas de manera que las fuerzas, momentos y desplazamientos sean absorbidos por la brida de la turbina a vapor. El diseño del ducto debe absorber todos los desplazamientos térmicos que ocurren en el sistema. Esto se logra a través de juntas de expansión, resortes, etc. incorporados en el ducto y en su soporte. El sistema de ductos entero es de acero al carbono construido enteramente utilizando soldadura, lo cual lo hace completamente libre de fugas. Un sistema de drenaje es conectado a la parte más baja del ducto. El diámetro del ducto de vapor es optimizado de manera de obtener la caída de presión más económica.



**Figura 3.7: Condensador enfriado por aire tipo A en construcción**

En la figura 3.7 se muestra un condensador enfriado por aire tipo A en construcción compuesto por varias celdas o módulos donde se puede fácilmente visualizar el recorrido del ducto de vapor principal.

## **3.2 OTROS FACTORES QUE AFECTAN LA OPERACIÓN Y EL DISEÑO DE CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE**

### **3.2.1 GASES NO CONDENSABLES**

La efectividad de un condensador enfriado por aire es reducida si gases no condensables están presentes durante el proceso de condensación. El aire que se filtra a través de los equipos correspondientes a la porción de baja presión del ciclo a vapor y los gases resultantes de los químicos utilizados para el tratamiento del agua de alimentación del generador de vapor, van a tender a acumularse en el condensador. Los gases no condensables atrapados van a reducir el rendimiento del condensador, van a producir corrosión y pueden causar congelamiento en climas de invierno.

La figura 3.8 ilustra con mejor detalle como se atrapan los gases no condensables en un condensador enfriado por aire simple que tiene dos filas de tubos.

Debido a que la primera fila de tubos esta expuesta a una temperatura del aire más fría que la segunda, la segunda fila de tubos condensará menor cantidad de vapor que la primera, por lo que el vapor que fluye a través de la segunda fila sufrirá una caída de presión menor. La presión en el cabezal trasero o de salida será igual a la presión en el cabezal frontal o de entrada menos la caída de presión que sufre el vapor en los tubos de la segunda fila. Debido a esto una cantidad de vapor presente en el cabezal trasero tenderá a entrar por la salida de los tubos de la primera fila, atrapando los gases no condensables.

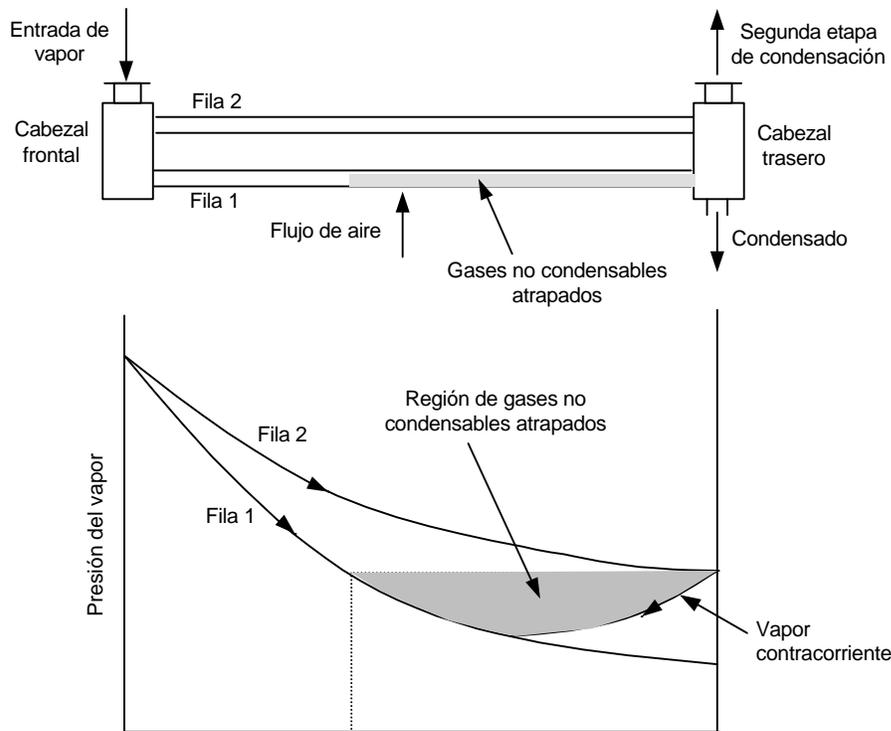


Figura 3.8: Gases no condensables atrapados en un condensador enfriado por aire

Para evitar este problema en condensadores de múltiples filas, algunos diseños poseen un desaerador o condensador secundario de contraflujo instalado en serie con el banco de tubos principal, mostrado anteriormente en la figura 3.3. Este condensador secundario va a ser simplemente un banco de tubos colocado en el medio del banco de tubos principal donde el vapor fluye hacia arriba hasta llegar a un sistema de eyección de aire.

El efecto de este concepto puede ser mejorado al cambiar el alto o el paso de las aletas en filas de tubos consecutivas con la finalidad de lograr una caída del vapor más balanceada entre todos los tubos.

### 3.2.2 FLUJO DE AIRE A TRAVÉS DEL CONDENSADOR TIPO A

El patrón general de flujo de aire a través de un banco de tubos de un condensador tipo A se muestra en la figura 3.9(a). Mientras que el patrón correspondiente a un arreglo de varios condensadores tipo A dispuestos uno al lado del otro se muestra en la figura 3.8(b).

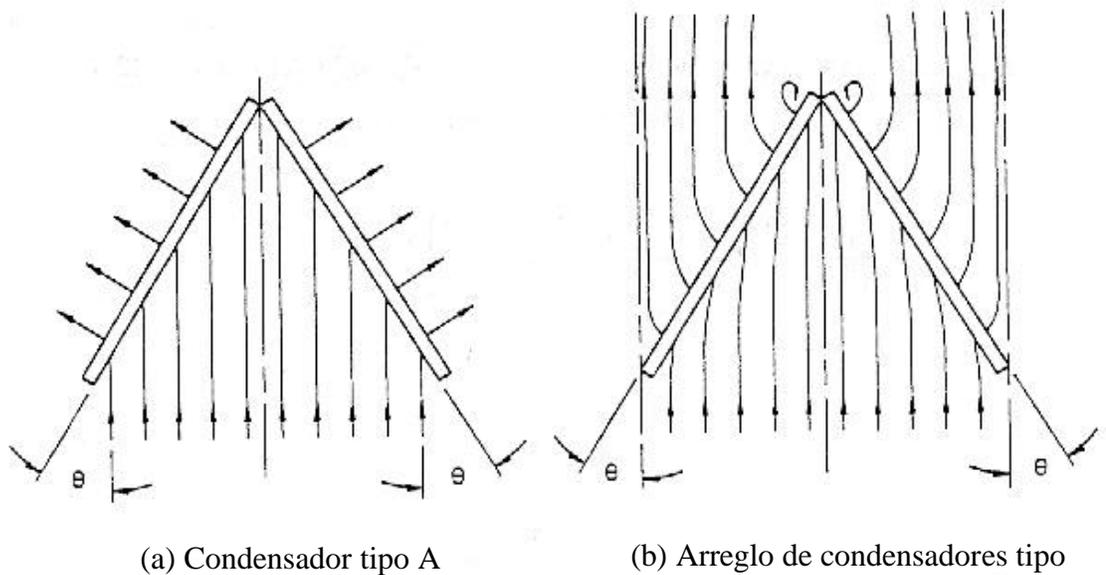


Figura 3.9: Flujo de aire a través de un condensador enfriado por aire tipo A

El aire al pasar a través de un arreglo de varios condensadores tipo A, va a emerger en una dirección casi perpendicular al banco de tubos, si la caída de presión a través del banco de tubos es muy alta. Luego, convergerán y se acelerarán produciéndose separaciones tanto aguas abajo como aguas arriba, formándose un perfil de velocidades distorsionado. Debido a que las líneas de flujo aguas abajo son curvas, la presión no va a ser uniforme a lo largo de la cara aguas abajo del banco de tubos, por lo que la velocidad a través de los tubos variará con la posición. El resultado es que el flujo aguas arriba se aproximará al banco de tubos de manera oblicua.

La oblicuidad del flujo que entra al banco de tubos y la aceleración que se forma aguas abajo van a estar interrelacionadas y causarán una considerable pérdida que contribuye

significativamente a las pérdidas aerodinámicas totales, por lo que afectarán el desempeño del sistema de enfriamiento. Debido a esto, en general un condensador enfriado por aire tipo A requiere mayor potencia que uno horizontal.

### **3.2.3 CORROSIÓN, EROSIÓN Y ENSUCIAMIENTO**

Se pudiera tener la necesidad de instalar un condensador enfriado por aire en un área en donde el ambiente es particularmente corrosivo. Atmósferas corrosivas posiblemente contengan gases como dióxido de sulfuro, compuestos de cloro, monóxido de carbono, dióxido de carbono y óxidos nitrosos. Estas impurezas combinadas con humedad, lluvia, granizo, nieve o cualquier otro contaminante transportado por el viento como polvo, cenizas, etc., tienden a empeorar la corrosión y erosión de la superficie de los tubos aletados. Daño físico durante la instalación o un mantenimiento o limpieza pobre, acelerará esta tendencia.

Aunque se ha evidenciado corrosión en algunas instalaciones expuestas a ambientes particulares, es poco probable que problemas similares se presenten en futuras plantas. La práctica ha demostrado que las superficies de acero galvanizado y las superficies de aluminio químicamente oxidado o de alguna otra forma protegido, son perfectamente utilizables en condensadores enfriados por aire pudiendo cumplir con más de 25 años de vida en operación.

Se ha observado erosión de la superficie aletada de los condensadores enfriados por aire particularmente en áreas donde el suelo es arenoso y seco. En casos extremos se deben instalar pantallas ajustables para la protección de la unidad.

Así como la corrosión, el ensuciamiento de la superficie aletada de un condensador enfriado por aire tiende a aumentar la resistencia tanto térmica como del flujo de aire, obteniéndose una reducción en la tasa de transferencia de calor. Aunque el efecto del ensuciamiento en el coeficiente global de transferencia de calor pueda ser pequeño, la reducción del flujo de aire y de la diferencia de temperatura pueden significativamente empeorar el desempeño de la unidad.

Además de los contaminantes que se producen en zonas industriales, la flora y fauna local podría igualmente producir ensuciamiento. La presencia de semilla, polen, hojas, insectos, pelusas, etc., pueden ocasionar un grave ensuciamiento.

Debido a que la mayoría del ensuciamiento ocurre en la entrada de aire del condensador o en sus dos primeras filas de tubos, usualmente es mejor realizar la limpieza desde la parte de salida del aire con un rociador de agua o aire a presión. En algunos casos se le agrega jabón al rociador y otros casos más extremos se le agrega algún elemento abrasivo o se utiliza vapor.

La frecuencia de limpieza es determinada por el tipo y rata del ensuciamiento que ocurre en una aplicación en particular. En la mayoría de la instalaciones una limpieza realizada una o dos veces al año es suficiente para controlar el ensuciamiento.

El interior de los tubos no requiere en ningún momento ser limpiado debido a la alta calidad del agua que fluye a través de ellos. En relación con lo anterior, la corrosión dentro de los tubos no es un problema debido a los bajos niveles de oxígeno del agua de proceso.

### **3.2.4 GENERACIÓN DE RUIDO**

Los diseñadores y operarios de condensadores enfriados por aire deben siempre estar al tanto del problema de la generación de ruido. El ruido de baja frecuencia producido puede ser bastante perturbador tanto para los operarios de la planta como para las personas que se encuentran a sus alrededores.

Los ventiladores y sus respectivos impulsores mecánicos son los principales generadores de ruido en un condensador enfriado por aire. Aproximadamente 2/3 del ruido producido es generado por los ventiladores y sus componentes mecánicos. El 1/3 restante es generado por el flujo de aire que atraviesa el banco de tubos.

El ruido producido por los ventiladores es debido a la turbulencia y a interrupciones en el flujo de aire a altas velocidades. La frecuencia del ruido generado por los ventiladores es

relativamente baja y es completamente una función de su velocidad y de su número de paletas. La manera más eficiente que existe para atenuar el ruido generado es reduciendo la velocidad de la punta de la paleta del ventilador, reduciéndose la velocidad del ventilador o, de manera menos eficaz, aumentando el diámetro del ventilador

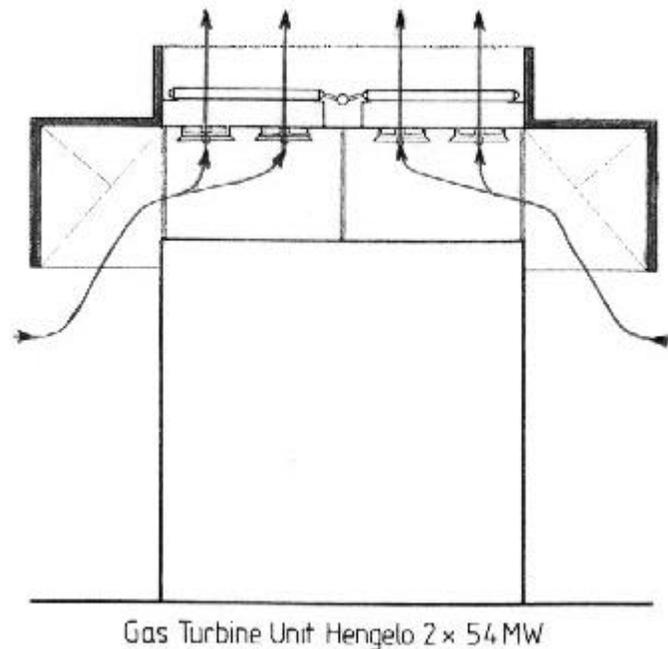
La velocidad de la punta de las paletas del ventilador es un factor decisivo para la generación de ruido y debe ser reducida a un mínimo. Si se reduce la velocidad del ventilador se reducirá el flujo másico de aire manejado. Para compensar este efecto, se debe aumentar el número de paletas del ventilador.

La generación de ruido de un ventilador esta altamente ligada con su eficiencia. Por esta razón cualquiera de las medidas que se tomen para eliminar los vórtices turbulentos que se generan en el área del ventilador ayudarán a atenuar el ruido producido y a aumentar la eficiencia del ventilador.

Actualmente es práctico y usualmente económico reducir el ruido un poco por debajo de 85dB<sub>(A)</sub> medidos a 1m (3ft) de distancia. Para reducirlo por debajo de 80dB<sub>(A)</sub> se debe prestar atención más que todo a los impulsores mecánicos ya que a estos niveles el ruido generado por estos va a predominar.

El mantenimiento de los impulsores mecánicos de los ventiladores es un factor de gran importancia para controlar el ruido. Con un mantenimiento inadecuado de estas partes mecánicas, el ruido producido podría ser mayor que el generado por los propios ventiladores.

Otros medios más costosos y menos eficientes para reducir la propagación del ruido es la colocación estratégica de atenuadores o pantallas. Un ejemplo es el que se muestra en la figura 3.10, el cual se aplicó en una planta de 2x54MW.



**Figura 3.10: Ejemplo de una disposición de pantallas atenuadoras de ruido en condensadores enfriados por aire**

### **3.3 CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DE CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE HORIZONTALES**

A continuación se describe un cálculo típico que será utilizado en este trabajo de grado, el cual fue suministrado por un fabricante para la estimación de la geometría de un banco de tubos de un condensador enfriado por aire de configuración horizontal y de tiro forzado. Adicionalmente se estimará la caída de presión que sufre el flujo de aire, todo con la finalidad de estimar los costos y la potencia asociados a este equipo.

Esta estimación es sólo aplicable para tubos circulares con aletas circulares dispuestos de manera alternada con las siguientes características:

Diámetro de los tubos: 25,4mm (1in)

Altura de la aleta: 15,875mm (0,625in)

Espesor de la aleta: 0,889mm (0,035in)

Paso de las aletas: 2,54mm (10aletas/in)

Distancia diagonal entre los tubos: 63,5mm (2,5in)

Calibre de los tubos: 12 BWG equivalente a 2,77mm (0,109in)

Material de las aletas: aluminio

Material de los tubos: Acero

De manera similar que en el caso del cálculo para el diseño de un condensador de superficie, el problema se presenta en la determinación de los coeficientes de transferencia de calor, principalmente del lado del aire.. En este caso de acuerdo a la geometría especificada se determino experimentalmente que el coeficiente de transferencia de calor del lado del aire se puede estimar con la siguiente fórmula empírica:

$$h_a = 8 \cdot \sqrt{V}$$

$h_a$ : Coeficiente de transferencia de calor del lado del aire en Btu/ft<sup>2</sup>h°F

V: Velocidad del aire justo antes del banco de tubos (face velocity) en ft/min

La velocidad del aire justo antes del banco de tubos va a depender del número de filas de tubos. Para esta geometría descrita las velocidades de diseño que se recomiendan son las que se muestran a continuación en la tabla 3.1.

**Tabla 3.1: Velocidades de diseño recomendadas para el cálculo de condensadores enfriados por aire horizontales**

Número de filas	Velocidad del aire	
	m/s	ft/min
3	3,56	700
4	3,35	660
5	3,18	625
6	3,05	600

Los coeficientes de transferencia de calor para fluidos que están sufriendo un cambio de fase, como ocurre en este caso con el vapor, son considerablemente complicados de determinar. Sin embargo se sabe por experiencia que son valores bastante altos, por lo que no dificultan prácticamente la transferencia de calor. Es buena práctica y se recomienda utilizar  $10.000\text{W/m}^2\text{K}$  ( $2.000\text{ Btu/ft}^2\text{h}^\circ\text{F}$ )

Aunque no afecta en mayor grado la transferencia de calor, debido a las altas conductividades térmicas de los materiales que se utilizan para fabricar los tubos, el coeficiente de transferencia de calor a través de la pared de estos se puede calcular de la siguiente manera.

$$h_w = \frac{k}{E_T}$$

$h_w$ : Coeficiente de transferencia de calor a través de la pared del tubo

$k$ : Conductividad térmica del material de los tubos.

$E_T$ : Espesor de los tubos

Se recomienda simular los contaminantes adheridos a las paredes del tubo como un coeficiente de transferencia de calor por ensuciamiento igual a  $5.000\text{W/m}^2\text{K}$  ( $1.000\text{ Btu/ft}^2\text{h}^\circ\text{F}$ )

El cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se realiza de la manera usual referido por conveniencia a la superficie exterior de los tubos.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_a} + \frac{D_o}{h_v \cdot D_i} + \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_s}$$

U: Coeficiente global de transferencia de calor referido a la superficie exterior de los tubos

$h_v$ : Coeficiente de transferencia de calor para el lado del vapor

$D_o$ : Diámetro externo de los tubos

$D_i$ : Diámetro interior de los tubos

$h_s$ : Coeficiente de transferencia de calor por ensuciamiento

La finalidad en el diseño de un condensador enfriado por aire es conocer el área de transferencia de calor que este requiere para rechazar una cantidad específica de calor. Son valores usualmente conocidos la temperatura de entrada del aire, que en la mayoría de los casos es la temperatura de bulbo seco ambiental, y la temperatura de saturación del vapor a la presión de condensación de diseño. Utilizando el término de diferencia de temperatura promedio logarítmica (Log Mean Temperature Difference – LMTD) se puede calcular el área de transferencia de calor referida al área externa de los tubos con la siguiente fórmula de transferencia de calor.

$$Q_R = U \cdot A \cdot \text{LMTD}$$

$Q_R$ : Calor rechazado

A: Área de transferencia de calor referida al exterior de los tubos.

Como todos sabemos la LMTD se calcula a partir de la siguiente fórmula, conocidas las condiciones de temperatura de entrada y salida del aire y la temperatura de saturación del vapor a la presión de condensación.

$$LMTD = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_v - T_1}{T_v - T_2}}$$

$T_1$ : Temperatura de entrada del aire

$T_2$ : Temperatura de salida del aire

$T_v$ : Temperatura de saturación del vapor a la presión de condensación

Es importante recordar que la presión de condensación, para el caso de enfriamiento seco directo, no es igual a la presión de descarga de la turbina a vapor, debido a que se deben considerar las pérdidas que ocurren a lo largo del ducto de vapor principal. Generalmente, se recomienda que la caída de presión para cualquier flujo de vapor a bajas presiones se mantenga entre 5 y 10%. De acuerdo a los flujos máscicos de vapor y presiones de condensación que normalmente se utilizan en este tipo de condensadores, para el presente diseño se recomienda utilizar una caída de presión de 1,7kPa (0,5inHgA), lo que permitirá que el ducto de vapor principal dentro de cierto rango esté adecuadamente dimensionada.

De igual manera que para el diseño de condensadores de superficie, se recomienda utilizar los estándares sugeridos por la HEI, donde el calor de diseño rechazado por el condensador se calcula a partir de una diferencia de entalpía de diseño de 2.210kJ/kg (950Btu/lb) para instalaciones con turbinas a vapor sin recalentamiento y de 2.326kJ/kg (1.000Btu/lb) para instalaciones con motores a vapor. Aunque no esta estandarizado, es recomendado utilizar 2.326kJ/kg (1.000Btu/lb) para instalaciones con turbinas a vapor con recalentamiento debido a su bajo contenido de humedad en su descarga. . Luego el cálculo del calor rechazado se realizara de la siguiente manera.

$$Q_R = \dot{m}_v \cdot \ddot{A}h$$

$\dot{m}_v$  : Flujo máscico de vapor condensado

$\ddot{A}h$  : Entalpía de condensación de diseño

La caída de presión del lado del aire, necesaria para conocer la potencia requerida por los ventiladores, se puede estimar para esta geometría con la siguiente fórmula empírica.

$$\ddot{A}P_a = 0,0037 \cdot NF \cdot \left( \frac{V}{100} \right)^{1,8}$$

$\Delta P_a$ : Caída de presión del aire a través del banco de tubos en inH<sub>2</sub>O

NF: Número de filas de tubos

V: Velocidad del aire justo antes del banco de tubos (face velocity) en ft/min

Finalmente el cálculo de la potencia requerida por los ventiladores se realiza de la siguiente manera.

$$P_v = \frac{A_F \cdot V \cdot \ddot{A}P_t}{\zeta_s \cdot \zeta_m}$$

$P_v$ : Potencia requerida por los ventiladores

$A_F$ : Área frontal del banco de tubos o área transversal al flujo de aire

$\Delta P_t$ : Caída de presión total del aire

$\eta_v$ : Eficiencia del sistema

$\eta_m$ : Eficiencia del motor y sistema de transmisión de potencia

La caída de presión total del aire va a ser igual a la caída de presión del aire a través del ventilador y otras pérdidas debidas a la estructura del condensador, aunada a la caída de presión a través del banco de tubos. El diámetro de los ventiladores debe asegurar que el área que este ocupa sea por lo menos 40% del área frontal del banco de tubos, para que se obtenga una buena distribución del aire. Esto conlleva usualmente a caídas de presión a través del ventilador y demás estructuras alrededor de 24,88Pa (0,1inH<sub>2</sub>O).

El diseño del ventilador y las estructuras adyacentes puede afectar la eficiencia del sistema, la cual es siempre menor a la que se reporta en las curvas de los ventiladores basadas en pruebas idealizadas realizadas en túneles de viento. Ventiladores axiales adecuadamente diseñados tienen eficiencias de aproximadamente 75%. Otros diseños menos exigentes pueden llegar a tener eficiencias tan bajas como 40%. Se recomienda utilizar una eficiencia del sistema alrededor del 65%. Generalmente la eficiencia del motor eléctrico en conjunto con el sistema de transmisión de potencia tienen una eficiencia alrededor del 95%.

El área que ocupa un condensador enfriado por aire de este tipo se puede estimar como el área frontal del banco de tubos más un 10%

## ***Capítulo 4***

# ***CONSIDERACIONES PARA EL ANÁLISIS FINANCIERO***

---

Entre todos los casos de estudio que serán seleccionados, se determinará cual es el más conveniente desde el punto de vista económico, aplicando criterios decisorios básicos. Con esta finalidad se van a realizar evaluaciones financieras sencillas que simulen un flujo de caja, representado por los ingresos y egresos que la planta de generación sufrirá a lo largo de su vida en operación. La herramienta que se utilizará será el modelo económico conocido como proforma financiera, diseñada a conveniencia para realizar las comparaciones que aquí se llevan a cabo.

Es importante señalar que la proforma financiera se diseñó en dólares estadounidenses y se supuso que el valor de esta moneda es constante a lo largo de la vida de la planta. Por lo anterior no se consideraron ningún tipo de escalaciones, debidas a la alta inflación que sufre la economía local, ya que se asumió que estas van a ser absorbidas por la devaluación del bolívar con respecto al dólar estadounidense.

Debido al alto rendimiento que poseen las plantas de ciclos combinados, en el presente estudio se supondrá que la planta generara energía para ayudar a satisfacer un demanda base con un factor de planta de 100%, es decir la planta generará en todo momento, durante las horas de operación definidas al año, una carga promedio igual a la capacidad instalada de la planta. Esto adicionalmente nos facilitará el desarrollo del cálculo, cuya finalidad es la de realizar una comparación entre dos plantas de ciclos combinados que operan con sistemas de

enfriamiento distintos, por lo que el esquema operacional de la planta no será una variable de gran influencia en los resultados. Se supondrá que la vida de la planta es de 25 años y que opera 8.000 horas al año.

Seguidamente se discutirán los principales factores que se consideraron al momento de diseñar la proforma financiera.

## 4.1 INGRESOS POR VENTA DE ENERGÍA ELÉCTRICA

El único ingreso que tendrá la planta de generación será la proveniente por la venta de energía eléctrica, a diferencia de otras plantas de generación de ciclos combinados de cogeneración que tienen la capacidad de vender adicionalmente vapor para procesos industriales.

Los ingresos anuales por venta de energía eléctrica dependerán de la tarifa de venta y de la energía generada anualmente. La tarifa de venta de energía eléctrica utilizada en este estudio es US\$0,03/kWh. La energía generada dependerá de la carga promedio de generación de la planta y de las horas de operación anual de la planta. En la práctica se suele utilizar la definición de factor de planta, la cual es la relación entre la carga promedio y la capacidad instalada de la planta. Por lo anterior, la energía generada anualmente y los ingresos anuales por venta de energía eléctrica se pueden definir como sigue:

$$EGA = CP \cdot HOA = F_p \cdot CI \cdot HOA$$

$$IA = EG \cdot TVEE$$

EGA: Energía generada anualmente

CP: Carga promedio

HOA: Horas de operación al año

F<sub>p</sub>: Factor de planta

CI: Capacidad instalada

IA: Ingresos anuales por venta de energía eléctrica

TVEE: Tarifa de venta de la energía eléctrica

Debido a que el factor de planta se supuso igual a 100% y las horas de operación igual a 8.000 al año, los ingresos anuales por venta de energía eléctrica se pueden calcular utilizando la siguiente fórmula:

$$IA = \text{US\$}0,03 / \text{kWh} \times 8.000\text{h} \times \text{CI}$$

## **4.2 COSTOS DE INVERSIÓN**

Usualmente los costos de inversión son discriminados en otros tipos de costos con la finalidad de facilitar el cálculo y de mantener una organización al momento de introducir datos o reportar resultados.

En la proforma financiera que se utilizará, los costos de inversión se discriminaron en costos directos de inversión y costos indirectos de inversión.

Luego de calcular los costos de inversión se le debe aplicar a este el impuesto al valor agregado (I.V.A.) del 14,5%.

### **4.2.1 COSTOS DIRECTOS DE INVERSIÓN**

Por definición un costo directo es aquel referido a cualquier bien o servicio que contribuye, y son fácilmente atribuibles, a la producción de dichos bienes o servicios.

En nuestro caso, estos costos estarán referidos a los costos de procura de los equipos y componentes de la planta, importados o nacionales. Adicionalmente, abarcan también los

costos asociados a la mano de obra necesaria para la instalación de estos componentes y construcción de otras obras de carácter civil o mecánico.

En resumen, por conveniencia, en la proforma financiera se desglosan los costos directos de inversión en costos de procura importada, costos de procura nacional y costos de instalación y mano de obra.

En referencia al presente estudio comparativo, los costos directos de inversión dependerán exclusivamente del tipo de planta de ciclo combinado seleccionada considerando en gran medida el sistema de enfriamiento utilizado.

#### **4.2.2 COSTOS INDIRECTOS DE INVERSIÓN**

Se conoce por definición que un costo indirecto es aquel que no está directamente relacionado con la producción de bienes o servicios específicos, ni incurridos como resultado de dicha producción; pero que es aplicable en general a una actividad productiva.

Los costos indirectos de inversión considerados en la proforma financiera se enumeran a continuación.

*Costos por flete y seguro:* Representa los cargos por efectos de transporte marítimo incluyendo un cargo por asegurar la carga durante el transporte. Se calcula como un porcentaje sobre el costo de la carga transportada. Para los efectos de este estudio el flete considerado es del 7% sobre el costo de procura importada.

*Costos por arancel único:* Representa la tarifa oficial que determina los derechos que se han de pagar por concepto de nacionalización y aduanas. Se calcula como un porcentaje sobre el costo de la mercancía a nacionalizar. Se consideró un arancel único del 5% sobre el costo de procura importada.

*Costo por caleta:* Representa la remuneración que reciben los porteadores de la mercancía en los puertos por descargarla a tierra firme. Se calcula como un porcentaje sobre

el costo de la mercancía a descargar. Se consideró un costo por caleta del 4,5% sobre el costo de procura importada.

*Costos por transporte local:* Representa los cargos de transporte por tierra. Se consideró un costo por transporte local del 2% sobre el costo de procura tanto nacional como importada.

*Costos varios:* Representan los gastos que se realizan durante la construcción y puesta en marcha de la planta, como también los gastos asociados a la ingeniería del proyecto. Estos costos serán enumerados más adelante en el capítulo 5 sección 5.4.1.2.

## **4.3 COSTOS ANUALES**

Los costos anuales van a estar representados por todos los desembolsos que se realicen anualmente que se pueden relacionar directamente con la producción u operación de la planta. Se van a dividir en costos por combustible, costos variables de operación y mantenimiento y costos fijos de operación y mantenimiento.

Luego de calcular los costos anuales se le debe aplicar a este el impuesto al valor agregado (I.V.A.) del 14,5%.

### **4.3.1 COSTOS POR COMBUSTIBLE**

Los costos por consumo de combustible van a depender de la cantidad de combustible que se utilice al año para generar una cantidad de energía determinada, y del precio de venta del combustible. La cantidad de combustible utilizada va a representar una cantidad de energía introducida a la planta. Luego, conocida la eficiencia neta de la planta se podrá conocer la cantidad de energía introducida y así el costo por combustible, como lo muestra la siguiente ecuación.

$$EI = \frac{EG}{\eta} \quad CC = EI \cdot PC$$

EI: Energía introducida

EG: Energía generada

$\eta$ : Eficiencia neta de la planta

CC: Costos por combustible

PC: Precio del combustible

Se asumirán dos tarifas de venta de combustible de manera de conocer la sensibilidad de los resultados con esta variable. Se considerará US\$1,00/MMBtu y US\$1,20/MMBtu.

#### **4.3.2 COSTOS VARIABLES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO**

Los costos variables de operación y mantenimiento incluyen todos aquellos gastos que son función del esquema operacional de la planta, sin incluir, por conveniencia, los costos por consumo de combustible. Debido a lo anterior se dice que estos costos dependen directamente de la energía generada.

Estos costos incluyen el reemplazo de partes, componentes e insumos tales como los químicos empleados en las plantas de tratamiento. Están basados en un esquema de mantenimiento preventivo y repetitivo que toma en cuenta la mano de obra para realizar dicho mantenimiento. Estos costos son descritos más adelante en el capítulo 5 sección 5.4.3.

#### **4.3.3 COSTOS FIJOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO**

Los costos fijos de operación y mantenimiento incluyen todos aquellos gastos que son independientes de la energía generada por la planta. Estos costos van a incluir los gastos por

personal permanente de operación y mantenimiento de la planta, gastos por suministro de materiales e insumos para el personal, gastos por mantenimiento rutinario, gastos por servicios contratados, gastos por equipos alquilados, gastos administrativos, etc. Estos costos son descritos en el capítulo 5 sección 5.4.3.

## **4.4 GASTOS ANUALES**

Los gastos anuales van a estar representados por todos los desembolsos que se realicen anualmente que no se relacionan de manera evidente con la producción u operación de la planta. Se van a dividir en gastos por seguro, gastos de financiamiento, gastos de depreciación y gastos por impuestos municipales.

De los gastos anuales, a los únicos que se le deben aplicar el impuesto al valor agregado (I.V.A.) del 14,5%, son a los gastos por seguro.

### **4.4.1 GASTOS POR SEGURO**

Estos gastos cubren los posibles daños, pérdidas parciales o totales de los equipos que pudieran producirse como consecuencia de incendios, sismos o robos, entre otros, y representan un porcentaje sobre el costo del equipo asegurado. Los gastos por seguro se consideraron como un desembolso anual del 0,5% sobre los costos de procura tanto nacional como importada.

### **4.4.2 GASTOS DE FINANCIAMIENTO**

Estos gastos van a representar los desembolsos anuales que se deben realizar para pagar el capital prestado y sus intereses. Este financiamiento es adquirido por falta de recursos para cubrir los costos de inversión.

Los gastos de financiamiento van a depender del porcentaje de capital financiado sobre los costos de inversión, del periodo establecido para pagar la deuda y de la tasa de interés anual asociada al préstamo.

Los gastos de financiamiento que se realizarán para un año cualquiera dentro del período de cancelación de la deuda serán la suma de los pagos de capital o anualidad y los pagos de los intereses correspondientes.

El cálculo de la anualidad va a estar dado por la siguiente fórmula:

$$A = \frac{PF \cdot CI}{PCD}$$

A: Anualidad o pagos anuales de capital

PF: Porcentaje financiado

CI: Costos de inversión

PCD: Periodo de cancelación de la deuda

El pago de los intereses se realizará anualmente y se calculará sobre el balance de la deuda de capital amortizado por concepto de la anualidad cancelada en los años anteriores. Se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$I_N = BD_N \cdot i_F = (PF \cdot CI - (N - 1) \cdot A) \cdot i_F$$

$I_N$ : Pago de intereses respectivos al año N.

$BD_N$ : Balance de la deuda respectivo al año N

$i_F$ : Tasa de interés del financiamiento

N: Año correspondiente a los intereses generados

Para el presente estudio se asumió que el porcentaje de capital financiado será del 90%, con un período para cancelar la deuda de 10 años y con una tasa de interés anual del 15%, de manera de abarcar otros gastos asociados al préstamo como cargos por la realización del convenio.

#### 4.4.3 GASTOS DE DEPRECIACIÓN

Son los gastos que representan el deterioro o la obsolescencia de un equipo y que se cargan a las operaciones de su ejercicio contable. Los gastos de depreciación se calculan en el supuesto que todo activo fijo, con excepción de los terrenos, puede producir una cantidad limitada de servicios útiles y tiene una vida útil limitada. La vida útil de un equipo o maquinaria no necesariamente es el mismo periodo correspondiente a la vida en operación de este.

Dependiendo del tipo de activo fijo, este va a tener un valor al final de su periodo de vida útil, el cual es conocido como valor de recuperación o salvamento. El costo del activo, menos la cantidad que pueda preverse como valor de recuperación, es un gasto pagado por adelantado que, por algún método, debe distribuirse a través de su vida útil, mientras este en manos de su actual propietario.

El método de depreciación lineal supone una depreciación constante cada año y es el más utilizado en los sistemas de contabilidad de las plantas de generación de potencia. Este va a ser el método a utilizar en el presente estudio.

En resumen, los gastos de depreciación van a representar un desembolso anual que, según el método lineal y para el presente estudio, se calcula con la siguiente fórmula:

$$GD = \frac{CI - VR}{PD}$$

GD: Gastos de depreciación

CI: Costos de inversión

VR: Valor de recuperación o salvamento

PD: Periodo de depreciación

Se supondrá que el período de depreciación de la planta va a ser igual a su vida en operación de 25 años.

#### **4.4.4 GASTOS POR IMPUESTOS MUNICIPALES**

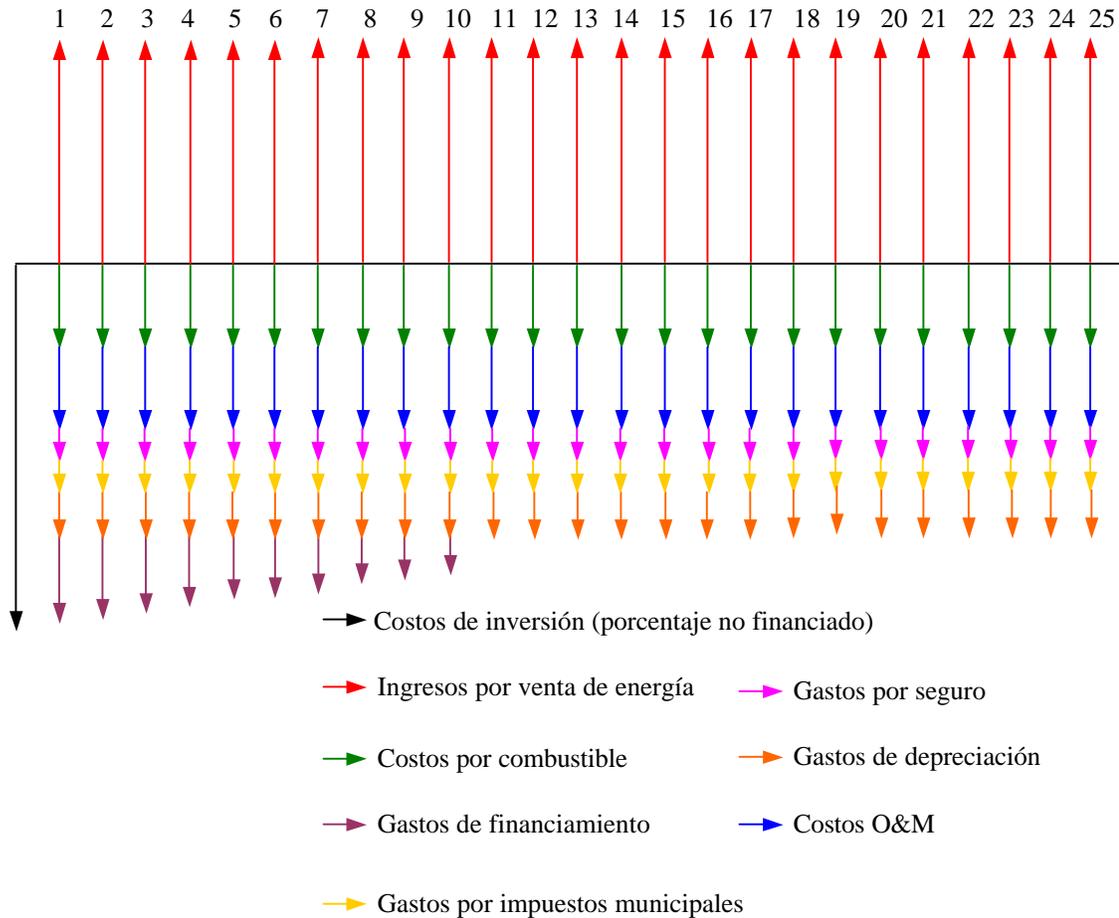
Aunque en muchas ocasiones los impuestos municipales se exoneran para todos o para parte de los años en operación de la planta cuando esta está ubicada en zonas no muy pobladas, se considerará un impuesto municipal de 0,5% sobre los ingresos anuales. Estos impuestos incluyen derecho de frente, patente de industria y comercio, y otros.

#### **4.5 FLUJO DE EFECTIVO ANUAL**

El flujo de efectivo anual va a estar definido por el total de los ingresos menos el total de los egresos o desembolsos, ocurridos en un año específico. Para el presente estudio el flujo de efectivo anual va a estar representado por los ingresos generados por la venta de energía eléctrica menos los costos anuales y los gastos anuales después de haber aplicado, cuando corresponda, el impuesto al valor agregado (I.V.A.)

A el flujo de efectivo definido anteriormente se le conoce con el nombre de flujo de efectivo gravable, ya que no se le ha aplicado el impuesto sobre la renta (I.S.R.). Al restarle los gastos por impuesto sobre la renta, que representan un 34% de este flujo se obtendrá el flujo de efectivo neto. Si el flujo de efectivo neto es positivo este representará una ganancia, y si es negativo representará una pérdida.

Para simular el flujo de caja que va a sufrir la planta a lo largo de su vida en operación se supondrá, como es frecuente en la mayoría de las evaluaciones financieras, que todos los desembolsos e ingresos se van a realizar instantáneamente al final de cada año de operación.



**Figura 4.1: Representación del flujo de caja a lo largo del período de vida de la planta**

En la figura 4.1 se representa de manera esquemática la simulación del flujo de caja de la planta, para el periodo de vida de la planta de 25 años supuesto. Las flechas que apuntan hacia arriba representan ingresos (valores positivos) y las que apuntan hacia abajo representan egresos (valores negativos).

En la figura 4.2 se representan los flujos de efectivo anuales en el supuesto de que sean positivos, es decir que sean una ganancia. La ganancia irá aumentando con los años como se muestra debido a que a los 10 años se terminará de pagar el financiamiento

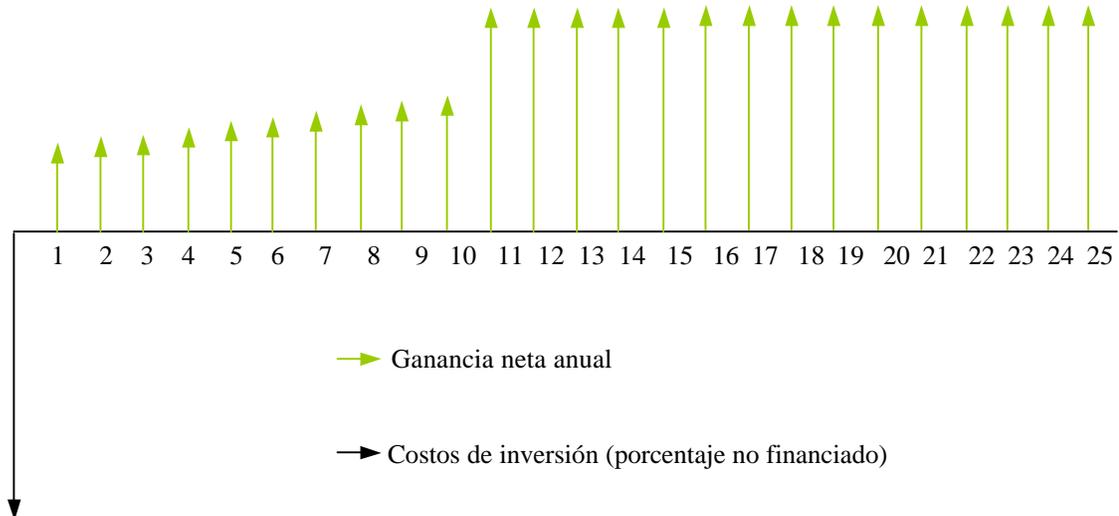


Figura 4.2: Representación del flujo de efectivo a lo largo del período de vida de la planta

## 4.6 CRITERIOS DECISORIOS

Para comparar los distintos casos que se evaluarán a lo largo de la presente tesis de grado, es necesario utilizar ciertos criterios decisorios que nos permitan identificar la superioridad de un caso sobre otro. Para determinar si se justifica realizar la inversión de capital propio al principio del período de vida de operación de la planta, y así obtener una ganancia anual a lo largo de este período, se deben utilizar los criterios económicos de valor presente neto y tasa de retorno o de rendimiento. Aunado a esto la determinación del costo específico de la energía generada y del precio mínimo de venta de energía nos ayudarán a visualizar mejor cuáles son los casos más favorables.

En la figura 4.3 se representa la hoja de entrada de datos de la proforma financiera, mientras que en la figura 4.4 se representa la hoja correspondiente a la evaluación detallada de la proforma financiera dada sólo para los 10 primeros años.

Resumen Proforma Financiera

<b>Datos generales</b>			<b>Datos gastos anuales</b>		
Horas de operación al año	h/año	8,000	Seguro	%	0.50
Tiempo de vida de la planta	Años	25	Financiamiento		
Potencia neta	kW	0	Porcentaje financiado	%	90.00
Eficiencia neta	%	0.00	Periodo de pago de la deuda	Años	10
Precio de venta de la energía	US\$/kWh	0.0300	Interes del financiamiento	%	15.00
Tasa de descuento	%	15.00	Depreciación		
			Valor de recuperación por depreciación	miles US\$	0
			Periodo de depreciación	Años	25
<b>Datos costos directos de inversión</b>			<b>Costos directos de inversión</b>		
Procura importada	miles US\$	0	Procura total	miles US\$	0
Procura nacional	miles US\$	0	Instalación	miles US\$	0
Instalación	miles US\$	0	Costos directos de inversión	miles US\$	0
<b>Datos costos indirectos de inversión</b>			<b>Costos indirectos de inversión</b>		
Flete y seguro	%	7.00	Costos por flete y seguro	miles US\$	0.00
Arancel único	%	5.00	Costo por arancel único	miles US\$	0.00
Caleta	%	4.50	Costo por caleta	miles US\$	0.00
Transporte local	%	2.00	Costos por transporte local	miles US\$	0.00
Varios	miles US\$	0	Costos varios	miles US\$	0.00
			Costos indirectos de inversión	miles US\$	0.00
<b>Datos costos anuales</b>			Costos de inversión total sin I.V.A.	miles US\$	0.00
Precio del combustible	US\$/MMBtu	0.00	Costos de inversión total con I.V.A.	miles US\$	0.00
O&M variables	US\$	0			
O&M fijos	US\$	0	<b>Principales resultados</b>		
<b>Datos gastos por impuestos</b>			Valor presente neto	miles US\$	0.0
Impuesto al valor agregado (I.V.A.)	%	14.50	Costo específico de la energía generada	US\$/kWh	0.0000
Impuesto sobre la renta (I.S.R.)	%	34.00			
Impuesto municipal	%	0.50			

Tabla 4.1: Página resumen de la proforma financiera

Flujo de caja detallado

Período	Años	1	2	3	4	5
Energía generada	GWh	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Ingresos por venta de energía	miles US\$	0	0	0	0	0
<b>Costos anuales</b>						
Costos combustible	miles US\$	0	0	0	0	0
Costos O&M variables	miles US\$	0	0	0	0	0
Costos O&M fijos	miles US\$	0	0	0	0	0
Costos anuales sin I.V.A.	miles US\$	0	0	0	0	0
Costos anuales con I.V.A.	miles US\$	0	0	0	0	0
<b>Gastos anuales</b>						
Gastos por seguro sin I.V.A.	miles US\$	0	0	0	0	0
Gastos por seguro con I.V.A.	miles US\$	0	0	0	0	0
Balance financiamiento	miles US\$	0	0	0	0	0
Anualidad financiamiento	miles US\$	0	0	0	0	0
Intereses financiamiento	miles US\$	0	0	0	0	0
Gastos de financiamiento	miles US\$	0	0	0	0	0
Gastos de depreciación	miles US\$	0	0	0	0	0
Gastos impuestos municipales	miles US\$	0	0	0	0	0
Gastos anuales	miles US\$	0	0	0	0	0
<b>Flujo de efectivo anual</b>						
Flujo de efectivo gravable	miles US\$	0	0	0	0	0
Gastos por impuesto sobre la renta	miles US\$	0	0	0	0	0
Flujo de efectivo neto	miles US\$	0	0	0	0	0
<b>Costo específico de la energía generada</b>	US\$/kWh	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Tabla 4.2: Página de detalles de la proforma financiera

#### 4.6.1 VALOR PRESENTE NETO

El cálculo del valor presente neto consiste en desplazar al período cero, es decir al momento cuando se realiza la inversión, todos los ingresos y egresos que representan el flujo de caja, utilizando una tasa mínima de retorno o también llamada tasa de descuento.

El valor presente neto no sólo nos dirá si realizar la inversión se justifica o no, es decir si el proyecto es económicamente factible, también será una herramienta útil para comparar alternativas y determinar cual es la mejor desde el punto de vista económico.

En el esquema inversionista –proyecto de inversión, el primero involucra sus recursos (invierte) si el retorno que le generará el proyecto, es superior al mínimo (tasa mínima de

retorno) que él puede lograr en promedio en otras posibilidades o inversiones de igual riesgo que estén a su alcance. Por esta razón la tasa mínima de retorno es fundamentalmente el punto de quiebre de aceptación o de rechazo de una inversión.

La tasa mínima de retorno depende de un gran número de factores interrelacionados entre sí, entre los cuales vale la pena mencionar los siguientes: mercado de capitales, estado de la economía, situación del sector, nivel de oportunidades del inversionista, posición frente al riesgo, situación de la organización, capital a invertir, etc. Estos factores determinan que en cada instante y para cada organización puede existir una tasa de descuento diferente, es decir, este no es un valor universal sino un valor organizacional e instantáneo.

Para el caso particular de este estudio el cálculo del valor presente neto asociado al flujo de caja supuesto va a estar dado por la siguiente fórmula:

$$VPN = \sum_{j=1}^N \frac{FENA_j}{(1 + TD)^j} - ICP$$

VPN: Valor presente neto

FENA<sub>j</sub>: Flujo de efectivo neto anual para el año j

TD: Tasa de descuento o tasa mínima de retorno

ICP: Inversión de capital propio

N: Número de años de operación de la planta

Como se mencionó anteriormente el cálculo del valor presente neto nos ayuda a determinar la factibilidad económica de un proyecto como también nos permite comparar alternativas. Al determinar la factibilidad de un proyecto se realiza lo que se llama análisis individual, mientras que al comparar alternativas se puede realizar un análisis incremental.

Si se quiere determinar cuál entre dos alternativas se debe seleccionar para una evaluación en particular, se podrían realizar dos análisis individuales, es decir calcular el valor presente neto para cada alternativa, determinando que la mejor es la que reporte el mayor valor presente neto positivo. Si estas dos alternativas son mutuamente excluyentes y tienen igual vida económica, realizando un análisis incremental se puede llegar a la misma conclusión que realizando dos análisis individuales. Un análisis incremental es equivalente a superponer los

dos flujos de caja de las dos alternativas y restarlas, obteniéndose lo que sería una diferencia en ingresos y egresos. A esta diferencia de ingresos y egresos se le calcula el valor presente neto, y si este es positivo la alternativa de la cual se le restaron los ingresos y egresos correspondientes a la otra alternativa, será la mejor entre las dos.

En el presente trabajo de grado se utilizará el análisis incremental para optimizar los sistemas de enfriamiento estudiados, y luego se utilizará el análisis individual para compararlos entre sí. La tasa interna de retorno que se utilizará será de 15% para todos los casos de estudio.

#### 4.6.2 TASA DE RETORNO

La tasa de retorno representa el rendimiento del proyecto, medido como la rentabilidad por período que recibimos a lo largo de la vida del proyecto, sobre la inversión no amotizada.

La tasa de retorno no es un criterio decisorio para determinar la inversión óptima, sólo nos permite conocer si la inversión es factible o no.

La tasa de retorno se calcula de manera iterativa, determinando cual es la tasa que hace que el valor presente neto se haga cero. Como es evidente, se espera que la tasa de retorno sea mayor a la de descuento requerida por la organización, de manera de que el proyecto cumpla con los requerimientos de inversión de estos.

La ecuación que se debe resolver de manera iterativa para hallar la tasa de retorno está dada por lo siguiente:

$$\sum_{j=1}^N \frac{FENA_j}{(1 + TR)^j} - ICP = 0$$

TR: Tasa de retorno

### 4.6.3 COSTO ESPECÍFICO DE LA ENERGÍA GENERADA

El costo específico de la energía generada de una planta de generación de potencia para un período en particular se define como los costos y gastos totales que se realizan en dicho periodo sobre la energía total neta que se generó en ese periodo. Los costos y gastos que se deben considerar son los equivalentes a los que definimos anteriormente como costos y gastos anuales, adicionándole los gastos asociados al impuesto sobre la renta.

El costo específico de la energía generada que se reportará será un valor promedio entre los hallados para cada uno de los períodos, por lo que estará dada por la siguiente ecuación:

$$CEEG = \frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N \frac{CA_j + GA_j + GISR_j}{EG_j}$$

CEEG: Costo específico de la energía generada

CA<sub>j</sub>: Costos anuales para el año j

GA<sub>j</sub>: Gastos anuales para el año j

EG<sub>j</sub>: Energía generada en el año j

GISR<sub>j</sub>: Gastos por impuesto sobre la renta para el año j

### 4.6.4 PRECIO MÍNIMO DE VENTA DE ENERGÍA

Este índice va a representar el precio de venta de la energía para un valor presente neto de cero. En el caso en que la rentabilidad del negocio no cumpla con la mínima requerida, este valor nos indicará cual debe ser el precio de la energía para cumplir con la tasa de descuento.

De igual manera que la tasa de retorno, el cálculo del precio mínimo de venta de la energía obedece un procedimiento iterativo.

## ***Capítulo 5***

# ***DESCRIPCIÓN Y EVALUACIÓN GENERAL DE LA PLANTA DE CICLO COMBINADO***

---

Actualmente La Electricidad de Caracas está considerando algunos proyectos para la construcción de nuevas plantas de generación de potencia que utilicen tecnología de ciclos combinados. Uno de estos proyectos es el de la planta El Sitio con una capacidad estimada de 1.350MW. El actual estudio que se desarrolla en esta tesis de grado se basa en las condiciones de diseño de esta planta, por conveniencia e interés de los involucrados en ella y por ser El Sitio un proyecto de generación mediante ciclos combinados típico.

### **5.1 CONDICIONES DE DISEÑO**

#### **5.1.1 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LA PLANTA**

La planta se estima que tenga una capacidad de generación nominal aproximada de 1.350MW, compuesta por tres módulos de 450MW cada uno. Cada módulo será un ciclo combinado de ejes múltiples de tres niveles de presión con recalentamiento (2x1 3P RC), compuesto por dos turbinas a gas que descargan a dos GVCR, los cuales alimentan una turbina a vapor de condensación compuesta por sus respectivas secciones de alta, intermedia y baja

presión. En los GVCR no se va a quemar combustible adicional, y además no será una planta de cogeneración, ya que todo el vapor generado se utilizará para la generación de potencia.

### 5.1.2 CONDICIONES AMBIENTALES

Las condiciones ambientales reportadas para la zona donde se localizará la planta, se resumen en la tabla 5.1.

**Tabla 5.1: Condiciones ambientales de la zona de localización de la planta**

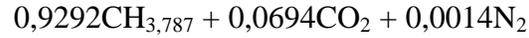
Condiciones	Temperatura de bulbo seco		Humedad relativa %
	°C	°F	
Extrema superior	38	100,4	60
Superior	35	95	63
Promedio anual	26	78,8	74
Inferior	17	62,6	85
Extrema inferior	14	57,2	90

Según la elevación de la zona donde se ubica la planta (161,5m o 529,86ft), la presión atmosférica presente es 99,4kPa (14,417psi).

### 5.1.3 CARACTERÍSTICAS DEL COMBUSTIBLE

El combustible que consumirá la planta será gas natural proporcionado vía gasoductos. La presión y temperatura del combustible a la entrada de la turbina a gas debe ser 2,51MPa (350psig) y 15,5°C (60°F), respectivamente. Debido a que el gas que proviene del gasoducto no cumple con estos requerimientos de presión se debe instalar una planta compresora de gas. Los constituyentes del combustible se resumen en la tabla 5.2.

Según estos constituyentes el combustible tiene un poder calorífico bajo de 40.924kJ/kg (17.594Btu/lb), y posee la siguiente ecuación química:



**Tabla 5.2: Constituyentes del combustible gas natural**

Constituyente	Fracción molar (%)
Nitrógeno N <sub>2</sub>	0,16
Dióxido de carbono CO <sub>2</sub>	7,7
Metano CH <sub>4</sub>	81,62
Etano C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	10,13
Propano C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,33
n-Butano C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,01
Isobutano C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,01
n-Pentano C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,04

### 5.1.4 DISPONIBILIDAD DE AGUA EN LA ZONA

Las necesidades de agua de proceso, industrial y de servicio para los distintos equipos e instalaciones que conforman la planta, podrán ser suplidas utilizando como fuente el río más cercano, el cual se encuentra a aproximadamente 2,5km.

Debido a la mala calidad del agua de este río, se deberá instalar una planta de tratamiento que la adecue a las condiciones requeridas por la planta de generación. Adicionalmente, debido a la lejanía se deberá instalar un sistema de bombeo que transporte el agua tratada al conjunto generador.

## 5.2 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA DE CICLOS COMBINADOS

Por conveniencia, para el desarrollo de este estudio, nos basaremos en los equipos General Electric (GE), la cual propone la instalación de módulos STAG 207FA. Esta designación corresponde a un ciclo combinado de ejes múltiples compuesto por dos turbinas a

gas de la serie MS7001FA y una a vapor de tres niveles de presión con recalentamiento (2x1 3P RC). Los equipos que ofrecen otros fabricantes como ABB, Siemens-Westinghouse o Mitsubishi, con capacidades y configuraciones similares no difieren en gran medida con los seleccionados.

### 5.2.1 TURBINA A GAS

La turbina a gas de la serie MS7001FA que propone GE y se adecua más a los requerimientos de la planta es la PG7241FA, la cual genera 171,7MW (ISO). Esta turbina consiste de un compresor axial de 18 etapas, una turbina de 3 etapas y una cámara de combustión con 14 quemadores cilíndricos. El compresor provee una relación de presión de 15,2:1; y generando a carga base la temperatura de los gases en la entrada de la turbina es de 1.329°C (2.425°F). En la tabla 5.3 se muestra como a evolucionado el desempeño de las turbinas a gas desde la PG7191F hasta la PG7241FA.

**Tabla 5.3: Evolución de las turbinas a gas MS7001FA**

	<b>PG7191F</b>	<b>PG7221FA</b>	<b>PG7231FA</b>	<b>PG7241FA</b>
<b>Potencia ISO MW</b>	150	159	167,8	171,7
<b>Eficiencia %</b>	34,54	35,92	36,39	36,46
<b>Relación de presión</b>	13,5:1	15,1:1	14,9:1	15,5:1
<b>Temperatura de entrada a la turbina °C (°F)</b>	1260 (2300)	1287,7 (2350)	1315,5 (2400)	1326,6 (2420)
<b>Año de introducción</b>	1991	1993	1997	1999

### 5.2.2 TURBINA A VAPOR

Las turbinas a vapor que GE ofrece para ser utilizadas en un ciclo combinado STAG 207FA son las unidades de la serie D (Structured D-11), mostrada en la figura 5.1, o de la serie A. Estas turbinas son las correspondientes a las configuraciones mostradas en las figuras 1.11(B) y 1.11(D) mostradas en el capítulo 1 sección 1.3.3.5. Las unidades a vapor de la serie

D y A son turbinas de condensación dispuestas en un solo eje (tandem compound) con recalentamiento, ideales para aplicaciones de generación de potencia, con descarga del vapor hacia abajo. En la tabla 5.4 se muestran las principales características de estas turbinas a vapor.

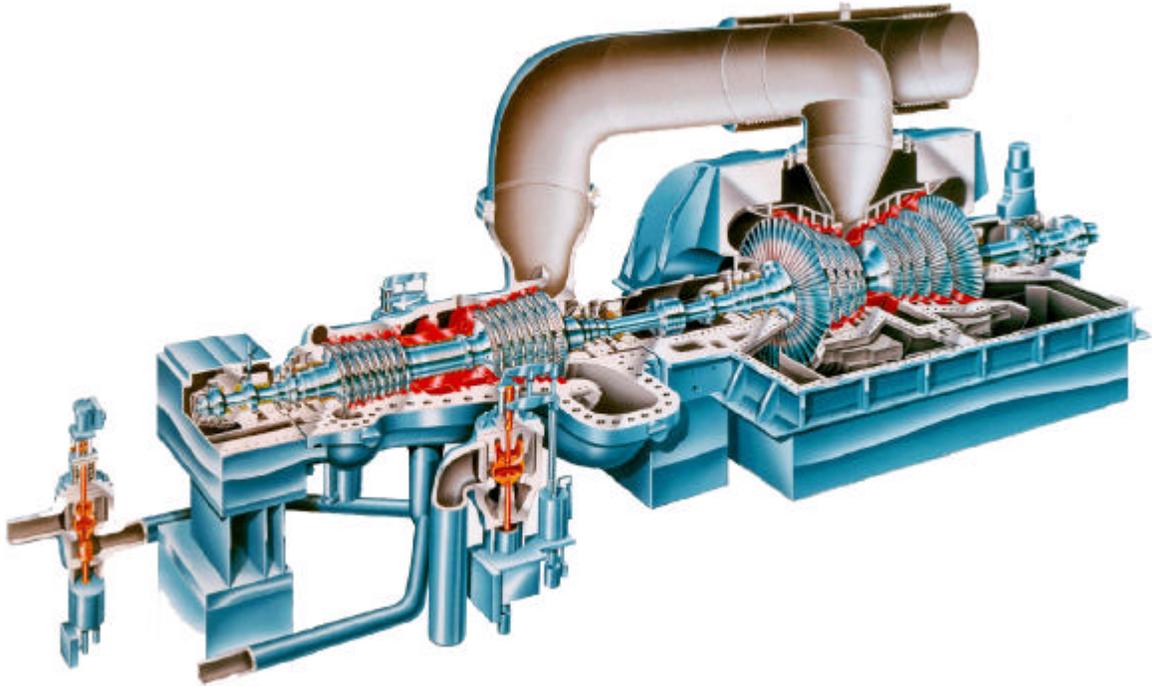


Figura 5.1: Turbina a vapor de la serie D-11 Structured

Tabla 5.4: Características de la turbinas a vapor de la serie D y A

Características	Serie A	Serie D (Structured D-11)
Configuración	dos cilindros / un flujo	dos cilindros / dos flujos
Frecuencia de generación Hz	50 / 60	50 / 60
Presión máxima MPa (psi)	16,5 (2.400)	24,13 (3.500)
Potencia máxima MW	300	700

Las turbinas a vapor de la serie A y D pueden utilizar distintas configuraciones de álabes de última etapa con su correspondiente área de descarga anular. Los álabes de última

etapa que se ofrecen para estas dos series de turbinas a vapor se muestran como sigue en la tabla 5.5.

**Tabla 5.5: Álabes disponibles para las turbinas a vapor de la serie D y A**

Largo del álabe de última etapa		Área de descarga anular por número de flujos	
mm	in	m <sup>2</sup>	ft <sup>2</sup>
508	20H	3,04	32,7
762	30	5,16	55,6
851	33,5	6,14	66,1
1.016	40	8,11	87,3

La selección del tipo de configuración a utilizar dependerá de la presión de descarga, del flujo de vapor y de la velocidad anular, es decir de la velocidad de descarga del vapor a través del área anular de la turbina. No solo va a depender de estos factores por motivos económicos o de optimización del ciclo, sino también por motivos de resistencia del alabe a las fuerzas y fricciones que se generan sobre él.

Seguidamente se muestra en la tabla 5.6 los valores máximos de presión de descarga permitidos, y en la tabla 5.7 los valores máximos de flujo de vapor por unidad de área de descarga anular permitidos, para los álabes presentados anteriormente.

**Tabla 5.6: Presiones de descarga máximas permitidas para la familia de álabes**

Largo del álabe de última etapa		Presión de descarga máxima permisible			
		Alarma		Disparo	
mm	in	KPa	InHgA	KPa	InHgA
508	20H	50,8	15	N/A	
762	30	16,93 a 23,70*	5 a 7*	25,40 a 30,48*	7,5 a 9*
851	33.5	16,93 a 23,70*	5 a 7*	25,40 a 30,48*	7,5 a 9*
1.016	40	16,93	5	25,40	7,5

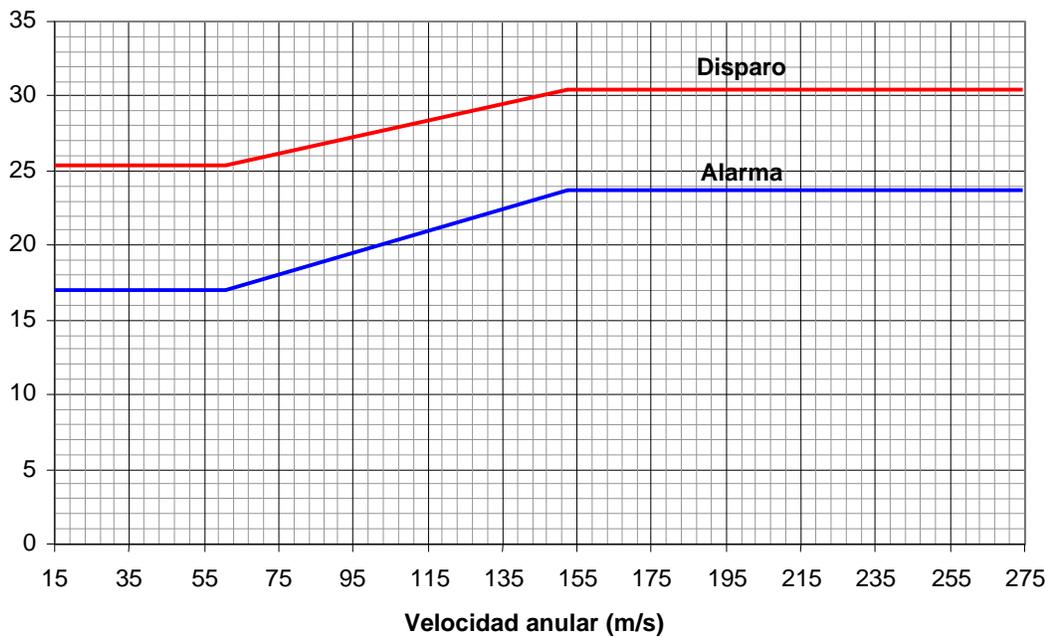
\*Varia según figura 5.2

La presión de descarga máxima permitida para los álabes de 726mm (30in) y 851mm (33,5in) varía con la velocidad anular según la figura 5.2 (esta gráfica se muestra en el anexo 1

en unidades inglesas) El término “disparo” se refiere a cuando la turbina a vapor se desconecta o se apaga para autoprotgerse debido a que se alcanzaron los límites de resistencia de la unidad. El nivel límite para la selección de la turbina es el de alarma, nivel por debajo del de disparo que alerta la cercanía de los límites máximos.

**Tabla 5.7: Flujos de vapor máximos permitidos para la familia de álabes**

Largo del álabe de última etapa		Flujo de vapor por unidad de área máximo permisible	
Mm	in	Kg/s/m <sup>2</sup>	(lb/h/ft <sup>2</sup> )
508	20H	40,69	30.000
762	30	22,38	16.500
851	33.5	22,38	16.500
1.016	40	20,34	15.000



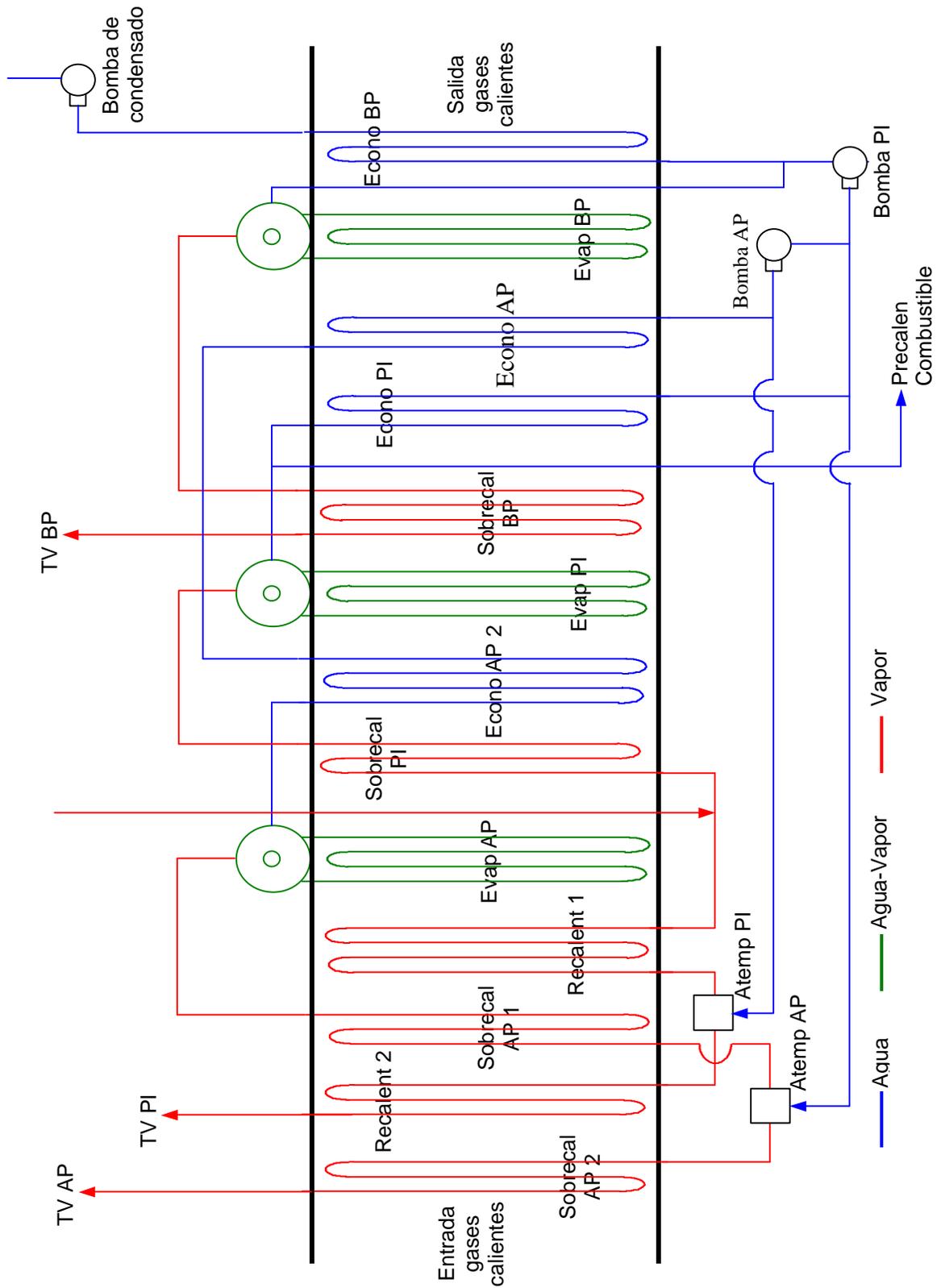
**Figura 5.2: Presión de descarga máxima permitida para la turbina a vapor con los álabes de última etapa de 762mm y 851mm**

### **5.2.3 GENERADOR DE VAPOR DE CALOR RESIDUAL**

Cada GVCR será de tres niveles de presión con recalentamiento, ya que este ciclo de vapor es el que más se adecua a una turbina a gas de tecnología avanzada de la serie FA, debido a su alta temperatura de descarga de los gases de aproximadamente 593°C (1100°F).

Los GVCR tendrán una disposición horizontal y la circulación será natural. Adicionalmente, no serán de combustión suplementaria debido a que para aplicaciones de generación de potencia este tipo de ciclo combinados es el más eficiente, y además son los que exigen el menor costo de inversión. En la figura 5.3 se ilustra la disposición del economizador, evaporador y sobrecalentador para los distintos niveles de presión, como también el recalentador, atemperadores y otros.

En la figura 5.4 se muestra un diagrama que representa un bloque de generación de la planta, donde se ilustra detalladamente el ciclo combinado utilizado en este estudio.





#### **5.2.4 DESCRIPCIÓN DE OTROS SUBSISTEMAS PERTENECIENTES A LA PLANTA**

Para cualquiera de los sistemas de enfriamiento estudiados, la planta de generación requerirá de otros servicios o sistemas para su correcta operación. Entre los más importantes se encuentran:

- Sistema de tratamiento y suministro de agua industrial
- Sistema de tratamiento de efluentes
- Sistema de enfriamiento cerrado auxiliar
- Sistema de tratamiento de agua desmineralizada
- Sistema de suministro de agua de reposición del ciclo
- Sistema de dosificación de químicos para el agua del ciclo
- Sistema de compresión y regulación de gas natural
- Sistema de suministro y almacenamiento de combustible líquido de respaldo

Seguidamente se describirán los sistemas que se ven afectados por el tipo de enfriamiento utilizado. Estos variarán en capacidad y por lo tanto en costo y potencia dependiendo de si el enfriamiento es evaporativo o seco directo.

##### **5.2.4.1 Sistema de tratamiento y suministro de agua industrial**

Como se mencionó anteriormente, las necesidades de agua industrial para los distintos equipos e instalaciones que conforman la planta, serán suplidas utilizando como fuente el río más cercano, el cual se encuentra a aproximadamente 2,5 km. Para ello se requerirá de un

sistema de tratamiento que adecue las características del agua del río a las exigidas por la variedad de procesos necesarios para el adecuado funcionamiento de la planta.

El sistema de suministro de agua industrial estará compuesto por un sistema de captación, una planta de tratamiento y un sistema de bombeo de agua industrial. El sistema de captación estará compuesto por canales de captación y bombas de agua que tomarán el agua directamente del río y la conducirán hasta la planta de tratamiento. El sistema de bombeo de agua industrial será el encargado de transportar por tubería el agua industrial desde la planta de tratamiento en las adyacencias del río hasta la planta generadora.

El agua tratada por este sistema será utilizada para abastecer los requerimientos de agua industrial de los siguientes sistemas: planta desmineralizadora, sistema de enfriamiento cerrado auxiliar, servicios (mantenimiento de equipos) y sistema de agua para el control de incendios. En el caso cuando la planta utilice enfriamiento evaporativo la planta de tratamiento suplirá el agua de reposición para las torres de enfriamiento.

La planta de tratamiento estará conformada por tres tratamientos principales instalados en serie. El primer tratamiento que sufrirá el agua del río será el llamado primario, el cual mediante un mecanismo automático de desbaste eliminará los sólidos de mayor tamaño y adicionalmente realizará una remoción de arena, grasa y aceite utilizando dos desarenadores-desgrasadores. El siguiente tratamiento es el llamado físico-químico el cual tiene como objetivo desestabilizar las partículas coloidales contenidas en el agua cruda, mediante la adición de químicos que permitan su decantación. Finalmente, se realizará el tratamiento de filtración-desinfección el cual filtra las partículas en suspensión de menor tamaño que no sedimentaron anteriormente, para luego dosificarle una solución de cloro y así lograr la oxidación y la eliminación de los organismos patógenos presentes en el agua.

#### **5.2.4.2 Sistema de tratamiento de efluentes**

Este sistema se encargará de manejar y, en el caso necesario de tratar, los flujos de agua de desecho descargándolas al río más cercano. Las aguas de lluvia que caen en las áreas

verdes y en la vialidad se dispondrán directamente al río sin ningún tratamiento previo. Las aguas servidas serán tratadas en una planta de tratamiento biológico y utilizadas posteriormente para el riego de las áreas verdes. Las aguas aceitosas serán tratadas en el sistema de a través de una separación de grasas y aceites mediante un proceso físico y de coalescencia. Las aguas mineralizadas que se generan en los procesos de regeneración de resinas, lavado de equipos y cuarto de baterías serán neutralizadas antes de ser descargadas. Las purgas de los GVCR se unirán a las corrientes neutralizadas y a todas las demás corrientes para obtener una igualación y homogenización de sus características antes de ser descargadas al río. En el caso de cuando se utilice enfriamiento evaporativo, las purgas de las torres de enfriamiento se unirán a las del GVCR.

#### **5.2.4.3 Sistema de enfriamiento cerrado auxiliar**

El sistema de enfriamiento cerrado auxiliar estará compuesto por un ciclo cerrado de agua desmineralizada que se encargará de absorber el calor rechazado por varios equipos auxiliares de la planta. En el caso de enfriamiento evaporativo, este calor rechazado por los auxiliares de la planta será absorbido a su vez, mediante un intercambiador de calor, por el agua de circulación. Para cumplir esta función se deberán instalar unas bombas y unas tuberías de agua de circulación auxiliares. Cuando se utilice el sistema de enfriamiento seco directo se deberá suplir un equipo adicional que sea capaz de rechazar el calor que absorbe el sistema cerrado de enfriamiento auxiliar, ya que no estará disponible el agua de circulación. Para el presente estudio se supondrá la instalación de un enfriador por aire que cumpla la función de enfriar el agua desmineralizada proveniente del sistema de enfriamiento cerrado auxiliar.

### 5.3 DESEMPEÑO GENERAL DEL CICLO COMBINADO

Para la determinación de las distintas variables que definen el desempeño general del ciclo combinado como el flujo de vapor generado, potencia generada por las turbinas a gas y a vapor, entre las más importantes, se utilizó el programa GateCycle.

El programa GateCycle está especialmente diseñado para predecir el desempeño de ciclos combinados, entre otros tipos de plantas de generación, y cuenta con una librería donde incluye la mayoría de las turbinas a gas de tecnología avanzada que se ofrecen actualmente en el mercado.

El modelo de ciclo combinado 2x1 3P RC (dos turbinas a gas, dos GVCR, una turbina a vapor, tres niveles de presión con recalentamiento) que el programa GateCycle tiene creado internamente por defecto, el cual representa un bloque de generación de los tres que conformarían la planta, se configuró con la turbina GE PG7241FA y se le ingresaron los siguientes datos correspondientes a las condiciones de diseño:

Temperatura de bulbo seco: 26°C (78,8°F)

Humedad relativa: 74% o temperatura de bulbo húmedo: 22,4°C (72,4°F)

Elevación: 161,5m (529,86ft)

Combustible: gas natural con 40.924kJ/kg (17.594Btu/lb) de poder calorífico bajo y con la siguiente ecuación química:  $0,9292\text{CH}_{3,787} + 0,0694\text{CO}_2 + 0,0014\text{N}_2$

Adicionalmente se le deben ingresar las presiones y temperaturas correspondientes a los tres niveles del GVCR, los cuales son los recomendados como óptimos de acuerdo a lo explicado en el capítulo 1 sección 1.3.3.2.

Presión del vapor en la entrada de la turbina: de alta presión: 12,41MPa (1800psia)

de presión intermedia: 2,27MPa (330psia)

de baja presión: 0,38MPa (55psia)

Presión de recalentamiento: 2,29Mpa (333psia)

Temperatura del vapor de alta presión: 565,6°C (1050°F)

Temperatura del vapor recalentado o de presión intermedia: 565,6°C (1050°F)

Una vez ingresados los datos anteriores al modelo estudiado en el programa GateCycle, se obtuvieron los siguientes resultados, los cuales representan un solo bloque de generación de los tres que conforman la planta operando a una carga igual a la capacidad instalada de la planta.

*Turbinas a gas*

Potencia neta: 311.015kW (155.507kW c/u)

Flujo másico de combustible: 21,36kg/s (169.476,42lb/h)

10,68kg/s (84.738,27lb/h) c/u

*GVCR (valores dados para los dos GVCR en conjunto)*

Vapor de alta presión generado: 95,46kg/s (757.650lb/h)

Vapor de presión intermedia generado: 22,3kg/s (177.010lb/h)

Vapor de baja presión generado: 14,34kg/s (113.840lb/h)

Vapor total generado: 132,1kg/s (1.048.500lb/h)

Potencia de la bomba de condensado: 125 kW

Potencia de la bomba de alimentación de presión intermedia: 540 kW

Potencia de la bomba de alimentación de alta presión: 1.452 kW

Como se explica en el capítulo 1 sección 1.3.1.1, la potencia que genera la turbina a gas depende principalmente de las condiciones atmosféricas y del combustible. Luego debido

a que las condiciones atmosféricas y el combustible no cambiaran a lo largo del estudio, la potencia de las turbinas a gas será constante.

El flujo másico de vapor generado por los GVCR depende principalmente del flujo y temperatura de los gases calientes que descarga la turbina a gas, como también de los distintos niveles de presión fijados. El flujo de vapor generado varía con la presión de descarga pero de manera insignificante. Esta variación es debida a que la temperatura del agua que alimenta el GVCR (temperatura de saturación a la presión de condensación si no existe subenfriamiento) aumenta a medida que se incrementa la presión de descarga.

De igual manera, como es lógico pensar, la potencia que consume la bomba de condensado varía con la presión de descarga debido a que esta es la presión de succión de dicha bomba. Pero se pudo demostrar que la variación de la potencia que consume la bomba de condensado no varía significativamente en el rango de presiones de descarga estudiado.

La potencia que consumen las bombas de alimentación de alta e intermedia presión del GVCR no varían debido a que el flujo de agua que manejan no cambia con la presión de descarga por no variar la cantidad de vapor generado. Aunado a esto las presiones de descarga y de succión de ellas son independientes de la presión de descarga.

Por lo hasta ahora explicado, los resultados reportados anteriormente son independientes del sistema de enfriamiento utilizado, de la presión de descarga fijada y de la configuración de la turbina a vapor seleccionada, por lo cual se mantendrán fijos a lo largo de toda la evaluación que se desarrolla en este estudio.

### **5.3.1 TURBINA A VAPOR**

Según los datos reportados la sección de baja presión de la turbina a vapor debe ser seleccionada con un flujo másico de vapor igual a 132,1kg/s (1.048.500lb/h). Como se explica en el capítulo 1, la potencia que genera la turbina a vapor se ve significativamente afectada por su configuración y por la presión de descarga. Por esta razón para conocer cual es la

configuración de la turbina a vapor más adecuada tanto técnica como económicamente se debe realizar un pequeño análisis desarrollado en el capítulo 6.

### 5.3.2 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

Como se describió en el capítulo 2 los principales parámetros que afectan la selección y operación de un sistema de enfriamiento evaporativo son la temperatura de bulbo húmedo, la aproximación, el rango, el calor rechazado y la presión de condensación. De igual manera, como se explico anteriormente, la temperatura de bulbo húmedo es constante a lo largo del estudio y es igual a 22,4°C (72,4°F). Igualmente el calor rechazado se mantendrá constante debido a que este depende principalmente del flujo de vapor generado, el cual es constante, y de una diferencia de entalpía de diseño seleccionada.

De esta manera nos quedan dos parámetros, el rango y la aproximación, además de la presión de condensación que es también desconocida, y la cual para este tipo de enfriamiento es prácticamente igual a la presión de descarga de la turbina a vapor. Por estar los valores del rango y la aproximación indefinidos, se seleccionará un intervalo de estudio conveniente para realizar un análisis de sensibilidad.

Los intervalos de estudio que se seleccionaron son tales que cubren los valores típicos de rango y aproximación que se utilizan normalmente. Se van a tomar valores del rango entre 8,9 y 11,1°C (16 y 20°F), y valores de aproximación entre 2,8 y 5,6°C (5 y 10°F).

Los valores de presión de condensación que se considerarán en el caso de enfriamiento evaporativo se encontrarán entre el mínimo valor que se pueda lograr con el rango y la aproximación seleccionada y 16,93kPa (5inHgA), intervalo en el cual se encuentran la mayoría de los diseños para este tipo de enfriamiento.

Para cada valor de rango y aproximación va a existir una presión de condensación mínima que se pueda lograr respetando siempre la diferencia terminal de temperatura de 2,8°C (5°F) que recomienda se cumpla la HEI. Por ejemplo si el rango es 10°C (18°F) y la

aproximación es de 3,9°C (7°F), siendo la temperatura de bulbo húmedo 22,4°C (72,4°F), se puede determinar la mínima presión de condensación permisible de la siguiente manera:

$$T_{AF} = T_{BH} + A = 22,4^{\circ}\text{C} + 3,9^{\circ}\text{C} = 26,3^{\circ}\text{C} (79,4^{\circ}\text{F})$$

$$T_{AC} = T_{AF} + R = 26,3^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C} = 36,3^{\circ}\text{C} (97,4^{\circ}\text{F})$$

$$T_V = T_{AC} + \text{DTT} = 36,3^{\circ}\text{C} + 2,78^{\circ}\text{C} = 39,1^{\circ}\text{C} (102,4^{\circ}\text{F})$$

$$P_C = P_{SAT} @ T_V = 7,1 \text{ kPa} (2,1 \text{ inHgA})$$

$T_{AF}$ : Temperatura de agua fría

$T_V$ : Temperatura del vapor

$T_{AC}$ : Temperatura de agua caliente

DTT: Diferencia terminal de temperatura

$T_{BH}$ : Temperatura de bulbo húmedo

$P_C$ : Presión de condensación

A: Aproximación

$P_{SAT}$ : Presión de saturación

R: Rango

Como la diferencia terminal de temperatura es la mínima permisible la presión de condensación va a ser luego la mínima permisible.

El rango se va a evaluar para 8,9°C, 10°C y 11,1°C (16, 18 y 20°F), la aproximación para 2,8°C, 3,9°C, 4,4°C y 5,6°C (5, 7, 8 y 10°F) y la presión de condensación para la mínima permisible correspondiente (mostradas en la tabla 5.8) y luego para incrementos de 1,69kPa (0,5inHgA) hasta llegar a 16,93kPa (5inHgA).

**Tabla 5.8: Presiones de condensación mínimas permisibles para cada caso de rango y aproximación**

Rango		Aproximación		Presión de condensación mínima permisible	
°C	°F	°F	°F	Kpa	inHgA
8,9	16	2,8	5	6,26	1,85
		3,9	7	6,67	1,97
		4,4	8	6,87	2,03
		5,6	10	7,28	2,15
10,0	18	2,8	5	6,67	1,97
		3,9	7	7,08	2,09
		4,4	8	7,28	2,15
		5,6	10	7,72	2,28
11,1	20	2,8	5	7,08	2,09
		3,9	7	7,52	2,22
		4,4	8	7,72	2,28
		5,6	10	8,20	2,42

### 5.3.3 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SECO DIRECTO

Como ya sabemos, el sistema de enfriamiento evaporativo permite operar el ciclo a vapor con una presión de condensación menor a la que lo permite el sistema de enfriamiento seco directo debido a las mejores propiedades del agua como fluido de enfriamiento sobre las del aire. Por esta razón los valores de presión de condensación de estudio que se considerarán en el caso de enfriamiento seco directo se encuentran entre 10,16kPa (3inHgA) y 25,4kPa (7,5inHgA), intervalo en el cual se encuentran la mayoría de los diseños para este tipo de enfriamiento. Se evaluará la presión de condensación cada 1,69kPa (0,5inHgA).

## 5.4 COSTOS Y POTENCIA DE LOS AUXILIARES ASOCIADOS A LA PLANTA DE GENERACIÓN

### 5.4.1 COSTOS DE INVERSIÓN Y POTENCIAS ASOCIADAS A LA PLANTA SIN INCLUIR EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

#### 5.4.1.1 Costos directos de inversión

La mayoría de los equipos, componentes y sistemas asociados a la planta serán los mismos independientemente del sistema de enfriamiento que se utilice. Debido a esto los costos y potencias asociados a estos sistemas serán constantes para cualquier caso.

Los costos directos de inversión asociados a la planta de generación para los tres bloques de generación sin incluir los costos que varían o dependen del sistema de enfriamiento utilizado, se resumen en la tabla 5.9.

**Tabla 5.9: Costos directos asociados a la planta de generación para los tres bloques de generación sin incluir sistema de enfriamiento**

Miles US\$	Procura importada	Procura nacional	Instalación y mano de obra
Movimiento de tierra	0	1.573.	5.154
Obras de concreto	0	2.749	3.403
Acero estructural	0	1.631	4.529
Tuberías	13.425	1.035	9.613
Aislantes y pintura	0	1.735	0
Equipos mecánicos	284.276	9.765	12.751
Equipos eléctricos	25.464	0	1.375
Instalaciones eléctricas	2.583	3.363	6.124
Instrumentación y control	4.885	0	1.280
Subestación 230kV	6.694	2.640	2.620
Seguridad y control de acceso	1.261	223	1.731
Taller de máquinas herramientas	359	1	13
Planta compresora	15.379	231	2.637
Planta desmineralizadora	1.532	184	309
<b>TOTAL</b>	<b>355.866</b>	<b>25.130</b>	<b>51.539</b>

En los costos antes presentados no se incluyen los asociados al sistema de tratamiento y suministro de agua industrial ni a la planta de tratamiento de efluentes, debido a que dependerán del sistema de enfriamiento utilizado. Estos se reportan más adelante para cada tipo de enfriamiento en las secciones 5.4.2.1 y 5.4.2.2.

#### 5.4.1.2 Costos indirectos de inversión

Los costos indirectos de inversión se calcularán según los parámetros definidos en el capítulo 4 sección 4.2.2, donde la mayoría dependerán de los costos de inversión por lo cual dependerán del tipo de enfriamiento. Los únicos costos indirectos de inversión que faltan por definir son los llamados costos varios asociados a los gastos que se realizan durante la construcción y puesta en marcha de la planta, como también a los asociados con la ingeniería del proyecto. En la tabla 5.10 se resume la estimación de estos costos.

	<b>Costos varios (miles US\$)</b>
Gerencia de construcción	31.148
Puesta en marcha	13.626
Ingeniería del proyecto	24.647
<b>TOTAL</b>	<b>69.421</b>

#### 5.4.1.3 Potencia de los auxiliares

En la Tabla 5.10 se resumen la potencia de los auxiliares que consumen los equipos asociados a un bloque de generación sin incluir las potencias que varían dependiendo del sistema de enfriamiento utilizado. Las potencias de las bombas de condensado y de alta e intermedia presión fueron halladas mediante las simulaciones realizadas con el programa GateCycle, como se reportó anteriormente en el punto 5.3.

En las potencias antes presentadas no se incluyen las potencias asociadas al sistema de tratamiento y suministro de agua industrial, debido a que dependerán del sistema de enfriamiento utilizado. Estas potencias se reportan más adelante para cada enfriamiento en los puntos 5.4.2.1 y 5.4.2.2.

Los valores reportados en las tablas 5.9 y 5.10 fueron suministrados por La Electricidad de Caracas a partir de estimaciones reales realizadas para el proyecto de la planta de generación El Sitio.

**Tabla 5.10: Potencia de los auxiliares para un bloque de generación sin incluir sistema de enfriamiento**

	Potencia (kW)
Bombas de condensado	375
Bombas de alimentación de alta presión	4.356
Bombas de alimentación de presión intermedia	1.620
Bombas de los circuitos cerrados de enfriamiento	1.110
Bombas de lubricación de las turbinas a vapor	195
Compresores de gas	6.000
Compresores de aire	285
Ventilación y aire acondicionado	1.338
Auxiliares turbina a gas	2.226
Pérdidas en los transformadores y otros	6.045
Bombas varias	1.254
Auxiliares varios	102
<b>TOTAL</b>	<b>24.906</b>

## **5.4.2 COSTOS DIRECTOS Y POTENCIAS ASOCIADAS AL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO**

### **5.4.2.1 Sistema de enfriamiento evaporativo**

Como se ha explicado hasta el momento, un sistema evaporativo va constar de los siguientes componentes y equipos:

- Torres de enfriamiento

- Condensadores de superficie
- Sistema de circulación de agua de enfriamiento
- Sistema de reposición de agua de enfriamiento
- Sistema de dosificación de químicos para el agua de circulación

Los costos asociados a las torres de enfriamiento, condensadores de superficie y sistema de circulación de agua son los únicos que se supondrán van a variar con la presión de descarga, rango y aproximación, por lo que se estudiarán a parte en el capítulo 7.

Como se mencionó anteriormente en la sección 5.2.4.1, el sistema de tratamiento y suministro de agua industrial suplir el agua de reposición requerida por las torres de enfriamiento. Los caudales de agua industrial requeridos por la planta durante su normal funcionamiento, esto es sin incluir el suministro de agua para el sistema contra incendios, se muestran en la tabla 5.11, dados para los tres bloques de generación.

**Tabla 5.11: Caudales de agua industrial requerida por la planta para el caso de enfriamiento evaporativo**

	Caudal	
	L/s	gpm
Sistema de reposición de agua de enfriamiento	418,5	6.633
Sistema de tratamiento y suministro de agua desmineralizada	13,9	220
Servicios	1,8	29
<b>TOTAL</b>	<b>434,2</b>	<b>6.882</b>

Los costos asociados al sistema de tratamiento y suministro de agua industrial se resumen en la tabla 5.12.

Los costos asociados al movimiento de tierra de la planta de tratamiento específicamente, se encuentran incluidos en el costo de esta. Lo llamado en la tabla 5.12

“movimientos de tierra varios” se refiere casi en su totalidad al movimiento de tierra asociado a la vialidad hacia la planta de tratamiento..

**Tabla 5.12: Costos asociados al sistema de tratamiento y suministro de agua industrial para el caso de enfriamiento evaporativo**

<b>Miles US\$</b>	<b>Procura Importada</b>	<b>Procura Nacional</b>	<b>Instalación y mano de obra</b>
Movimientos de tierra varios	0	0	55
Sala de control	0	65	157
Galpón de tratamiento de lodos	0	70	151
Obra de captación de agua	0	452	951
Tubería captación de agua.	0	16	4
Bombas de captación de agua del río.	48	0	1
Vialidad	0	170	220
Cerramiento perimetral	0	369	145
Bombas de suministro agua industrial	327	0	10
Tubería suministro agua industrial	0	715	215
Equipos eléctricos	0	117	121
Planta de tratamiento de agua	2.109	1.009	1.708
Línea de 4,16kV	0	48	40
<b>TOTAL</b>	<b>2.484</b>	<b>3.031</b>	<b>3.778</b>

Si la planta utiliza enfriamiento evaporativo la planta de tratamiento de efluentes deberá manejar los caudales mostrados en la tabla 5.13 durante su funcionamiento normal, es decir sin incluir el agua contra incendio accidentalmente contaminada pero sí incluyendo el agua de lluvia.

Como se explicó anteriormente en el punto 5.2.4.5, si la planta utiliza enfriamiento evaporativo, el sistema de enfriamiento cerrado auxiliar rechazará el calor absorbido a un sistema de circulación auxiliar. Los costos asociados a este sistema de circulación auxiliar serán los que se muestran en la tabla 5.14, dados para la totalidad de la planta.

**Tabla 5.13: Caudales que debe manejar el sistema de tratamiento de efluentes para el caso de enfriamiento evaporativo correspondientes al total de la planta**

Efluentes de flujo continuo	Caudal	
	l/s	gpm
Purgas de torres de enfriamiento	102,3	1.622
Purga de los GVCR	5,8	92
Purga de bombas	0,9	14
Aguas servidas	0,072	1
<b>Efluentes de flujo intermitente</b>		
Aguas mineralizadas	1,5	24
Aguas aceitosas	0,9	14
Aguas de lluvia patio de tanques y área de procesos	320	5.072
<b>TOTAL</b>	<b>431,5</b>	<b>6.839</b>

**Tabla 5.14: Costos asociados al sistema de circulación auxiliar para el caso de enfriamiento evaporativo correspondientes al total de la planta**

Miles US\$	Procura Importada	Instalación
Tubería	24	99
Intercambiador de calor agua-agua	450	21
Bombas de agua	330	24
<b>TOTAL</b>	<b>804</b>	<b>144</b>

En la tabla 5.15 se resumen los costos asociados a los sistemas que se ven afectados por el tipo de sistema de enfriamiento utilizado, en este caso evaporativo.

La potencia de los auxiliares asociados a los sistemas que se resumieron en la tabla 5.15, dados para los tres bloques de generación, se muestran en la tabla 5.16.

**Tabla 5.15: Costos asociados a los sistemas que se ven afectados por el tipo de enfriamiento utilizado para el caso evaporativo correspondientes al total de la planta**

<b>Miles US\$</b>	<b>Procura Importada</b>	<b>Procura Nacional</b>	<b>Instalación y mano de obra</b>
Sistema de tratamiento y suministro de agua industrial	2.484	3.031	3.778
Sistema de dosificación de químicos del agua de circulación	810	0	54
Tuberías dosificación de químicos agua de circulación	6	0	17
Sistema de tratamiento de efluentes	72	288	433
Sistema de circulación auxiliar	804	0	144
<b>TOTAL</b>	<b>4.176</b>	<b>3.319</b>	<b>4.426</b>

**Tabla 5.16: Potencia de los auxiliares pertenecientes a los sistemas que se ven afectados por el tipo de enfriamiento utilizado para el caso evaporativo correspondientes al total de la planta**

	<b>Potencia (kW)</b>
Bombas sistema de circulación auxiliar	90
Bomba de reposición agua de circulación	57
Bomba de suministro agua industrial	465
Bomba captación agua del río	111
<b>TOTAL</b>	<b>723</b>
<b>Total por bloque</b>	<b>241</b>

#### 5.4.2.2 Sistema de enfriamiento seco directo

Como ya sabemos, un sistema de enfriamiento seco directo va a constar primordialmente de un condensador enfriado por aire. Pero adicionalmente, si la planta opera con este sistema, de igual manera requerirá de agua industrial para los demás procesos, y requerirá también tratar y descargar las aguas contaminadas al río.

Si observamos la tabla 5.11 podemos evidenciar que para el caso de enfriamiento evaporativo la mayor cantidad de agua industrial la requiere el sistema de reposición de agua de enfriamiento. Para el caso de enfriamiento seco directo se requerirá igualmente de un sistema de tratamiento y suministro de agua industrial, pero de menor capacidad.

Se asumirá que el costo y las potencias asociadas al sistema de tratamiento y suministro de agua industrial varia linealmente con el caudal requerido. Por lo tanto como el caudal requerido por el sistema de reposición de agua de enfriamiento representa aproximadamente el 96% del caudal total que maneja el sistema de tratamiento y suministro de agua industrial, para el caso de enfriamiento seco directo se considerará sólo el 4% de los costos y las potencias asociadas a este sistema. A los costos de viabilidad no se les reducirá el 96%.

El mismo análisis se asumirá para los costos asociados al sistema de tratamiento de efluentes donde la purga de las torres de enfriamiento representan aproximadamente el 24% del caudal total que maneja este sistema.

Como se mencionó anteriormente en la sección 5.2.4.5, para el caso de enfriamiento seco directo el sistema de circulación auxiliar se sustituirá por un enfriador por aire horizontal. Basados en los requerimientos del sistema de enfriamiento cerrado auxiliar y según información suministrada por los fabricantes de estos equipos el enfriador por aire para un bloque de generación costará US\$147.000, su instalación US\$40.000 y la potencia requerida será de 58kW. Por cada bloque de generación se instalarán dos enfriadores de aire de 100% de capacidad, con las finales de tener uno de respaldo.

En la tabla 5.17 y 5.18 se resumen los costos y las potencias, para los tres bloques de generación, de los sistemas y equipos asociados al caso de enfriamiento seco directo sin incluir el condensador enfriado por aire que se analizará en el capítulo 8.

**Tabla 5.17: Costos asociados a los sistemas que se ven afectados por el tipo de enfriamiento utilizado para el caso seco directo correspondientes al total de la planta**

<b>Miles US\$</b>	<b>Procura Importada</b>	<b>Procura Nacional</b>	<b>Instalación y mano de obra</b>
Sistema de tratamiento y suministro de agua industrial	99	284	362
Sistema de tratamiento de efluentes	54	219	329
Enfriador por aire auxiliar	882	0	240
<b>TOTAL</b>	<b>1.035</b>	<b>503</b>	<b>931</b>

**Tabla 5.18: Potencia de los auxiliares pertenecientes a los sistemas que se ven afectados por el tipo de enfriamiento utilizado para el caso seco directo correspondientes al total de la planta**

	<b>Potencia (kW)</b>
Ventiladores enfriador por aire auxiliar	174
Bomba de suministro agua industrial	18
Bomba captación agua del río	4
<b>TOTAL</b>	<b>196</b>
<b>Total por bloque</b>	<b>65</b>

### 5.4.3 COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO ASOCIADOS A LA PLANTA

Como se mencionó en el capítulo 4 sección 4.3, los costos de operación y mantenimiento se dividen por conveniencia en variable y fijos. Los costos variables van a depender del esquema operacional de la planta.

Encabezando estos costos se encuentran los asociados al mantenimiento de las turbinas a gas y a vapor. Generalmente, los mantenimientos que se le realizan a las turbinas se clasifican en tres tipos, a los cuales llamaremos anual, menor y mayor. El mantenimiento anual se realizará cada 8.000 horas de operación, el menor cada 16.000 y el mayor cada 24.000. Mediante las estimaciones de costos asociados a cada uno de los mantenimientos,

incluyendo mano de obra y materiales, se puede conocer el costo de mantenimiento anual promedio asociado a las turbinas pertenecientes a un bloque de generación, como lo muestra la tabla 5.19. Recordemos que las horas de operación de la planta al año asumidas son de 8.000.

**Tabla 5.19: Costos de mantenimiento asociados a las turbinas para un bloque de generación**

Año	Horas de operación al año acumuladas	Tipo de mantenimiento	Turbina a gas (miles US\$)	Turbina a vapor (miles US\$)
1	8.000	ANUAL	2.261	345
2	16.000	ANUAL	2.261	345
3	24.000	MENOR	7.940	1.077
4	32.000	ANUAL	2.261	345
5	40.000	ANUAL	2.261	345
6	48.000	MAYOR	16.787	4.308
7	56.000	ANUAL	2.261	345
8	64.000	ANUAL	2.261	345
9	72.000	MENOR	7.940	1.077
10	80.000	ANUAL	2.261	345
11	88.000	ANUAL	2.261	345
12	96.000	MAYOR	16.787	4.308
13	104.000	ANUAL	2.261	345
14	112.000	ANUAL	2.261	345
15	120.000	MENOR	7.940	1.077
16	128.000	ANUAL	2.261	345
17	136.000	ANUAL	2.261	345
18	144.000	MAYOR	1.6787	4.308
19	152.000	ANUAL	2.261	345
20	160.000	ANUAL	2.261	345
21	168.000	MENOR	7.940	1.077
22	176.000	ANUAL	2.261	345
23	184.000	ANUAL	2.261	345
24	192.000	MAYOR	16.787	4.308
25	200.000	ANUAL	2.261	345
<b>Total (miles US\$)</b>			137.345	27.405
<b>Promedio al año (miles US\$)</b>			5.494	1.096

Los costos asociados al mantenimiento de los GVCR para un bloque de generación, incluyendo mano de obra y materiales, se estiman en US\$240.000 al año.

Los costos de operación y mantenimiento de las plantas desmineralizadoras, se estima en US\$0,53 (US\$2) por cada 1.000 litros (galones) de agua desmineralizada requerida. Si los requerimientos de agua desmineralizada por cada bloque de generación son de 4,5l/s, es decir 13,5l/s para el total de la planta, luego los costos anuales de operación y mantenimiento asociados a las plantas desmineralizadoras serán de US\$205.000.

Los costos de operación y mantenimiento de las plantas de tratamiento de efluentes y de agua industrial se estiman en US\$0,13 (US\$0,5) por cada 1.000 litros (galones) de agua de desecho tratada o industrial requerida. Estos costos se muestran en la tabla 5.20.

**Tabla 5.20: Costos de mantenimiento asociados al sistema de tratamiento y suministro de agua industrial y al sistema de tratamiento de efluentes**

Sistema de enfriamiento	Costo unitario		Agua industrial			Efluentes		
			Caudal		Costo al año (miles US\$)	Caudal		Costo al año (miles US\$)
	US\$/1000litro	US\$/1000gal	l/s	gpm		l/s	gpm	
Evaporativo	0,13	0,50	434,2	6.882	1.652	431,5	6.839	1.642
Seco directo			17,4	275	66	328	5.198	1.248

Se asumirá que los costos de operación y mantenimiento asociados al balance de la planta, cuando esta utiliza enfriamiento evaporativo, son similares a los asociados al balance de la planta cuando esta utiliza enfriamiento seco directo. Esto equivale a decir que el costo de mantener un condensador enfriado por aire es prácticamente el mismo que el costo de mantener el conjunto torre de enfriamiento – condensador de superficie – sistema de circulación de agua de enfriamiento. Este costo se estima en US\$630.000 al año por bloque de generación y abarca todos los equipos que conforman el balance de la planta, es decir, sistema de enfriamiento, compresores de gas, sistema de almacenamiento y suministro de combustible líquido, talleres, etc.

En la tabla 5.21 se resumen los costos variables de operación y mantenimiento asociados al total de la planta para un año de operación.

**Tabla 5.21: Costos variables de operación y mantenimiento asociados a la totalidad de la planta para cada tipo de enfriamiento**

	Costos variables O&M (miles US\$)	
	Evaporativo	Seco directo
Turbinas a gas	16.482	
Turbinas a vapor	3.288	
GVCR	720	
Plantas desmineralizadoras	615	
Planta de tratamiento de agua industrial	1.652	66
Planta de tratamiento de efluentes	1.642	1248
Balance de la planta	1.890	
<b>TOTAL</b>	<b>26.289</b>	<b>24.309</b>

Finalmente nos faltaría definir los costos fijos de operación y mantenimiento anuales los cuales se resumen en la tabla 5.22, y están dados para el total de la planta. Estos serán los mismos independientemente del sistema de enfriamiento.

**Tabla 5.22: Costos fijos de operación y mantenimiento asociados a la totalidad de la planta**

	Costos fijos O&M (miles US\$)
Personal permanente de operación y mantenimiento	4.746
Suministro de materiales e insumos para el personal permanente	475
Mantenimiento rutinario	216
Servicios contratados	450
Equipos alquilados	180
Gastos administrativos	2.730
<b>TOTAL</b>	<b>8.797</b>

## Capítulo 6

# ANÁLISIS TÉCNICO ECONÓMICO

## DE LA TURBINA A VAPOR

---

### 6.1 ANÁLISIS TÉCNICO

Para conocer cual o cuales son las posibles configuraciones que se pueden seleccionar para la turbina a vapor se debe realizar un pequeño análisis técnico.

Según los límites de flujo de vapor por unidad de área que pueden soportar los álabes de última etapa se puede determinar que no es posible utilizar una turbina a vapor de un solo flujo, es decir de la serie A. Esto es debido a que los valores reales de flujo de vapor por unidad de área son mayores o muy cercanos a los correspondientes permisibles por los álabes de última etapa, lo que produciría un alto riesgo de rápido deterioro de la turbina a vapor. Esta comparación se muestra seguidamente en la tabla 6.1.

**Tabla 6.1: Flujos de vapor por unidad de área anular reales y máximas permisibles para la turbina a vapor en función del álabe de última etapa**

Largo del álabe de última etapa		Flujo de vapor por unidad de área máximo permisible		Flujo de vapor real por unidad de área			
				Un flujo		Dos flujos	
mm	in	Kg/s/m <sup>2</sup>	lb/h/ft <sup>2</sup>	Kg/s/m <sup>2</sup>	lb/h/ft <sup>2</sup>	Kg/s/m <sup>2</sup>	lb/h/ft <sup>2</sup>
508	20H	40,69	30.000	43,49	32.064	21,74	16.032
762	30	22,38	16.500	25,58	18.858	12,79	9.429
851	33,5	22,38	16.500	21,51	15.862	10,76	7.931
1.016	40	20,34	15.000	16,29	12.010	8,14	6.005

El flujo de vapor real por unidad de área es simplemente la división del flujo de vapor de diseño de 132,1kg/s (1.048.500lb/h) por el área anular total, que dependerá del número de flujos y del álabe de última etapa. Por lo antes descrito en la evaluación sólo se considerará la turbina a vapor de dos flujos. Aunque en los casos de álabes de 851mm (33,5in) y 1.016mm (40in) con un flujo, los valores reales se encuentra por debajo de los permisibles, estos se descartan por encontrarse muy cerca de estos últimos, lo que se traduciría en un riesgo en la operación de la turbina a vapor.

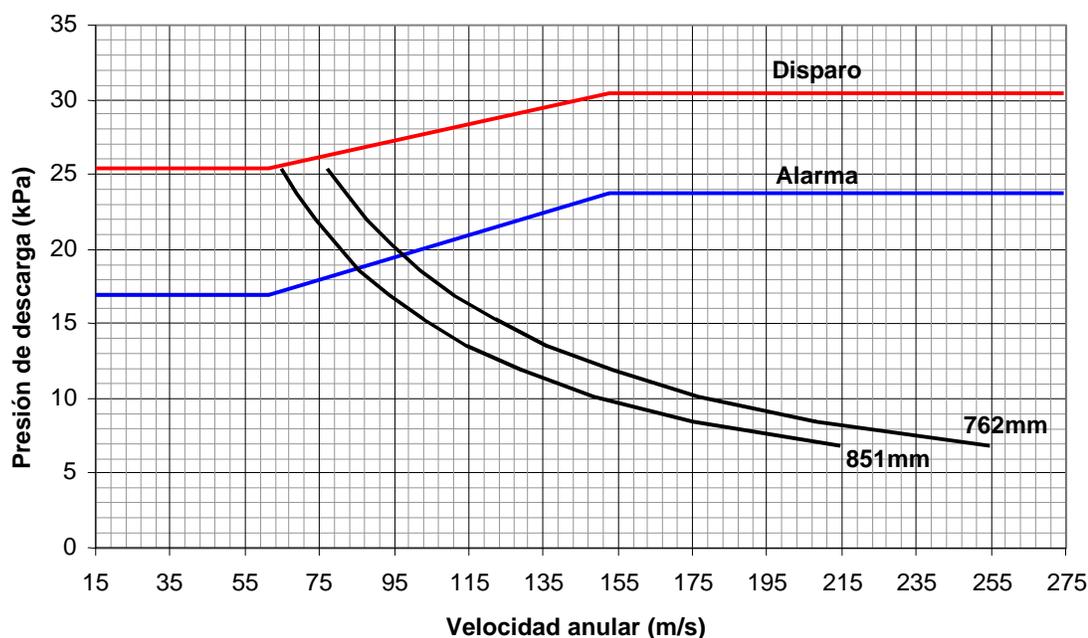
Se debe conocer la potencia que genera la turbina a vapor para los valores de presión de descarga seleccionados en el capítulo 5 para los dos distintos tipos de enfriamiento. Pero primeramente se debe tomar en cuenta la limitación con respecto a la presión de descarga que tienen los distintos álabes de última etapa.

Para los álabes de 1.016mm (40in) y 508mm (20in), según se describió en el capítulo 5 sección 5.2.2, permiten hasta 16,93kPa (5inHgA) y 50,80kPa (15inHgA), respectivamente, independientemente de la velocidad anular.

Por otro lado, los límites de presión de descarga de los álabes de 762mm (30in) y 851mm (33,5in) sí varían con la velocidad anular por lo que se debe determinar esta velocidad para la presión de descarga respectiva y verificar si esta es mayor a la mínima requerida para que los álabes no se deterioren. Por facilidad, estas velocidades se determinaron mediante el programa GateCycle, debido a que el cálculo asociado no representa mayor dificultad. Sólo se debe conocer la densidad del vapor para cada presión de descarga y, conocida el área anular y el flujo másico de vapor, determinar la velocidad.

En la figura 6.1 se muestran las curvas que representan las velocidades anulares para los álabes evaluados, graficadas sobre las curvas que representan los límites de presión de descarga. Esta gráfica se presenta en el anexo 1 para unidades inglesas.

Se puede apreciar que para el álabe de 762mm (30in) la presión de descarga máxima permisible es de aproximadamente 20kPa (5,8inHgA) y para el de 851mm (33,5in) es de aproximadamente 19kPa (5,6inHgA). Esto nos permite concluir que los álabes de 30 y 33,5in sólo pueden ser evaluados hasta una presión de descarga de 5,5inHgA



**Figura 6.1: Velocidades anulares de la turbina a vapor en función de la presión de descarga para los álabes de última etapa de 762mm y 851mm**

El costo y la potencia en los bornes del generador de la turbina a vapor de dos flujos para cada una de los álabes de última etapa propuestos y para cada presión de descarga estudiada, se muestran seguidamente en la tabla 6.2. Se utilizó una eficiencia del generador de 99%. Los costos de instalación asociados a la turbina a vapor son el 5% del costo de procura de la turbina.

En la figura 6.2 se puede visualizar de mejor manera el comportamiento de la potencia generada por la turbina a vapor en función de la presión de descarga y del tipo de álabe de última etapa. Esta gráfica se presenta en el anexo 2 en unidades inglesas.

En esta gráfica podemos identificar que la turbina a vapor con el alabe de 1.016mm (40in) genera más potencia que con cualquier otro entre aproximadamente 6,26 y 6,60kPa (1,85 y 1,95inHgA), con el de 851mm (33,5in) entre 6,60 8,47kPa (1,95 y 2,5inHgA), con el de 762mm (30in) entre 8,47 y 13,21kPa (2,5 y 3,9inHgA) y con el de 508mm (20in) desde 13,21kPa (3,9inHgA) en adelante. En el anexo 2 se encuentra esta misma gráfica representada en unidades inglesas.

**Tabla 6.2: Costos y potencias asociadas a la turbina a vapor para un bloque de generación**

Alabe de última etapa	mm	508	762	851	1.016
	in	20H	30	33,5	40
<b>Procura importada (miles US\$)</b>		19.905	18.570	19.429	21.143
<b>Instalación (miles US\$)</b>		995	929	971	1.057
<b>Presión de descarga</b>		<b>Potencia de la turbina a vapor (kW)</b>			
KPa	inHgA				
6,26	1,85	172.278	179.862	181.360	181.865
6,67	1,97	171.436	179.493	180.763	180.687
6,87	2,03	171.032	179.293	180.439	180.073
7,08	2,09	170.283	179.083	180.100	179.442
7,28	2,15	169.965	178.865	179.740	178.797
7,52	2,22	169.941	178.355	179.300	178.024
7,72	2,28	169.931	178.355	178.906	177.718
8,20	2,42	169.914	177.748	177.950	175.836
8,47	2,50	169.900	177.341	177.359	174.953
10,16	3,00	169.745	174.613	173.476	170.036
11,85	3,50	169.321	171.399	169.412	165.466
13,55	4,00	168.670	167.936	165.700	161.187
15,24	4,50	167.856	164.676	162.208	157.967
16,93	5,00	166.862	164.124	162.321	158.802
18,63	5,50	165.370	161.682	159.742	N/A
20,32	6,00	163.778	N/A	N/A	
22,01	6,50	162.133			
23,70	7,00	160.492			
25,40	7,50	158.884			

Como se explico en el capítulo 1 la velocidad anular óptima para que las pérdidas en la descarga sean mínimas debe ser de aproximadamente 150m/s (500ft/s). Recordando que el flujo másico de vapor es constante, para un área de descarga anular definido, es decir para un álabe de última etapa específico, a medida que se aumenta la presión de descarga la velocidad anular aumentará. Y como todos sabemos al aumentar el área de descarga anular la velocidad anular disminuirá. Luego, al aumentar la presión de descarga existirá una presión tal que la velocidad anular se hará igual a aproximadamente 150m/s (500ft/s). Debido a esto el alabe de 1.016mm (40in), el cual corresponde al área de descarga anular mayor, permite que la turbina

genere mayor potencia que cualquier otro álabe a presiones bajas. Mientras que el álabe de 508mm (20in), el cual corresponde a el área de descarga anular menor, permite que la turbina genere mayor potencia que cualquier otro álabe a presiones altas.

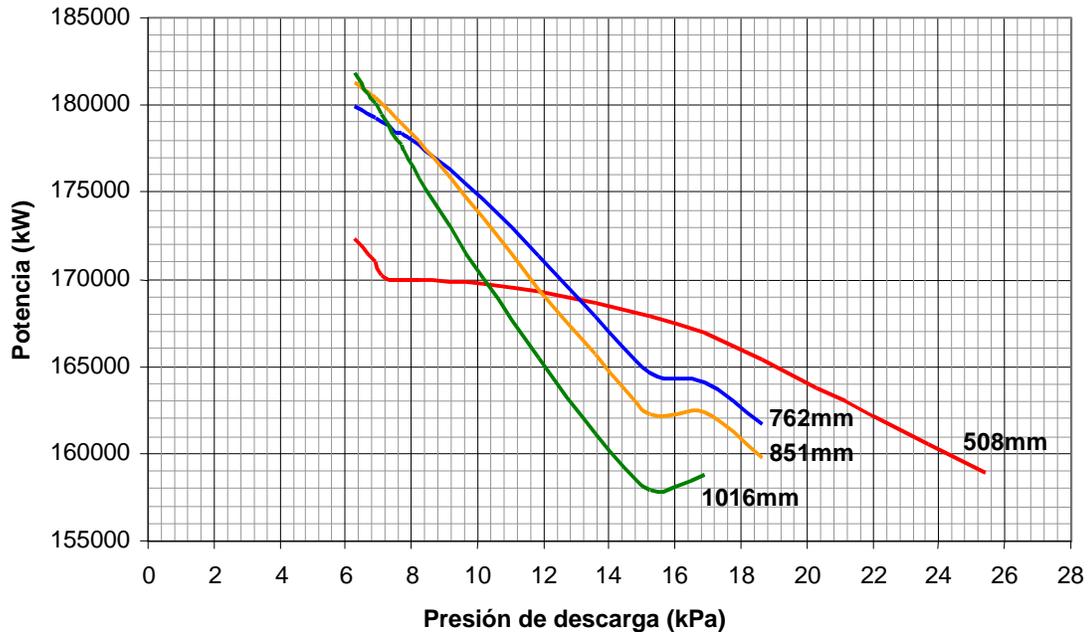


Figura 6.2: Potencia de la turbina a vapor en función de la presión de descarga y del tipo de álabe de última etapa.

## 6.2 DETERMINACIÓN DE CASOS ÓPTIMOS

Seguidamente se debe determinar para cada presión de descarga cual es el álabe que económicamente es más conveniente utilizar. Para esto se aplicará lo que hemos llamado en el capítulo 4 análisis incremental. Tomaremos como álabe base el de 762mm (30in) por ser el más económico. Restando el costo y la potencia de la turbina a vapor con el álabe de 762mm (30in) al resto de los casos obtendremos los siguientes valores mostrados en la tabla 6.3.

**Tabla 6.3: Costos y potencias asociadas a la turbina a vapor para un bloque de generación relativas al caso base**

Alabe de última etapa	mm	508	762	851	1.016
	in	20H	30	33,5	40
Procura importada (miles US\$)		1.335	Base	859	2.573
Instalación (miles US\$)		66	Base	42	128
Presión de descarga		Potencia de la turbina a vapor (kW)			
KPa	inHgA				
6,3	1,85	-7.584	Base	1.498	2.003
6,7	1,97	-8.057	Base	1.270	1.194
6,9	2,03	-8.261	Base	1.146	780
7,1	2,09	-8.800	Base	1.017	359
7,3	2,15	-8.900	Base	875	-68
7,5	2,22	-8.414	Base	945	-331
7,7	2,28	-8.424	Base	551	-637
8,2	2,42	-7.834	Base	202	-1.912
8,5	2,50	-7.441	Base	18	-2388
10,2	3,00	-4.868	Base	-1.137	-4.577
11,9	3,50	-2.078	Base	-1.987	-5.933
13,5	4,00	734	Base	-2.236	-6.749
15,2	4,50	3.180	Base	-2.468	-6.709
16,9	5,00	2.738	Base	-1.803	-5.322
18,6	5,50	3.688	Base	-1.940	
20,3	6,00	163.778	N/A	N/A	N/A
22,0	6,50	162.133			
23,7	7,00	160.492			
25,4	7,50	158.884			

Los casos marcados en gris se descartan debido a que, o son negativos, lo que significa que no hay una ganancia en potencia, o a que generan menos potencia que otro cuyo costo relativo es menor.

Los casos restantes se deben evaluar calculando cuanto representa la ganancia en potencia en dólares cuando se genera energía durante el período de vida de la planta. Es decir, hay que comprobar si vale la pena invertir el costo relativo al caso base para poseer un extra en capacidad representado por la potencia relativa al caso base.

Para realizar esta evaluación se utilizará una proforma financiera diseñada con los criterios explicados en el capítulo 4. Mediante la proforma se va a determinar cual es la potencia mínima que la turbina a vapor debe generar extra para cada tipo de álabe de última etapa, de manera que sea conveniente invertir el costo relativo. Para este valor de potencia el valor presente neto será igual a cero. Los valores de entrada para cada comparación serán los costos de procura e instalación relativos al costo base.

En la tabla 6.4 se resumen las potencias mínimas que representan el límite entre la conveniencia o no de realizar la inversión en una turbina a vapor con un álabe de última etapa distinto al base. En el anexo 3 se presenta la evaluación mediante la profroma financiera para el caso de 508mm (20in)

**Tabla 6.4: Potencias mínimas de la turbina a vapor relativas al caso base para justificar el aumento en la inversión**

Álabe de última etapa	mm	508	762	851	1.016
	in	20H	30	33,5	40
<b>Potencia mínima (kW)</b>		2.247	Base	1.445	4.333

Comparando los valores mínimos de potencia de la tabla 6.4 con las potencias reportadas en la tabla 6.3, podemos seleccionar el álabe más apropiado para cada presión de descarga. Para una presión de 6,3kPa (1,85inHgA) el álabe más conveniente es el de 851mm (33,5in) debido a que es capaz de generar 1.498kW extras siendo esta potencia mayor a la mínima reportada en la tabla 6.4. Se descartó el álabe de 1.016mm (40in) debido a que la potencia que genera extra es menor a la mínima respectiva reportada. A partir de 6,7kPa (1,97inHgA) hasta llegar a 13,5kPa (4in) el álabe más conveniente es el de 762mm (30in). Y a partir de 15,2kPa (4,5in) el más conveniente es el de 508mm (20in).

En la tabla 6.5 se resumen los álabes seleccionados para cada presión de descarga con la respectiva potencia que genera la turbina a vapor.

Tabla 6.7: Álabes de última etapa seleccionados para cada presión de descarga

Presión de descarga		Alabe de última etapa		Potencia de la turbina a vapor (kW)
KPa	inHgA	Mm	in	
6,26	1,85	851	33,5	181.360
6,67	1,97	762	30	179.493
6,87	2,03			179.293
7,28	2,09			179.083
6,67	2,15			178.865
7,08	2,22			178.355
7,28	2,28			178.355
7,72	2,42			177.748
8,5	2,50			177.341
10,2	3,00			174.613
11,9	3,50			171.399
13,5	4,00			167.936
15,2	4,50	508	20H	167.856
16,9	5,00			166.862
18,6	5,50			165.370
20,3	6,00			163.778
22,0	6,50			162.133
23,7	7,00			160.492
25,4	7,50			158.884

## ***Capítulo 7***

# ***ANÁLISIS TÉCNICO ECONÓMICO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO***

---

Con la finalidad de realizar un estudio de sensibilidad del sistema de enfriamiento evaporativo, y así determinar cual es el caso económicamente óptimo, se deben conocer los costos y potencias asociadas a los equipos que lo componen para los distintos valores de aproximación, rango y presión de descarga seleccionados. Dependiendo de la información disponible y de la complejidad del cálculo, para estimar el diseño, y a su vez los costos, caídas de presión y potencias asociadas a los distintos equipos, se utilizaron las ecuaciones básicas de transferencia de calor y mecánica de fluidos, ecuaciones predeterminadas por algunos investigadores o estimaciones solicitadas directamente a los fabricantes.

### **7.1 TORRE DE ENFRIAMIENTO**

Para la selección de la torre de enfriamiento se contactaron a varios fabricantes. Debido a la buena calidad del agua de enfriamiento disponible se seleccionó un relleno de última generación tipo película. La utilización de este tipo de relleno, más compacto que cualquier otro, permitió la selección de una torre de enfriamiento de flujo contracorriente obteniéndose una unidad que requerirá menos área de terreno que una unidad de flujo cruzado. Las unidades seleccionadas serán similares a las representadas en la figura 2.6 en el capítulo 2.

La estructura de la torre será de madera químicamente tratada y el relleno de PVC. Según los fabricantes contactados los costos asociados a la torre de enfriamiento incluyendo la paila de recolección, para las condiciones específicas de diseño que se consideran en este estudio y para los distintos casos de rango y aproximación definidos anteriormente, son los que se muestran en la tabla 7.1. En esta tabla también se muestra el consumo de potencia de los ventiladores y la altura de bombeo requerida. El costo de instalación representa el 27% del costo de procura de la torre.

**Tabla 7.1: Costos, potencias y alturas de agua requeridas asociadas a la torre de enfriamiento para un bloque de generación**

Rango		Aproximación		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Potencia ventiladores (kW)	Altura de agua requeridas	
°C	°F	°C	°F				m H2O	ft H2O
8,9	16	2,8	5	1.493	403	1.970	5,2	17
		3,9	7	1.264	341	1.486	10,1	33
		4,4	8	1.180	319	1.485	7,3	24
		5,6	10	1.066	288	1.338	5,8	19
10,0	18	2,8	5	1.561	421	1.673	7,6	25
		3,9	7	1.304	352	1.674	6,7	22
		4,4	8	1.228	332	1.460	8,8	29
		5,6	10	1.108	299	1.215	9,1	30
11,1	20	2,8	5	1.619	437	1.864	9,4	31
		3,9	7	1.378	372	1.654	7,9	26
		4,4	8	1.285	347	1.485	7,9	26
		5,6	10	1.160	313	1.271	7,9	26

Todos los datos reportados en la tabla 7.1 están dados para un solo bloque de generación. Como era de esperarse el costo de la torre de enfriamiento disminuye con un aumento de la aproximación y además con una disminución del rango. De igual manera se puede verificar como una variación de la aproximación tiene mayor influencia en el costo de la torre que una variación del rango.

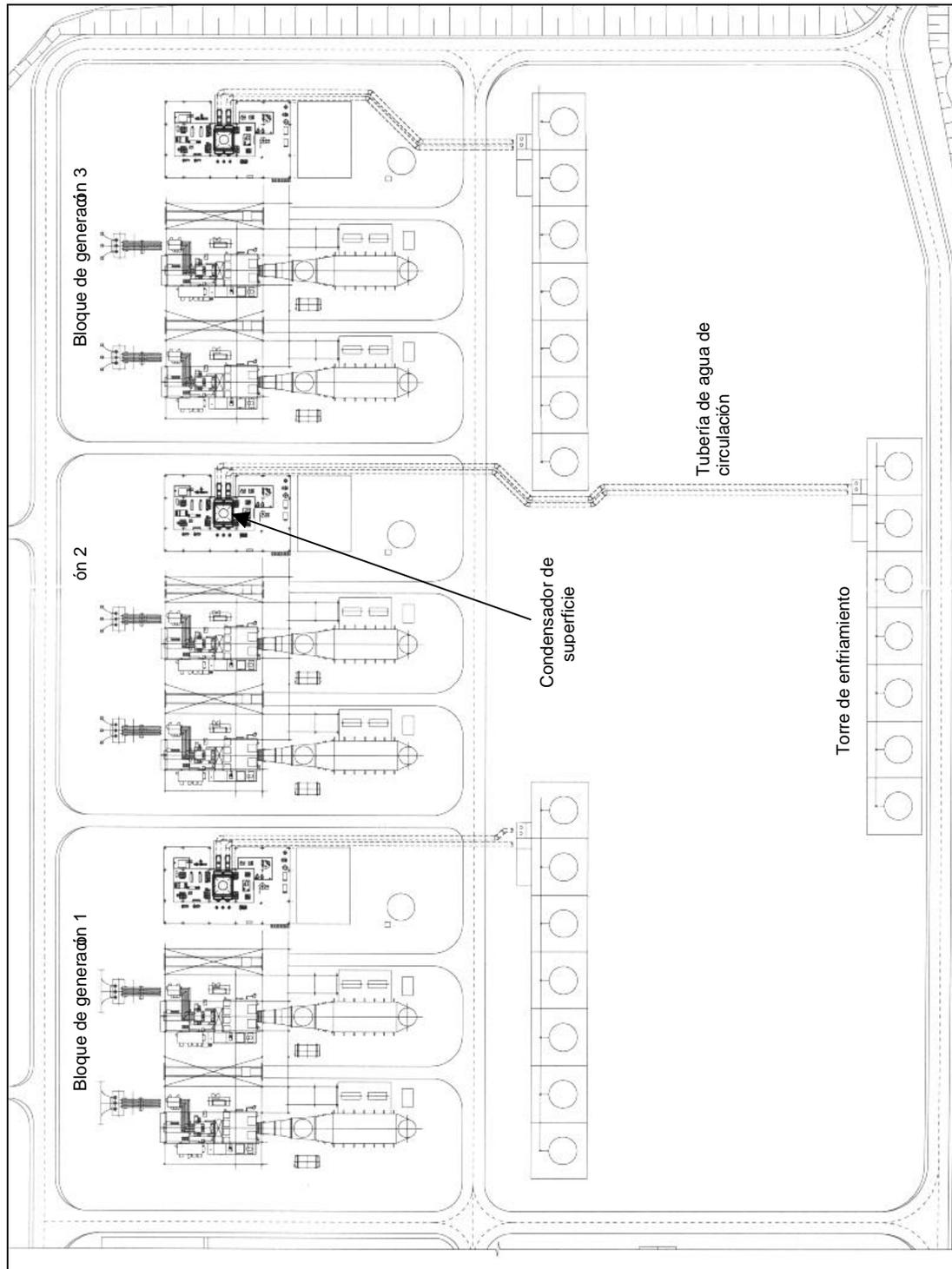
Dependiendo del rango y la aproximación la torre de enfriamiento va a tener un número específico de celdas, con un ventilador por celda, y ocupará un área determinada. Las dimensiones se muestran en la tabla 7.2.

Observando la tabla 7.2 se puede comprobar lo explicado en el capítulo 2 sobre el diseño y selección de una torre de enfriamiento. Se puede observar que a medida que se aumenta la capacidad de la torre, es decir se disminuye la aproximación o el rango, se evidencia tanto un aumento o disminución en el número de celdas, variación de las dimensiones como un aumento y disminución de los requerimientos de potencia.

**Tabla 7.2: Dimensiones asociadas a la torre de enfriamiento para un bloque de generación**

Rango		Aproximación		Número de celdas	Ancho		Largo por celda		Altura		Largo total	
°C	°F	°C	°F		m	ft	m	ft	m	ft	m	ft
8,9	16	2,8	5	11	14,6	48	14,6	48	7,3	24	160,9	528
		3,9	7	8	16,5	54	16,5	54	7,3	24	131,7	432
		4,4	8	8	14,6	48	16,5	54	7,3	24	131,7	432
		5,6	10	7	14,6	48	14,6	48	7,3	24	102,4	336
10,0	18	2,8	5	9	16,5	54	16,5	54	11,0	36	148,1	486
		3,9	7	9	14,6	48	16,5	54	7,3	24	148,1	486
		4,4	8	8	14,6	48	16,5	54	9,1	30	131,7	432
		5,6	10	7	14,6	48	14,6	48	9,1	30	102,4	336
11,1	20	2,8	5	10	14,6	48	16,5	54	11,0	36	164,6	540
		3,9	7	9	14,6	48	16,5	54	9,1	30	148,1	486
		4,4	8	8	16,5	54	16,5	54	7,3	24	131,7	432
		5,6	10	7	14,6	48	16,5	54	7,3	24	115,2	378

La ubicación de las torres de enfriamiento va a estar regida por la disposición general de la planta. La disposición de las torres de enfriamiento que se asumirá será la seleccionada para el proyecto de la planta El Sitio, mostrada en la figura 7.1. Esta disposición es la adecuada para evitar el efecto de interferencia, lo que causa que el área de terreno requerida aumente considerablemente.



## 7.2 CONDENSADOR DE SUPERFICIE

Para conocer los costos asociados a un condensador de superficie para los distintos casos de presión de descarga, rango y aproximación se utilizó el cálculo propuesto por la HEI (Heat Exchange Institute) explicado en el capítulo 2 sección 2.1.2 en conjunto con ecuaciones para estimar los costos. Los parámetros de diseño iniciales como material, diámetro, calibre de los tubos y velocidad del agua de enfriamiento, serán típicos para este tipo de condensadores utilizados en plantas de generación de potencia, que utilizan un sistema de enfriamiento evaporativo con una buena calidad del agua de enfriamiento.

Debido a la buena calidad del agua disponible el material de los tubos será metal Admiralty, su diámetro externo de 25,4mm (1in) con un calibre de 18 BWG, y la velocidad del agua de enfriamiento de 2,3m/s (7,5ft/s). Con estos parámetros fijos se diseñó un condensador de superficie para cada caso de presión de descarga, rango y aproximación. Para la evaluación que se realizará es sólo necesario conocer el costo de procura e instalación del condensador con todos sus auxiliares y la caída de presión a través de los tubos. Estos resultados se muestran en la tabla 7.3.

La estimación del costo del condensador de superficie se baso en lo siguiente:

- Los tubos de 25,4mm (1in) de Admiralty cuestan US\$72,69/m<sup>2</sup> (US\$6,75/ft<sup>2</sup>), donde el área es la correspondiente a la superficie exterior de los tubos.
- El costo del condensador excluyendo los tubos, pero incluyendo todos sus auxiliares, para tubos de 25,4mm (1in), donde el área es la correspondiente a la superficie exterior de los tubos, estará dada por:

$$\text{Un paso:} \quad \text{US\$69.900} + \text{US\$263,23/m}^2$$

$$\text{US\$69.900} + \text{US\$24,45/ft}^2$$

$$\text{Dos pasos:} \quad \text{US\$69.900} + \text{US\$243,17/m}^2$$

$$\text{US\$69.900} + \text{US\$22,59/ft}^2$$

Resumiendo los dos cálculos en una sola fórmula, el costo de procura del condensador va a ser:

$$\text{Un paso: } \quad \text{US\$69.900} + \text{US\$335,92/m}^2$$

$$\text{US\$69.900} + \text{US\$31,2/ft}^2$$

$$\text{Dos pasos: } \quad \text{US\$69.900} + \text{US\$315,86/m}^2$$

$$\text{US\$69.900} + \text{US\$29,34/ft}^2$$

A pesar de que esta estimación de costos del condensador no toma en cuenta la variación del costo de los tubos debido a la longitud de estos, la estimación se aproxima bastante a la realidad. El costo de instalación representa el 26,6% del costo de procura del condensador.

Como era de esperarse, en general el costo del condensador y la caída de presión a lo largo de los tubos disminuye con la disminución de la aproximación, del rango y de la presión de descarga, es decir el condensador se hace más pequeño. Se pudo demostrar que la variación en la presión de descarga afecta más el costo, que una variación en el rango o la aproximación. Los valores peculiares que toma la caída de presión es debida a la estandarización del largo de los tubos como se explico en el capítulo 2.

En el anexo 4 se muestra la hoja de cálculo con los resultados para el diseño para algunos de los casos.

**Tabla 7.3: Costos y pérdidas asociadas al condensador de superficie para un bloque de generación.**

Presión de descarga		Rango		Aproximación		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Pérdida en el condensador	
kPa	inHgA	°C	°F	°C	°F			m H2O	ft H2O
6,26	1,85	8,9	16	2,8	5	4.360	1.159	5,8	19
6,67	1,97			3,9	7	4.299	1.143	5,8	19
6,87	2,03			4,4	8	4.274	1.136	5,8	19
7,28	2,15			5,6	10	4.316	1.147	5,8	19
6,67	1,97	10,0	18	2,8	5	4.100	1.090	6,1	20
7,08	2,09			3,9	7	4.087	1.086	6,1	20
7,28	2,15			4,4	8	4.106	1.092	6,1	20
7,72	2,28			5,6	10	4.086	1.086	6,1	20
7,08	2,09	11,1	20	2,8	5	3.914	1.040	6,4	21
7,52	2,22			3,9	7	3.887	1.033	6,4	21
7,72	2,28			4,4	8	3.903	1.038	6,4	21
8,20	2,42			5,6	10	3.880	1.031	6,4	21
8,47	2,50	8,9	16	2,8	5	2.254	599	3,7	12
				3,9	7	2.464	655	3,7	12
				4,4	8	2.589	688	4,0	13
				5,6	10	2.891	769	4,3	14
		10,0	18	2,8	5	2.393	636	4,0	13
				3,9	7	2.639	701	4,3	14
				4,4	8	2.788	741	4,6	15
				5,6	10	3.158	840	4,9	16
		11,1	20	2,8	5	2.560	680	4,6	15
				3,9	7	2.857	759	4,9	16
				4,4	8	3.041	809	5,2	17
				5,6	10	3.519	936	5,8	19
10,16	3,00	8,9	16	2,8	5	1.859	494	2,4	8
				3,9	7	1.982	527	2,7	9
				4,4	8	2.052	545	2,7	9
				5,6	10	2.214	588	2,7	9
		10,0	18	2,8	5	1.939	515	2,7	9
				3,9	7	1.956	520	3,4	11
				4,4	8	2.030	540	3,7	12
				5,6	10	2.202	585	3,7	12
		11,1	20	2,8	5	1.913	508	3,7	12
				3,9	7	2.058	547	4,0	13
				4,4	8	2.142	570	4,0	13
				5,6	10	2.342	622	4,3	14
11,85	3,50	8,9	16	2,8	5	1.568	417	2,1	7
				3,9	7	1.651	439	2,3	8
				4,4	8	1.697	451	2,3	8
				5,6	10	1.801	479	2,4	8
		10,0	18	2,8	5	1.622	431	2,4	8
				3,9	7	1.712	455	2,4	8
				4,4	8	1.762	469	2,6	9
				5,6	10	1.877	499	2,8	9
		11,1	20	2,8	5	1.681	447	2,8	9
				3,9	7	1.780	473	2,8	9
				4,4	8	1.730	460	3,4	11
				5,6	10	1.850	492	3,7	12

Continuación tabla 7.3: Costos y pérdidas asociadas al condensador de superficie para un bloque de generación.

Presión de descarga		Rango		Aproximación		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Pérdida en el condensador	
kPa	inHgA	°C	°F	°C	°F			m H2O	ft H2O
13,55	4,00	8,9	16	2,8	5	1.379	367	2,1	7
				3,9	7	1.439	383	2,1	7
				4,4	8	1.473	392	2,1	7
				5,6	10	1.548	412	2,1	7
		10,0	18	2,8	5	1.418	377	2,1	7
				3,9	7	1.484	394	2,4	8
				4,4	8	1.520	404	2,4	8
				5,6	10	1.602	426	2,4	8
		11,1	20	2,8	5	1.461	389	2,4	8
				3,9	7	1.533	407	2,4	8
				4,4	8	1.571	418	2,7	9
				5,6	10	1.661	441	2,7	9
15,24	4,5	8,9	16	2,8	5	1.248	332	1,8	6
				3,9	7	1.296	344	1,8	6
				4,4	8	1.322	351	1,8	6
				5,6	10	1.380	367	2,0	7
		10,0	18	2,8	5	1.279	340	2,0	7
				3,9	7	1.330	354	2,0	7
				4,4	8	1.359	361	2,1	7
				5,6	10	1.421	378	2,1	7
		11,1	20	2,8	5	1.314	349	2,1	7
				3,9	7	1.368	364	2,3	8
				4,4	8	1.398	372	2,3	8
				5,6	10	1.465	390	2,4	8
16,93	5,00	8,9	16	2,8	5	1.149	305	1,8	6
				3,9	7	1.187	316	1,8	6
				4,4	8	1.209	322	1,8	6
				5,6	10	1.257	334	1,8	6
		10,0	18	2,8	5	1.175	312	1,8	6
				3,9	7	1.217	323	1,8	6
				4,4	8	1.239	329	2,1	7
				5,6	10	1.289	343	2,1	7
		11,1	20	2,8	5	1.202	320	2,1	7
				3,9	7	1.247	331	2,1	7
				4,4	8	1.271	338	2,1	7
				5,6	10	1.325	352	2,1	7

## 7.2.1 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

A continuación se va a realizar un cálculo tipo de manera detallada para explicar el procedimiento que se siguió para diseñar los condensadores de superficie, basándonos en las ecuaciones introducidas en el capítulo 2 sección 2.1.2.

Para realizar el diseño se deben tener los datos siguientes. Los valores seleccionados sirven sólo de ejemplo para explicar el procedimiento de cálculo pero coinciden con uno de los casos estudiados.

*Condiciones de diseño:*

$P_D$ : Presión de descarga: 10,16kPa (3inHgA)

$\Delta h$ : Entalpía de condensación de diseño: 2.326kJ/kg (1.000Btu/lb)

$\dot{m}_v$ : Flujo másico de vapor: 132,1kg/s (1.048.500lb/h)

R: Rango: 10°C (18°F)

A: Aproximación: 3,89°C (7°F)

$T_{BH}$ : Temperatura de bulbo húmedo: 22,44°C (72,4°F)

*Parámetros de diseño para el condensador de superficie:*

V: Velocidad del agua: 2,3m/s (7,5ft/s)

$D_o$ : Diámetro externo de los tubos: 25,4mm (1in)

$E_T$ : Espesor de los tubos 1,244mm (0,049in) (equivale a un calibre de 18 BWG)

Material de los tubos: metal Admiralty

$F_c$ : Factor de limpieza: 0,85

Primeramente se calculan las temperaturas de agua fría y caliente es decir de entrada y salida del condensador.

$$T_1 = T_{BH} + A = 22,44^\circ\text{C} + 3,89^\circ\text{C} = 26,33^\circ\text{C} = 79,4^\circ\text{F}$$

$$T_2 = T_1 + R = 26,33^\circ\text{C} + 10^\circ\text{C} = 36,33^\circ\text{C} = 97,4^\circ\text{F}$$

Con la presión de descarga siendo esta igual a la de condensación, utilizando las tablas de vapor, se determina la temperatura de saturación del vapor.

$$T_V @ P_D = 46,11^\circ\text{C} (115^\circ\text{F})$$

Proseguimos a calcular la diferencia de temperatura promedio logarítmica:

$$\text{LMTD} = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_V - T_1}{T_V - T_2}} = \frac{36,33^\circ\text{C} - 26,33^\circ\text{C}}{\ln \frac{46,11^\circ\text{C} - 26,33^\circ\text{C}}{46,11^\circ\text{C} - 36,33^\circ\text{C}}} = 14,2^\circ\text{C} = 25,56^\circ\text{F}$$

Con la temperatura de agua fría  $T_1$  determinamos el factor de corrección por temperatura  $F_t$  mediante la tabla 2.1 (capítulo 2 sección 2.1.2). Interpolando determinamos que  $F_t$  es igual a 1,04

Según la tabla 2.2 (capítulo 2 sección 2.1.2) el factor de corrección por el material y calibre de los tubos  $F_m$  es 1.

Según la tabla 2.3 (capítulo 2 sección 2.1.2) el factor de corrección por diámetro de los tubos  $C$  es 263.

Conocidos todos los factores podemos determinar el coeficiente global de transferencia de calor  $U$ .

$$U = F_t \cdot F_m \cdot F_c \cdot C \cdot \sqrt{V} = 1,04 \times 1 \times 0,85 \times 263 \times \sqrt{7,5\text{ft/s}}$$

$$U = 3.624,84\text{W} / \text{m}^2\text{ }^\circ\text{C} = 638,37\text{Btu/hft}^2\text{ }^\circ\text{F}$$

El calor rechazado de diseño  $Q$  va a estar dado por:

$$Q_R = \dot{m}_v \cdot \ddot{A}h = 132,11 \text{ kg/s} \times 2.326 \text{ kJ/kg} = 307.287,86 \text{ kW} = 1.048,5 \text{ MMBtu/hft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Podemos proceder ahora a calcular el área de transferencia de calor referida a la superficie externa de los tubos.

$$A = \frac{Q_R}{U \cdot \text{LMTD}} = \frac{307.287.860 \text{ W}}{3.624,84 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 14,2 \text{ } ^\circ\text{C}} = 5.970 \text{ m}^2 = 64.268 \text{ ft}^2$$

Seguidamente se van a realizar ciertos cálculos relacionados a la geometría del condensador para determinar el número de pasos que debe poseer. Además se determinará el número de tubos totales de manera de calcular la longitud de estos y posteriormente las pérdidas por fricción.

Para calcular el número de tubos por paso NTP se relaciona el caudal total que debe manejar el condensador  $Q_{\text{total}}$  con el caudal que debe manejar cada tubo  $Q_{\text{tubo}}$ . Para calcular el caudal total se debe conocer el calor específico a presión constante del agua  $C_P$  y la densidad del agua  $\rho$ . La variación de estas propiedades del agua con la temperatura para los valores que estamos manejando son despreciable, por lo que decimos que  $C_P$  va a ser  $4,187 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$  ( $1 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$ ) y  $\rho$  va a ser  $1.000 \text{ kg/m}^3$  ( $62,48 \text{ lb/ft}^3$ ).

$$Q_{\text{total}} = \frac{Q_R}{\tilde{n} \cdot C_P \cdot R} = \frac{307.287,86 \text{ kW}}{1.000 \text{ kg/m}^3 \times 4,187 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times 10^\circ\text{C}} = 7,34 \text{ m}^3/\text{s} = 116.500 \text{ gpm}$$

$$\text{NTP} = \frac{Q_{\text{total}}}{Q_{\text{tubo}}} = \frac{4 \cdot Q_{\text{total}}}{V \cdot \delta \cdot (D_o - 2 \cdot E_T)^2} = \frac{4 \times 7,34 \text{ m}^3/\text{s}}{2,3 \text{ m/s} \times \delta \times (0,0254 \text{ m} - 2 \times 0,001244 \text{ m})^2} = 7.714$$

Calculemos ahora la longitud de los tubos  $L_T$  y verifiquemos si el condensador puede ser de un solo paso.

$$L_T = \frac{A}{\delta \cdot D_o \cdot \text{NTP}} = \frac{5.970 \text{ m}^2}{\delta \times 0,0254 \text{ m} \times 7.714} = 9,69 \text{ m} = 31,82 \text{ ft}$$

Según la tabla 2.4 (capítulo 2 sección 2.1.2) la longitud de los tubos debe estar entre 4,88 y 6,71m (16 y 22ft) para que el condensador este bien proporcionado. Como podemos

ver la longitud de los tubos no pertenece al rango recomendado. Aunado a esto sobrepasa la longitud de 9,14m (30ft) máxima recomendada para que el costo del condensador no sea excesivo. Por tal motivo el número de pasos NP debe ser de dos.

$$L_T = \frac{9,69\text{m}}{2} = 4,84\text{m} = 15,91\text{ft}$$

Como los tubos de los condensadores se fabrican en longitudes pares dadas en pies, se aproxima la longitud de los tubos a 4,87m (16ft). Esto quiere decir que el número total de tubos NTT es:

$$\text{NTT} = \text{NTP} \times \text{NP} = 7.714 \times 2 = 15.428$$

Pasemos ahora a calcular las pérdidas que se generan dentro del condensador, según la fórmula que recomienda la HEI utilizando las unidades correspondientes.

$$\ddot{A}P_f = 0,00541 \cdot V^{1,84} \cdot \frac{L_T \cdot \text{NP}}{D_i^{1,16}} = 0,00541 \times (7,5\text{ft/s})^{1,84} \times \frac{16\text{ft} \times 2}{(\text{lin} - 2 \times 0,049\text{in})^{1,16}}$$

$$\ddot{A}P_f = 7,95\text{ftH}_2\text{O} = 2,42\text{mH}_2\text{O}$$

De la tabla 2.5 se determinan las pérdidas en las cajas de agua para un paso. El valor correspondiente es de 0,48m H<sub>2</sub>O (1,58ft H<sub>2</sub>O)

La pérdida total en el condensador será de:

$$\ddot{A}P_{\text{total}} = \text{NP} \cdot (\ddot{A}P_f + \ddot{A}P_{\text{cajas}}) = 2,42\text{mH}_2\text{O} + 2 \times 0,48\text{mH}_2\text{O} = 3,38\text{mH}_2\text{O} = 11,1\text{ftH}_2\text{O}$$

El costo de procura del condensador va a ser:

$$\text{Costo procura condensador} = \text{US\$}69.900 + \frac{\text{US\$}315,86}{\text{m}^2} \times 5.970\text{m}^2 = \text{US\$}1.956.000$$

Luego el costo de instalación será:

$$\text{Costo de instalación} = 0,266 \times \text{US\$}1.956.000 = \text{US\$}520.000$$

## **7.3 SISTEMA DE CIRCULACIÓN DE AGUA**

El sistema de circulación es el encargado de hacer fluir el agua de enfriamiento por dentro de los tubos del condensador para luego llevar el agua caliente hasta la torre de enfriamiento. Debido a las grandes cantidades de agua que maneja este sistema, las variaciones en capacidad de las bombas de circulación y en las dimensiones de la tubería con el rango, la aproximación y la presión de descarga, se deben tomar en cuenta para la determinación del caso más óptimo de enfriamiento evaporativo.

### **7.3.1 PÉRDIDAS EN LA TUBERÍA Y POTENCIA DE LA BOMBA DE CIRCULACIÓN**

El caudal que manejará el sistema de circulación de agua va a depender del rango y del calor rechazado. Debido a que el calor rechazado está definido y es constante para todos los casos de estudio, el caudal va a depender exclusivamente del rango.

El recorrido de las tuberías de agua de circulación dependerá de la disposición que se adopte para las torres de enfriamiento con respecto a la ubicación de los bloques de generación. En la figura 7.1 se muestra la disposición de las torres de enfriamiento para evitar la interferencia entre ellas, y adicionalmente se muestra el recorrido de las tuberías de agua de circulación que se adoptó. La disposición fue tomada a partir de la seleccionada por los estudios realizados para la planta El Sitio.

De manera de determinar la potencia que requieren las bombas de agua de circulación se deben calcular las pérdidas en las tuberías para cada uno de los valores de caudal. La determinación de las pérdidas se va a realizar para el caso más desfavorable correspondiente al bloque de generación del centro debido a que el distanciamiento con su respectiva torre de enfriamiento es mayor. Las características de longitud y accesorios que posee esta tubería son los siguientes:

*Torre de enfriamiento - Condensador*

*Condensador – Torre de enfriamiento*

Longitud: 211m (693ft)

Longitud: 211m (693ft)

Accesorios: 3 codos de 90°  
4 codos de 45°  
1 entrada  
1 salida  
2 válvulas de compuerta  
2 válvulas check

Accesorios: 3 codos de 90°  
4 codos de 45°  
1 entrada  
2 válvulas de compuerta  
2 válvulas check

Se deben considerar las descargas o salidas de agua hacia las respectivas celdas de la torre de enfriamiento las cuales variaran en cantidad dependiendo de las condiciones de rango y aproximación seleccionadas. Igualmente se debe considerar el largo de la torre de enfriamiento el cual también variará con el rango y la aproximación. Estos valores se reportaron anteriormente en la tabla 7.2 sección 7.1

En la tabla 7.4 se muestran las longitudes equivalentes por unidad de diámetro representativas para las válvulas y accesorios utilizadas.

**Tabla 7.4: Longitudes equivalentes para los accesorios de la tubería de circulación**

Accesorio	Cantidad	Longitud equivalente por unidad de diámetro (L <sub>e</sub> /D)	
		Por accesorio	Total
Codo de 90°	6	30	180
Codo de 45°	8	16	128
Válvula de compuerta	4	8	32
Válvula check	4	100	400
		<b>Total</b>	<b>740</b>

Las pérdidas debidas a las salidas y entradas de agua de la tubería se calcularan mediante los siguientes factores de fricción:

$$\text{Entrada: } k_E = 0,78 \quad \text{Salida: } k_S = 1$$

El caudal que manejará el sistema de circulación dependerá del rango seleccionado, y estará dado por la siguiente fórmula.

$$Q_A = \frac{Q_R}{\tilde{n} \cdot C_p \cdot R}$$

$Q_A$ : Caudal de agua circulación

$Q_R$ : Calor rechazado de diseño

$\rho$ : Densidad del agua:  $1.000\text{kg/m}^3$  ( $62,48\text{lb/ft}^3$ )

$C_p$ : Calor específico a presión constante del agua:  $4,187\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$  ( $1\text{Btu/lb}^\circ\text{F}$ )

$R$ : Rango

Del capítulo 2 sabemos que:

$$Q_R = \dot{m}_v \cdot \Delta h = 132,1\text{kg/s} \times 2.326\text{kJ/kg} = 307.287,86\text{kW} = 1.048,5\text{MMBtu/h}$$

$\Delta h$ : Entalpía de condensación de diseño

$\dot{m}_v$ : Flujo másico de vapor

Se va a realizar un cálculo tipo para un rango de  $8,9^\circ\text{C}$  ( $16^\circ\text{F}$ ) y una aproximación de  $2,8^\circ\text{C}$  ( $5^\circ\text{F}$ ).

$$Q_A = \frac{Q_R}{\rho \cdot C_p \cdot R} = \frac{307.287,86\text{kW}}{1.000\text{kg/m}^3 \times 4,187\text{kJ/kg}^\circ\text{C} \times 8,9^\circ\text{C}} = 8,25\text{m}^3/\text{s} = 131.063\text{gpm}$$

En la tabla 7.5 se resumen los caudales para los diferentes rangos.

**Tabla 7.5: Caudales correspondientes a cada uno de los rangos**

Rango		Caudal	
°C	°F	m <sup>3</sup> /s	gpm
8,9	16	8,25	131.063
10	18	7,35	116.500
11,1	20	6,62	104.850

A continuación se determinará el diámetro de la tubería sabiendo que se recomienda una velocidad del agua de enfriamiento alrededor de 3m/s (9,84ft/s) para garantizar un nivel de ruido aceptable, y para garantizar que las pérdidas por fricción no sean excesivas.

Sabiendo que:

$$Q_A = V \cdot A \qquad A = \frac{\delta \cdot D^2}{4}$$

V: Velocidad del agua de circulación

A: Área de la sección transversal al flujo

D: Diámetro interno de la tubería

Para un rango de 8,9°C (16°F) se tiene:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_A}{\delta \cdot V}} = \sqrt{\frac{4 \times 8,25 \text{ m}^3/\text{s}}{\delta \cdot 3 \text{ m/s}}} = 1,87 \text{ m} = 73,7 \text{ ft}$$

En la tabla 7.6 se muestran los resultados para el resto de los caudales.

**Tabla 7.6: Diámetros de la tubería de circulación**

Caudal		Diámetros calculados	
m <sup>3</sup> /s	gpm	M	in
8,25	131.063	1,88	74
7,35	116.500	1,78	70
6,62	104.850	1,68	66

Las pérdidas en la tubería van a estar dadas por la suma de las ocasionadas por la longitud equivalente y las ocasionadas por las entradas y las salidas. Las pérdidas por fricción debidas a la longitud equivalente se calcularán con la ecuación empírica de William & Hazem.

$$\ddot{A}P_f = L_{eT} \cdot \left( \frac{V}{1,318 \cdot C \cdot R^{0,63}} \right)^{1,852}$$

$\Delta P_f$ : Pérdidas por fricción dentro del tubo en ft H<sub>2</sub>O

$L_{eT}$ : Longitud equivalente total de tubería en ft

V: Velocidad del agua en ft/s

C: Constante dependiente de la condición de la superficie de la tubería

R: Radio hidráulico en ft

Para este cálculo se utilizará  $C = 100$ , valor que representa una tubería de acero o hierro fundido con un cierto nivel de deterioro por el uso.

La longitud equivalente total se va a aproximar, sin cometer gran error, a la suma de la longitud del condensador a la torre, de la torre al condensador, del largo de la torre y de la longitud equivalente debido a los accesorios, según como se muestra en la figura 7.2

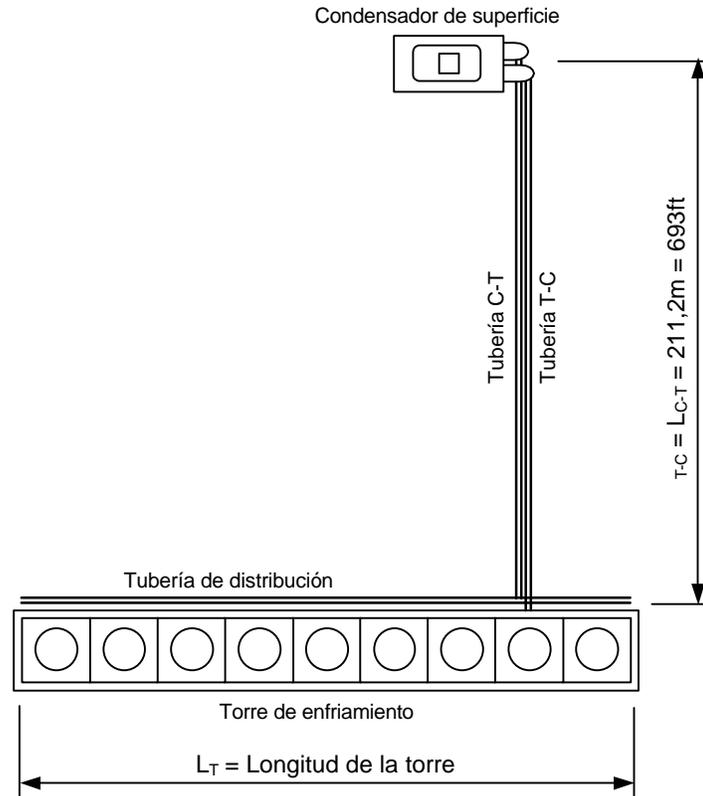


Figura 7.2: Suposición de la longitud de la tubería de circulación para el cálculo de las pérdidas

Para el rango de 8,9°C (16°F) y aproximación de 2,8°C (5°F) se tiene:

$$L_{eT} = L_{T-C} + L_{C-T} + L_T + L_e = 211,2\text{m} + 211,2\text{m} + 160,9\text{m} + 724 \times 1,88\text{m} = 1944,4\text{m} = 6.379\text{ft}$$

Luego las pérdidas van a ser:

$$\ddot{A}P_f = L_e \cdot \left( \frac{V}{1,318 \cdot C \cdot R^{0,63}} \right)^{1,852} = 6378\text{ft} \times \left( \frac{9,84\text{ft/s}}{1,318 \times 100 \times \left( \frac{74\text{in}}{2 \times 12\text{in/ft}} \right)^{0,63}} \right)^{1,852}$$

$$\ddot{A}P_f = 14\text{ftH}_2\text{O} = 4,3\text{mH}_2\text{O}$$

Las pérdidas debidas a las entradas y salidas van a estar dadas por:

$$\ddot{A}P_{SE} = (k_E \cdot CE + k_S \cdot CS) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$\Delta P_{SE}$ : Pérdidas debidas a las entradas y salidas en la tubería

$k_E$ : Factor de fricción para las entradas

$k_S$ : Factor de fricción para las salidas

CE: Cantidad de entradas

CS: Cantidad de salidas

V: Velocidad del agua

G: Aceleración de gravedad

$$\ddot{A}P_{SE} = (k_E \cdot CE + k_S \cdot CS) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = (0,78 \times 2 + 1 \times 11) \times \frac{(3 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$\ddot{A}P_{SE} = 5,8 \text{ mH}_2\text{O} = 19 \text{ ftH}_2\text{O}$$

Tabla 7.7: Pérdidas en la tubería de agua de circulación

Rango		Aproximación		Pérdidas tubería de circulación	
°C	°F	°C	°F	mH <sub>2</sub> O	ftH <sub>2</sub> O
8,9	16	2,8	5	10,1	33
		3,9	7	8,7	28
		4,4	8	8,7	28
		5,6	10	8,1	27
10,0	18	2,8	5	9,3	30
		3,9	7	9,3	30
		4,4	8	8,8	29
		5,6	10	8,3	27
11,1	20	2,8	5	9,9	32
		3,9	7	9,4	31
		4,4	8	8,9	29
		5,6	10	8,4	28

La pérdida total va a estar dada por:

$$\Delta P_T = \Delta P_f + \Delta P_{SE} = 4,3\text{mH}_2\text{O} + 5,8\text{mH}_2\text{O} = 10,1\text{mH}_2\text{O} = 33\text{ftH}_2\text{O}$$

En la tabla 7.7 se muestran los resultados para los otros valores de rango y aproximación.

Para el cálculo de la potencia de las bombas de agua de circulación se le debe sumar a las pérdidas en la tubería, las pérdidas en el condensador y la altura estática que se debe vencer en la torre de enfriamiento, obteniéndose la altura de bombeo necesaria.

Las pérdidas totales para cada uno de los casos de estudio se resumen en la tabla 7.8.

La potencia requerida por las bombas de agua de circulación va a estar dada por la siguiente fórmula.

$$P_B = \frac{Q_A \cdot H_B \cdot \tilde{\alpha}_A}{\zeta_B}$$

$P_B$ : Potencia requerida por las bombas de agua de circulación

$Q_A$ : Caudal de agua de circulación

$H_B$ : Altura de bombeo necesaria

$\gamma_A$ : Peso específico del agua

$\eta_B$ : Eficiencia de la bomba y del motor eléctrico

Es buena práctica asumir una eficiencia de la bomba y del motor eléctrico en conjunto de 75%. Para el caso cuando el rango es 8,9°C (16°F) y la aproximación es 2,8°C (5°F), tendremos:

$$P_B = \frac{Q_A \cdot H_B \cdot \tilde{\alpha}_A}{\zeta_B} = \frac{8,25\text{m}^3/\text{s} \times 21\text{m} \times 9.810\text{N}/\text{m}^3}{0,75} = 2.269\text{kW}$$

En la tabla 7.9 se resumen las potencias requeridas por las bombas de circulación para el resto de los casos.

Tabla 7.8: Altura de bombeo requerida por las bombas de circulación

Presión de descarga		Rango		Aproximación		Pérdida condensador		Altura estática torre de enfr.		Pérdida tuberías		Altura de bombeo	
kPa	inHgA	°C	°F	°C	°F	mH <sub>2</sub> O	ftH <sub>2</sub> O	mH <sub>2</sub> O	ftH <sub>2</sub> O	mH <sub>2</sub> O	ftH <sub>2</sub> O	mH <sub>2</sub> O	ftH <sub>2</sub> O
6.26	1.85	8,9	16	2.8	5	5.8	19	5.2	17	10.1	33	21.2	69
6.67	1.97			3.9	7	5.8	19	10.1	33	8.7	28	24.4	80
6.87	2.03			4.4	8	5.8	19	7.3	24	8.7	28	21.8	71
7.28	2.15			5.6	10	5.8	19	5.8	19	8.1	27	19.8	65
6.67	1.97	10,0	18	2.8	5	6.1	20	7.6	25	9.3	30	22.8	75
7.08	2.09			3.9	7	6.1	20	6.7	22	9.3	30	21.8	72
7.28	2.15			4.4	8	6.1	20	8.8	29	8.8	29	23.8	78
7.72	2.28			5.6	10	6.1	20	9.1	30	8.3	27	23.4	77
7.08	2.09	11,1	20	2.8	5	6.4	21	9.4	31	9.9	32	25.8	85
7.52	2.22			3.9	7	6.4	21	7.9	26	9.4	31	23.9	78
7.72	2.28			4.4	8	6.4	21	7.9	26	8.9	29	23.3	76
8.20	2.42			5.6	10	6.4	21	7.9	26	8.4	28	22.8	75
8,47	2,50	8,9	16	2.8	5	3.7	12	5.2	17	10.1	33	19.1	63
				3.9	7	3.7	12	10.1	33	8.7	28	22.2	73
				4.4	8	4.0	13	7.3	24	8.7	28	19.9	65
				5.6	10	4.3	14	5.8	19	8.1	27	18.3	60
		10,0	18	2.8	5	4.0	13	7.6	25	9.3	30	20.7	68
				3.9	7	4.3	14	6.7	22	9.3	30	20.0	66
				4.4	8	4.6	15	8.8	29	8.8	29	22.3	73
				5.6	10	4.9	16	9.1	30	8.3	27	22.2	73
		11,1	20	2.8	5	4.6	15	9.4	31	9.9	32	23.9	79
				3.9	7	4.9	16	7.9	26	9.4	31	22.3	73
				4.4	8	5.2	17	7.9	26	8.9	29	22.1	72
				5.6	10	5.8	19	7.9	26	8.4	28	22.2	73
10,16	3,00	8,9	16	2.8	5	2.4	8	5.2	17	10.1	33	17.8	58
				3.9	7	2.7	9	10.1	33	8.7	28	21.2	69
				4.4	8	2.7	9	7.3	24	8.7	28	18.5	61
				5.6	10	2.7	9	5.8	19	8.1	27	16.8	55
		10,0	18	2.8	5	2.7	9	7.6	25	9.3	30	19.5	64
				3.9	7	3.4	11	6.7	22	9.3	30	19.1	63
				4.4	8	3.7	12	8.8	29	8.8	29	21.4	70
				5.6	10	3.7	12	9.1	30	8.3	27	21.0	69
		11,1	20	2.8	5	3.7	12	9.4	31	9.9	32	23.0	76
				3.9	7	4.0	13	7.9	26	9.4	31	21.4	70
				4.4	8	4.0	13	7.9	26	8.9	29	20.9	68
				5.6	10	4.3	14	7.9	26	8.4	28	20.6	68
11,85	3,50	8,9	16	2.8	5	2.1	7	5.2	17	10.1	33	17.5	57
				3.9	7	2.3	8	10.1	33	8.7	28	20.9	68
				4.4	8	2.3	8	7.3	24	8.7	28	18.2	60
				5.6	10	2.4	8	5.8	19	8.1	27	16.5	54
		10,0	18	2.8	5	2.4	8	7.6	25	9.3	30	19.2	63
				3.9	7	2.4	8	6.7	22	9.3	30	18.2	60
				4.4	8	2.6	9	8.8	29	8.8	29	20.3	67
				5.6	10	2.8	9	9.1	30	8.3	27	20.1	66
		11,1	20	2.8	5	2.8	9	9.4	31	9.9	32	22.1	73
				3.9	7	2.8	9	7.9	26	9.4	31	20.2	66
				4.4	8	3.4	11	7.9	26	8.9	29	20.2	66
				5.6	10	3.7	12	7.9	26	8.4	28	20.0	66

Continuación tabla 7.8: Altura de bombeo requerida por las bombas de circulación

Presión de descarga		Rango		Aproximación		Pérdida condensador		Altura estática torre de enfr.		Pérdida tuberías		Altura de bombeo	
kPa	inHgA	°C	°F	°C	°F	mH <sub>2</sub> O	ftH <sub>2</sub> O	mH <sub>2</sub> O	ftH <sub>2</sub> O	mH <sub>2</sub> O	ftH <sub>2</sub> O	mH <sub>2</sub> O	ftH <sub>2</sub> O
13,55	4,00	8,9	16	2,8	5	2,1	7	5,2	17	10,1	33	17,4	57
				3,9	7	2,1	7	10,1	33	8,7	28	20,6	67
				4,4	8	2,1	7	7,3	24	8,7	28	17,9	59
				5,6	10	2,1	7	5,8	19	8,1	27	16,2	53
		10,0	18	2,8	5	2,1	7	7,6	25	9,3	30	18,9	62
				3,9	7	2,4	8	6,7	22	9,3	30	18,0	59
				4,4	8	2,4	8	8,8	29	8,8	29	20,0	66
		11,1	20	5,6	10	2,4	8	9,1	30	8,3	27	19,8	65
				2,8	5	2,4	8	9,4	31	9,9	32	21,8	72
				3,9	7	2,4	8	7,9	26	9,4	31	19,9	65
				4,4	8	2,7	9	7,9	26	8,9	29	19,5	64
				5,6	10	2,7	9	7,9	26	8,4	28	19,0	62
15,24	4,50	8,9	16	2,8	5	1,8	6	5,2	17	10,1	33	17,2	56
				3,9	7	1,8	6	10,1	33	8,7	28	20,4	67
				4,4	8	1,8	6	7,3	24	8,7	28	17,8	58
				5,6	10	2,0	7	5,8	19	8,1	27	16,0	53
		10,0	18	2,8	5	2,0	7	7,6	25	9,3	30	18,7	61
				3,9	7	2,0	7	6,7	22	9,3	30	17,7	58
				4,4	8	2,1	7	8,8	29	8,8	29	19,9	65
		11,1	20	5,6	10	2,1	7	9,1	30	8,3	27	19,5	64
				2,8	5	2,1	7	9,4	31	9,9	32	21,5	71
				3,9	7	2,3	8	7,9	26	9,4	31	19,7	65
				4,4	8	2,3	8	7,9	26	8,9	29	19,2	63
				5,6	10	2,4	8	7,9	26	8,4	28	18,8	62
16,93	5,00	8,9	16	2,8	5	1,8	6	5,2	17	10,1	33	17,1	56
				3,9	7	1,8	6	10,1	33	8,7	28	20,3	66
				4,4	8	1,8	6	7,3	24	8,7	28	17,6	58
				5,6	10	1,8	6	5,8	19	8,1	27	15,9	52
		10,0	18	2,8	5	1,8	6	7,6	25	9,3	30	18,6	61
				3,9	7	1,8	6	6,7	22	9,3	30	17,6	58
				4,4	8	2,1	7	8,8	29	8,8	29	19,7	65
		11,1	20	5,6	10	2,1	7	9,1	30	8,3	27	19,3	63
				2,8	5	2,1	7	9,4	31	9,9	32	21,3	70
				3,9	7	2,1	7	7,9	26	9,4	31	19,6	64
				4,4	8	2,1	7	7,9	26	8,9	29	19,0	62
				5,6	10	2,1	7	7,9	26	8,4	28	18,5	61

**Tabla 7.9: Potencia requerida por las bombas de circulación**

Presión de descarga		Rango		Aproximación		Caudal		Altura de bombeo		Potencia bomba (kW)
kPa	inHgA	°C	°F	°C	°F	m3/s	gpm	mH <sub>2</sub> O	ftH <sub>2</sub> O	
6,26	1,85	8,9	16	2,8	5	8,25	131.063	21,2	69	2.285
6,67	1,97			3,9	7			24,4	80	2.629
6,87	2,03			4,4	8			21,8	71	2.347
7,28	2,15			5,6	10			19,8	65	2.141
6,67	1,97	10,0	18	2,8	5	7,35	116.500	22,8	75	2.194
7,08	2,09			3,9	7			21,8	72	2.100
7,28	2,15			4,4	8			23,8	78	2.291
7,72	2,28			5,6	10			23,4	77	2.254
7,08	2,09	11,1	20	2,8	5	6,62	104.850	25,8	85	2.231
7,52	2,22			3,9	7			23,9	78	2.066
7,72	2,28			4,4	8			23,3	76	2.015
8,20	2,42			5,6	10			22,8	75	1.971
8,47	2,50	8,9	16	2,8	5	8,25	131.063	19,1	63	2.057
				3,9	7			22,2	73	2.401
				4,4	8			19,9	65	2.151
				5,6	10			18,3	60	1.978
		10,0	18	7,35	116.500	2,8	5	20,7	68	1.991
						3,9	7	20,0	66	1.925
						4,4	8	22,3	73	2.146
						5,6	10	22,2	73	2.137
		11,1	20	6,62	104.850	2,8	5	23,9	79	2.073
						3,9	7	22,3	73	1.935
						4,4	8	22,1	72	1.910
						5,6	10	22,2	73	1.919
10,16	3,00	8,9	16	2,8	5	8,25	131.063	17,8	58	1.923
				3,9	7			21,2	69	2.283
				4,4	8			18,5	61	2.001
				5,6	10			16,8	55	1.812
		10,0	18	7,35	116.500	2,8	5	19,5	64	1.872
						3,9	7	19,1	63	1.838
						4,4	8	21,4	70	2.058
						5,6	10	21,0	69	2.021
		11,1	20	6,62	104.850	2,8	5	23,0	76	1.995
						3,9	7	21,4	70	1.856
						4,4	8	20,9	68	1.806
						5,6	10	20,6	68	1.788
11,85	3,50	8,9	16	2,8	5	8,25	131.063	17,5	57	1.890
				3,9	7			20,9	68	2.251
				4,4	8			18,2	60	1.969
				5,6	10			16,5	54	1.779
		10,0	18	7,35	116.500	2,8	5	19,2	63	1.842
						3,9	7	18,2	60	1.748
						4,4	8	20,3	67	1.954
						5,6	10	20,1	66	1.931
		11,1	20	6,62	104.850	2,8	5	22,1	73	1.914
						3,9	7	20,2	66	1.749
						4,4	8	20,2	66	1.753
						5,6	10	20,0	66	1.735

Continuación tabla 7.9: Potencia requerida por las bombas de circulación

Presión de descarga		Rango		Aproximación		Caudal		Altura de bombeo		Potencia bomba (kW)
kPa	inHgA	°C	°F	°C	°F	m3/s	gpm	mH <sub>2</sub> O	ftH <sub>2</sub> O	
13,55	4,00	8,9	16	2,8	5	8,25	131.063	17,4	57	1.874
				3,9	7			20,4	67	2.218
				4,4	8			18,0	59	1.936
				5,6	10			16,2	53	1.746
		10,0	18	2,8	5	7,35	116.500	18,9	62	1.813
				3,9	7			18,0	59	1.734
				4,4	8			20,1	66	1.925
				5,6	10			19,8	65	1.902
		11,1	20	2,8	5	6,62	104.850	21,9	72	1.887
				3,9	7			19,8	65	1.722
				4,4	8			19,5	64	1.685
				5,6	10			18,9	62	1.641
15,24	4,50	8,9	16	2,8	5	8,25	131.063	17,4	57	1.858
				3,9	7			20,4	67	2.202
				4,4	8			18,0	59	1.920
				5,6	10			16,2	53	1.730
		10,0	18	2,8	5	7,35	116.500	18,9	62	1.799
				3,9	7			18,0	59	1.704
				4,4	8			20,1	66	1.910
				5,6	10			19,8	65	1.873
		11,1	20	2,8	5	6,62	104.850	21,9	72	1.861
				3,9	7			19,8	65	1.709
				4,4	8			19,5	64	1.659
				5,6	10			18,9	62	1.628
16,93	5,00	8,9	16	2,8	5	8,25	131.063	17,1	56	1.841
				3,9	7			20,1	66	2.185
				4,4	8			17,7	58	1.903
				5,6	10			15,8	52	1.714
		10,0	18	2,8	5	7,35	116.500	18,6	61	1.784
				3,9	7			17,7	58	1.690
				4,4	8			19,8	65	1.896
				5,6	10			19,2	63	1.858
		11,1	20	2,8	5	6,62	104.850	21,3	70	1.848
				3,9	7			19,5	64	1.696
				4,4	8			18,9	62	1.646
				5,6	10			18,6	61	1.602

### 7.3.2 COSTO DE LAS TUBERÍAS Y BOMBAS DE AGUA DE CIRCULACIÓN

A partir de estimaciones de costo realizadas para la configuración de las tuberías de agua de circulación del proyecto de la planta El Sitio se puede estimar el costo de procura y de instalación de esta tubería como sigue:

$$\text{Costo de procura} = \text{US\$}775 / \text{L(m)} \cdot \text{D(m)} = \text{US\$}6 / \text{L(ft)} \cdot \text{D(in)}$$

$$\text{Costo de instalación} = 30\% \text{ Costo de procura}$$

L: Longitud total de la tubería

D: Diámetro de la tubería

La longitud que se tomará para estimar el costo va a ser el que va desde la torre de enfriamiento hasta el condensador, del condensador a la torre de enfriamiento y el que cubre todo el largo de la torre. Por ejemplo, para el caso de rango 8,9°C (16°F) y aproximación 2,8°C (5°F) se tendrá:

$$L = L_{TC} + L_{CT} + L_T = 211,2\text{m} + 211,2\text{m} + 160,9\text{m} = 583,4\text{m} = 1.914\text{ft}$$

$$\text{Costo de procura} = \text{US\$}775 / \text{m} \cdot \text{m} \times 583,4\text{m} \times 1,88\text{m} = \text{US\$}850.000$$

$$\text{Costo de instalación} = 0,3 \times \text{US\$}850.000 = \text{US\$}255.000$$

En la tabla 7.10 se resumen los costos de la tubería de agua de circulación para cada uno de los casos de estudio. El costo de procura e instalación de una bomba vertical de mediana o gran capacidad se puede estimar como sigue:

$$\text{Costo procura} = \text{US\$}24.770 + \text{US\$}50.721 \cdot Q(\text{m}^3 / \text{s}) = \text{US\$}24.770 + \text{US\$}3,2 \cdot Q(\text{gpm})$$

$$\text{Costo de instalación} = 28\% \text{ Costo de procura}$$

Este costo de procura está estimado para una altura de bombeo de 12,2mH<sub>2</sub>O (40ftH<sub>2</sub>O). El costo se incrementará 0,5% por cada pie de agua adicional, es decir por cada 0,305 metros de agua adicional. Según lo anterior se puede resumir el cálculo del costo de procura de la bomba a lo siguiente:

$$\text{Costo procura} = (\text{US\$}24.770 + \text{US\$}50.721 \cdot Q(\text{m}^3 / \text{s})) \cdot (1 + (H_B - 12,2\text{mH}_2\text{O}) \cdot 0,005)$$

$$\text{Costo procura} = (\text{US\$}24.770 + \text{US\$}3,2 \cdot Q(\text{gpm})) \cdot (1 + (H_B - 40\text{ftH}_2\text{O}) \cdot 0,005)$$

**Tabla 7.10: Costos de la tubería de circulación**

Rango		Aproximación		Largo torre de enfr.		Longitud total tubería		Diámetro tubería		Procura (miles US\$)	Instalación (miles US\$)
°C	°F	°C	°F	m	ft	m	ft	m	in		
8,9	16	2,8	5	160,9	528	583,4	1914	1,88	74	850	255
		3,9	7	131,7	432	554,1	1818			807	242
		4,4	8	131,7	432	554,1	1818			807	242
		5,6	10	102,4	336	524,9	1722			765	230
10,0	18	2,8	5	148,1	486	570,6	1872	1,78	70	786	236
		3,9	7	148,1	486	570,6	1872			786	236
		4,4	8	131,7	432	554,1	1818			764	229
		5,6	10	102,4	336	524,9	1722			723	217
11,1	20	2,8	5	164,6	540	587,0	1926	1,68	66	763	229
		3,9	7	148,1	486	570,6	1872			741	222
		4,4	8	131,7	432	554,1	1818			720	216
		5,6	10	115,2	378	537,7	1764			699	210

Tomando en cuenta que se instalaran dos bombas por torre de 50% de la capacidad total cada una, por ejemplo, para el caso de rango 8,9°C (16°F) y aproximación 2,8°C (5°F) se tendrá:

$$\text{Procura} = \left( \text{US\$}24.770 + \text{US\$}50.721 \times \frac{8,23 \text{ m}^3 / \text{s}}{2} \right) \times (1 + (21 \text{ mH}_2\text{O} - 12,2 \text{ mH}_2\text{O}) \times 0,005)$$

Costo procura = US\$244.000 por bomba

Costo instalación = 0,28 × US\$244.000 = US\$68.000 por bomba

En la tabla 7.11 se resumen los costos para las dos bombas de agua de circulación para cada uno de los casos.

**Tabla 7.11: Costos de las bombas de circulación**

Presión de descarga		Rango		Aproximación		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)
kPa	inHgA	°C	°F	°C	°F		
6,26	1,85	8,9	16	2,8	5	489	137
6,67	1,97			3,9	7	496	139
6,87	2,03			4,4	8	490	137
7,28	2,15			5,6	10	486	136
6,67	1,97	10,0	18	2,8	5	445	125
7,08	2,09			3,9	7	443	124
7,28	2,15			4,4	8	447	125
7,72	2,28			5,6	10	446	125
7,08	2,09	11,1	20	2,8	5	411	115
7,52	2,22			3,9	7	408	114
7,72	2,28			4,4	8	407	114
8,20	2,42			5,6	10	406	114
8,47	2,50	8,9	16	2,8	5	484	136
				3,9	7	491	138
				4,4	8	486	136
				5,6	10	482	135
		10,0	18	2,8	5	440	123
				3,9	7	439	123
				4,4	8	444	124
				5,6	10	444	124
		11,1	20	2,8	5	408	114
				3,9	7	405	113
				4,4	8	404	113
				5,6	10	404	113
10,16	3,00	8,9	16	2,8	5	481	135
				3,9	7	489	137
				4,4	8	483	135
				5,6	10	479	134
		10,0	18	2,8	5	438	123
				3,9	7	437	122
				4,4	8	442	124
				5,6	10	441	123
		11,1	20	2,8	5	406	114
				3,9	7	403	113
				4,4	8	402	113
				5,6	10	402	112
11,85	3,50	8,9	16	2,8	5	480	135
				3,9	7	488	137
				4,4	8	482	135
				5,6	10	478	134
		10,0	18	2,8	5	437	122
				3,9	7	435	122
				4,4	8	439	123
				5,6	10	439	123
		11,1	20	2,8	5	404	113
				3,9	7	401	112
				4,4	8	401	112
				5,6	10	400	112

Continuación tabla 7.11: Costos de las bombas de circulación

Presión de descarga		Rango		Aproximación		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)		
kPa	inHgA	°C	°F	°C	°F				
13,55	4,00	8,9	16	2,8	5	480	134		
				3,9	7	488	137		
				4,4	8	481	135		
				5,6	10	477	134		
		10,0	18	2,8	5	436	122		
				3,9	7	435	122		
				4,4	8	439	123		
		11,1	20	5,6	10	438	123		
				2,8	5	404	113		
				3,9	7	400	112		
						4,4	8	399	112
						5,6	10	398	112
15,24	4,50	8,9	16	2,8	5	480	134		
				3,9	7	487	136		
				4,4	8	481	135		
				5,6	10	477	134		
		10,0	18	2,8	5	436	122		
				3,9	7	434	122		
				4,4	8	439	123		
		11,1	20	5,6	10	438	123		
				2,8	5	403	113		
				3,9	7	400	112		
						4,4	8	399	112
						5,6	10	398	111
16,93	5,00	8,9	16	2,8	5	479	134		
				3,9	7	487	136		
				4,4	8	481	135		
				5,6	10	477	133		
		10,0	18	2,8	5	436	122		
				3,9	7	434	121		
				4,4	8	438	123		
		11,1	20	5,6	10	437	122		
				2,8	5	403	113		
				3,9	7	400	112		
						4,4	8	398	112
						5,6	10	397	111

## **7.4 DETERMINACIÓN DEL CASO ÓPTIMO**

Para determinar cual de todos los casos de estudio es económicamente más conveniente utilizar, se deben conocer los costos totales y la potencia total de los equipos asociados a este sistema de enfriamiento que varían con un cambio en el rango, en la aproximación o en la presión de descarga.

En la tabla 7.12 se muestran los costos totales asociados a este sistema para los distintos casos, los cuales son la suma de los costos del condensador de superficie, torre de enfriamiento, bombas de circulación y tuberías de circulación. Adicionalmente, se muestra la potencia total que consumen los auxiliares, la cual es la suma de la potencia de los ventiladores de la torre de enfriamiento y la potencia de las bombas de circulación.

Debemos determinar primeramente cual es el caso óptimo para cada presión de descarga. Se seleccionará un caso base para cada presión de descarga el cual corresponderá con el caso más económico, es decir el que tenga menor costo total. Los demás casos pertenecientes a la misma presión de descarga se les restará el caso base para así obtener valores de costo y potencia relativos al base. Los casos cuyas presiones de descarga son distintas a cualquier otro caso se le colocó la palabra “único” para identificarlos sobre los demás. Estos valores se muestran en la tabla 7.13.

Los casos marcados en gris se descartan debido a que o son positivos, lo que significa que los auxiliares requieren mayor potencia que el caso base, o porque algún otro caso con la misma presión de descarga requiere menor inversión y además consume menos potencia.

Los casos restantes se deben evaluar calculando cuanto representa la ganancia en potencia en dólares cuando se genera energía durante el período de vida de la planta. Es decir, hay que comprobar si vale la pena invertir el costo relativo al caso base para poseer un extra en capacidad representado por la potencia de los auxiliares relativa al caso base.

**Tabla 7.12: Costos totales para el sistema de enfriamiento evaporativo**

Presión de descarga		Rango		Aproximación		Potencia total (kW)	Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)
kPa	inHgA	°C	°F	°C	°F			
6,26	1,85	8,9	16	2,8	5	4.256	7.142	1.984
6,67	1,97			3,9	7	4.115	6.806	1.885
6,87	2,03			4,4	8	3.833	6.751	1.869
7,28	2,15			5,6	10	3.612	6.733	1.863
6,67	1,97	10,0	18	2,8	5	3.867	6.842	1.904
7,08	2,09			3,9	7	3.774	6.570	1.822
7,28	2,15			4,4	8	3.751	6.545	1.814
7,72	2,28			5,6	10	3.679	6.460	1.790
7,08	2,09	11,1	20	2,8	5	4.094	6.657	1.855
7,52	2,22			3,9	7	3.719	6.349	1.763
7,72	2,28			4,4	8	3.500	6.315	1.754
8,20	2,42			5,6	10	3.431	6.246	1.733
8,47	2,50	8,9	16	2,8	5	4.027	5.031	1.423
				3,9	7	3.887	4.966	1.396
				4,4	8	3.637	5.062	1.420
				5,6	10	3.449	5.304	1.484
		10,0	18	2,8	5	3.664	5.130	1.448
				3,9	7	3.599	5.118	1.436
				4,4	8	3.606	5.224	1.462
				5,6	10	3.562	5.530	1.543
		11,1	20	2,8	5	3.937	5.300	1.494
				3,9	7	3.588	5.316	1.488
				4,4	8	3.395	5.450	1.524
				5,6	10	3.379	5.883	1.637
10,16	3,00	8,9	16	2,8	5	3.893	4.633	1.317
				3,9	7	3.769	4.482	1.267
				4,4	8	3.487	4.522	1.276
				5,6	10	3.283	4.624	1.302
		10,0	18	2,8	5	3.545	4.674	1.327
				3,9	7	3.512	4.433	1.254
				4,4	8	3.518	4.464	1.261
				5,6	10	3.446	4.571	1.287
		11,1	20	2,8	5	3.858	4.651	1.322
				3,9	7	3.510	4.515	1.276
				4,4	8	3.290	4.549	1.285
				5,6	10	3.248	4.704	1.322
11,85	3,50	8,9	16	2,8	5	3.861	4.341	1.240
				3,9	7	3.737	4.150	1.179
				4,4	8	3.454	4.166	1.182
				5,6	10	3.250	4.210	1.193
		10,0	18	2,8	5	3.516	4.356	1.242
				3,9	7	3.422	4.187	1.189
				4,4	8	3.414	4.193	1.189
				5,6	10	3.356	4.244	1.201
		11,1	20	2,8	5	3.777	4.417	1.260
				3,9	7	3.402	4.235	1.201
				4,4	8	3.238	4.136	1.174
				5,6	10	3.195	4.210	1.192

Continuación tabla 7.12: Costos totales para el sistema de enfriamiento evaporativo

Presión de descarga		Rango		Aproximación		Potencia total (kW)	Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)
kPa	inHgA	°C	°F	°C	°F			
13,55	4,00	8,9	16	2,8	5	3.844	4.152	1.189
				3,9	7	3.704	3.938	1.123
				4,4	8	3.422	3.941	1.123
				5,6	10	3.217	3.956	1.126
		10,0	18	2,8	5	3.486	4.151	1.188
				3,9	7	3.407	3.959	1.128
				4,4	8	3.385	3.951	1.124
		11,1	20	5,6	10	3.327	3.968	1.128
				2,8	5	3.751	4.197	1.202
				3,9	7	3.376	3.987	1.135
				4,4	8	3.170	3.975	1.132
		15,24	4,50	8,9	16	2,8	5	3.828
3,9	7					3.688	3.794	1.083
4,4	8					3.405	3.790	1.082
5,6	10					3.201	3.788	1.081
10,0	18			2,8	5	3.472	4.012	1.151
				3,9	7	3.378	3.804	1.088
				4,4	8	3.370	3.790	1.081
11,1	20			5,6	10	3.298	3.787	1.080
				2,8	5	3.725	4.049	1.162
				3,9	7	3.363	3.822	1.092
				4,4	8	3.144	3.802	1.086
16,93	5,00			8,9	16	5,6	10	3.088
		2,8	5			3.812	3.921	1.127
		3,9	7			3.671	3.685	1.055
		4,4	8			3.389	3.677	1.053
		10,0	18	5,6	10	3.185	3.665	1.047
				2,8	5	3.457	3.908	1.123
				3,9	7	3.364	3.691	1.056
		11,1	20	4,4	8	3.356	3.669	1.049
				5,6	10	3.283	3.654	1.044
				2,8	5	3.712	3.937	1.133
				3,9	7	3.350	3.701	1.059
		11,1	20	4,4	8	3.131	3.674	1.052
5,6	10			3.062	3.682	1.051		

Para realizar esta evaluación se utilizará una proforma financiera diseñada con los criterios explicados en el capítulo 4. El valor presente neto (VPN) que calculará la proforma al introducirle los costos y la potencia de los auxiliares relativos al caso base, será positivo si el caso evaluado es más favorable que el caso base, y será negativo si no lo es. Mientras mayor sea el valor más favorable será la opción. En la tabla 7.13 se muestran los valores reportados por la proforma para cada uno de los casos donde se obtiene una ganancia en potencia. En el anexo 5 se muestra una evaluación para uno de los casos.

Tabla 7.13: Optimización por rango y aproximación del sistema de enfriamiento evaporativo

Presión de descarga		Rango		Aproximación		Potencia auxiliares total (kW)	Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	VPN (miles US\$)
kPa	inHgA	°C	°F	°C	°F				
6,26	1,85	8,9	16	2,8	5	Único	Único	Único	Único
6,67	1,97			3,9	7	Base	Base	Base	Base
6,87	2,03			4,4	8	Único	Único	Único	Único
7,28	2,15			5,6	10	-139	188	49	-235
6,67	1,97	10,0	18	2,8	5	-248	35	19	169
7,08	2,09			3,9	7	Base	Base	Base	Base
7,28	2,15			4,4	8	Base	Base	Base	Base
7,72	2,28			5,6	10	179	145	36	-
7,08	2,09	11,1	20	2,8	5	320	88	33	-
7,52	2,22			3,9	7	Único	Único	Único	Único
7,72	2,28			4,4	8	Base	Base	Base	Base
8,20	2,42			5,6	10	Único	Único	Único	Único
8,47	2,50	8,9	16	2,8	5	140	65	27	-
				3,9	7	Base	Base	Base	Base
				4,4	8	-250	96	24	64
				5,6	10	-438	338	88	-231
		10,0	18	2,8	5	-223	164	53	-
				3,9	7	-288	151	40	-10
				4,4	8	-281	257	67	-
				5,6	10	-324	563	148	-
		11,1	20	2,8	5	50	333	99	-
				3,9	7	-298	349	93	-
				4,4	8	-491	484	129	-474
				5,6	10	-508	917	242	-1.325
10,16	3,00	8,9	16	2,8	5	381	200	62	-
				3,9	7	258	49	13	-
				4,4	8	-25	89	22	-151
				5,6	10	-229	191	48	-147
		10,0	18	2,8	5	33	241	72	-
				3,9	7	Base	Base	Base	Base
				4,4	8	6	31	6	-
				5,6	10	-66	138	33	-205
		11,1	20	2,8	5	346	218	67	-
				3,9	7	-2	82	22	-163
				4,4	8	-221	116	30	-7
				5,6	10	-264	271	68	-271
11,85	3,50	8,9	16	2,8	5	623	206	65	-
				3,9	7	499	14	4	-
				4,4	8	216	30	8	-
				5,6	10	12	74	19	-
		10,0	18	2,8	5	278	220	68	-
				3,9	7	184	51	15	-
				4,4	8	176	58	15	-
				5,6	10	118	108	27	-
		11,1	20	2,8	5	539	282	86	-
				3,9	7	164	99	27	-
				4,4	8	Base	Base	Base	Base
				5,6	10	-43	75	18	-104

**Continuación tabla 7.13: Resultados de la optimización por rango y aproximación para sistema de enfriamiento evaporativo**

Presión de descarga		Rango		Aproximación		Potencia auxiliares total (kW)	Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	VPN (miles US\$)
kPa	inHgA	°C	°F	°C	°F				
13,55	4,00	8,9	16	2,8	5	140	215	67	-
				3,9	7	Base	Base	Base	Base
				4,4	8	-282	4	0	281
				5,6	10	-487	19	3	461
		10,0	18	2,8	5	-218	214	66	-
				3,9	7	-297	21	5	-
				4,4	8	-319	13	1	-
				5,6	10	-377	31	5	-
		11,1	20	2,8	5	47	259	80	-
				3,9	7	-328	50	13	-
				4,4	8	-534	38	9	469
				5,6	10	-603	82	18	455
15,24	4,50	8,9	16	2,8	5	530	234	75	-
				3,9	7	390	7	4	-
				4,4	8	107	3	2	-
				5,6	10	-97	1	1	96
		10,0	18	2,8	5	174	225	72	-
				3,9	7	80	17	8	-
				4,4	8	72	3	1	-
				5,6	10	Base	Base	Base	Base
		11,1	20	2,8	5	427	263	82	-
				3,9	7	65	35	12	-
				4,4	8	-154	15	6	124
				5,6	10	-210	36	10	141
16,93	5,00	8,9	16	2,8	5	528	267	83	-
				3,9	7	388	30	11	-
				4,4	8	106	22	8	-
				5,6	10	-99	10	3	80
		10,0	18	2,8	5	174	253	79	-
				3,9	7	80	36	12	-
				4,4	8	72	15	4	-
				5,6	10	Base	Base	Base	Base
		11,1	20	2,8	5	428	283	88	-
				3,9	7	67	46	14	-
				4,4	8	-153	20	7	113
				5,6	10	-221	28	7	169

En la tabla 7.14 se resumen los casos seleccionados para cada presión de descarga como los óptimos según los resultados reportados por la proforma financiera.

**Tabla 7.14: Rangos y aproximaciones óptimas para cada presión de descarga**

Presión de descarga		Rango		Aproximación	
kPa	inHgA	°C	°F	°C	°F
6,26	1,85	8,9	16	2,8	5
6,67	1,97	10,0	18	2,8	5
6,87	2,03	8,9	16	4,4	8
7,08	2,09	10,0	18	3,9	7
7,28	2,15	10,0	18	4,4	8
7,52	2,22	11,1	20	3,9	7
7,72	2,28	11,1	20	4,4	8
8,20	2,42	11,1	20	5,6	10
8,47	2,50	8,9	16	4,4	8
10,16	3,00	10,0	18	3,9	7
11,85	3,50	11,1	20	4,4	8
13,55	4,00	11,1	20	4,4	8
15,24	4,50	11,1	20	5,6	10
16,93	5,00	11,1	20	5,6	10

Para determinar cual es la presión de descarga óptima se debe tomar en cuenta la ganancia o pérdida de potencia debida a la turbina a vapor, como también la inversión que se debe realizar para cada caso. En la tabla 7.15 se muestran los costos y las potencias asociadas a cada presión de descarga.

La potencia neta va ser el resultado de restarle a la potencia que genera la turbina a vapor la potencia de los auxiliares. El costo total de procura e instalación será la suma de los costos del sistema de enfriamiento y de la turbina a vapor, como se muestra en la tabla 7.16.

Seguidamente se va a realizar una evaluación similar a la anterior para determinar cual es la presión de descarga óptima. Por conveniencia el caso base que se seleccionará será el que posea menor costo de inversión. En la tabla 7.17 se resumen los costos y potencias relativas al caso base, y los resultados de la evaluación. De igual manera los casos marcados en gris se descartan debido a que o son negativos, lo que significa que la turbina genera menor potencia que el caso base, o porque algún otro caso requiere menor inversión y además genera mayor potencia. En el anexo 6 se presenta la evaluación para uno de los casos.

**Tabla 7.15: Costos y potencias asociadas a la turbina a vapor y al sistema de enfriamiento evaporativo**

Presión de descarga		Sistema de enfriamiento evaporativo			Turbina a vapor		
		Potencia auxiliares total (kW)	Procura (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Potencia (kW)	Procura (miles US\$)	Instalación (miles US\$)
kPa	inHgA						
6,26	1,85	4.256	7.142	1.984	181.360	19.429	971
6,67	1,97	3.867	6.842	1.904	179.493	18.570	929
6,87	2,03	3.833	6.751	1.869	179.293	18.570	929
7,08	2,09	3.774	6.570	1.822	179.083	18.570	929
7,28	2,15	3.751	6.545	1.814	178.865	18.570	929
7,52	2,22	3.719	6.349	1.763	178.355	18.570	929
7,72	2,28	3.500	6.315	1.754	178.355	18.570	929
8,20	2,42	3.431	6.246	1.733	177.748	18.570	929
8,47	2,50	3.637	5.062	1.420	177.341	18.570	929
10,16	3,00	3.290	4.549	1.285	174.613	18.570	929
11,85	3,50	3.238	4.136	1.174	171.399	18.570	929
13,55	4,00	3.170	3.975	1.132	167.936	18.570	929
15,24	4,50	3.088	3.823	1.089	167.856	19.905	995
16,93	5,00	3.062	3.682	1.051	166.862	19.905	995

**Tabla 7.16: Costos y potencias generadas para el conjunto turbina a vapor – sistema de enfriamiento evaporativo**

Presión de descarga		Potencia total (kW)	Procura (miles US\$)	Instalación (miles US\$)
kPa	inHgA			
6,26	1,85	177.104	26.571	2.955
6,67	1,97	175.626	25.412	2.833
6,87	2,03	175.460	25.321	2.798
7,08	2,09	175.309	25.140	2.751
7,28	2,15	175.114	25.115	2.743
7,52	2,22	174.636	24.919	2.692
7,72	2,28	174.855	24.885	2.683
8,20	2,42	174.317	24.816	2.662
8,47	2,50	173.704	23.632	2.349
10,16	3,00	171.323	23.119	2.214
11,85	3,50	168.161	22.706	2.103
13,55	4,00	164.766	22.545	2.061
15,24	4,50	164.768	23.728	2.084
16,93	5,00	163.800	23.587	2.046

**Tabla 7.17: Resultados de la optimización por presión de descarga para el sistema de enfriamiento evaporativo**

Presión de descarga		Potencia total (kW)	Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	VPN (miles US\$)
kPa	InHgA				
6,26	1,85	12.338	2.843	894	6661
6,67	1,97	10.860	2.866	772	5285
6,87	2,03	10.694	2.776	737	5312
7,08	2,09	10.543	2.594	690	5522
7,28	2,15	10.348	2.570	682	5374
7,52	2,22	9.870	2.373	631	-
7,72	2,28	10.089	2.339	622	5573
8,20	2,42	9.551	2.270	601	5167
		8.938	1.087	288	6921
10,16	3,00	6.557	574	153	5525
		3.395	161	42	3136
13,55	4,00	Base	Base	Base	Base
		2	1183	24	-
16,93	5,00	-966	1042	-15	-

Según los resultados podemos observar que la presión de descarga óptima corresponde a 8,47kPa (2,5inHgA) asociada a un rango de 8,9°C (16°F) y a una aproximación de 4,4°C (8°F)

## ***Capítulo 8***

# ***ANÁLISIS TÉCNICO ECONÓMICO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SECO DIRECTO***

---

Debido a que el principal objetivo de la presente tesis es estudiar el sistema de enfriamiento seco directo debido a la poca experiencia que se tiene en nuestro país en el uso de condensadores enfriados por aire en plantas de generación de potencia, se van a considerar dos configuraciones para este tipo de unidades. Uno va a ser de configuración horizontal y el otro va a ser de configuración tipo A.

Al momento de realizar un análisis de sensibilidad técnico económico de un sistema de enfriamiento seco directo se deben considerar los costos de procura e instalación y la potencia que consumen los auxiliares, asociados al condensador enfriado por aire. Adicionalmente, debido al gran peso de estos equipos y a la cantidad de área de terreno que requieren para su ubicación, se debe considerar el costo de obra civil asociada a la construcción de fundaciones necesarias para la instalación de estas grandes unidades. Esto se puede interpretar como una penalización para el enfriamiento seco directo por los grandes requerimientos de espacio necesarios para la instalación del condensador enfriado por aire.

El costo asociado a las obras civiles requeridas para la instalación de un condensador enfriado por aire se estima en dólares por unidad de área de terreno que ocupa, como sigue:

$$\text{Costo de materiales nacionales} = \text{US\$}16/\text{m}^2 = \text{US\$}1,5/\text{ft}^2$$

$$\text{Costo de instalación y mano de obra} = \text{US\$}40/\text{m}^2 = \text{US\$}3,7/\text{ft}^2$$

Para determinar los costos y potencias asociadas a un condensador enfriado por aire se optó, dependiendo de la información disponible y de la complejidad del cálculo, por estimarla mediante ecuaciones predeterminadas por algunos investigadores o por solicitarla a fabricantes especializados.

## 8.1 CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE HORIZONTAL

El condensador enfriado por aire horizontal va a ser de tiro forzado y la geometría de los tubos corresponde a la descrita en el capítulo 3, tubos circulares con aletas circulares extruídas.

Diámetro de los tubos: 25,4mm (1in)

Altura de la aleta: 15,875mm (0,625in)

Espesor de la aleta: 0,889mm (0,035in)

Paso de las aletas: 2,54mm (10aletas/in)

Distancia diagonal entre los tubos: 63,5mm (2,5in)

Calibre de los tubos: 12 BWG equivalente a 2,77mm (0,109in)

Material de las aletas: aluminio

Material de los tubos: Acero

El costo del condensador va a depender de la longitud de los tubos, del número de filas y de la superficie total externa de los tubos, como se evidencia seguidamente en la tabla 8.1.

**Tabla 8.1: Costo del condensador enfriado por aire horizontal por unidad de área de transferencia de calor en función del número de filas y de la longitud de los tubos**

Longitud de los tubos		Numero de filas							
		3	4	5	6	3	4	5	6
		Costo total del condensador por unidad de área							
m	ft	US\$/m <sup>2</sup>				US\$/ft <sup>2</sup>			
9,8	32	415,7	344,9	300,3	278,6	38,62	32,04	27,90	25,89
11,0	36	392,8	325,9	283,8	263,3	36,49	30,28	26,37	24,46
12,2	40	373,4	309,8	269,8	250,3	34,69	28,78	25,07	23,25
13,4	44	357,4	296,6	258,3	239,6	33,21	27,55	24,00	22,26
14,6	48	342,6	284,2	247,5	229,6	31,83	26,41	23,00	21,33
15,9	52	330,0	273,8	238,5	221,2	30,66	25,44	22,15	20,55
17,1	56	315,9	262,1	228,3	211,8	29,35	24,35	21,21	19,67
18,3	60	308,3	255,8	222,8	206,7	28,64	23,77	20,70	19,20

Según recomendaciones de los fabricantes, se deben evitar los condensadores con más de 6 filas debido a que se dificulta la limpieza de los tubos, y requieren mucha mayor potencia.

A partir de una longitud de los tubos de aproximadamente 40ft la caída de presión dentro de los tubos, es decir del lado del vapor, crece de manera considerable. Esto implicaría la consideración de dicha caída de presión lo que complicaría excesivamente cálculo, ya que para determinar las pérdidas que ocurren del lado del vapor se requiere de correlaciones específicas en conjunto con un procedimiento de cálculo iterativo.

Adicionalmente, se recomienda que no se exceda en la longitud de los tubos debido a que se incrementan los costos de transporte y de instalación. Por las razones antes explicadas se seleccionaron tubos de 9,75m (32ft), longitud que normalmente se utiliza para este tipo de unidades.

Según los fabricantes, la instalación de los condensadores de aire horizontales con tubos de 32ft se estima en un 27% del costo de procura del equipo.

Esta configuración de condensador va a ser evaluada para presiones de descarga entre 10,16kPa (3inHgA) y 23,7kPa (7inHgA). En la tabla 8.2 se resume el costo, la potencia y el

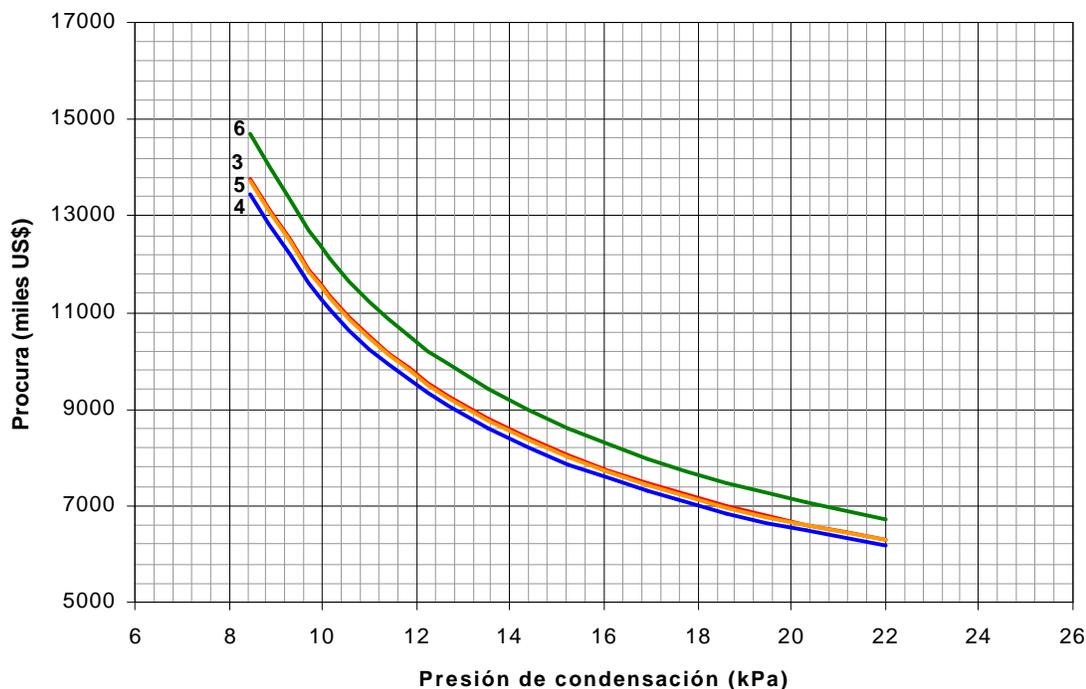
área de terreno para los distintos casos de presión de descarga y número de filas. En el anexo 7 se presenta la hoja de cálculo utilizada para algunos de los casos.

**Tabla 8.2: Costos, potencias y áreas requeridas asociadas al condensador enfriado por aire horizontal para un bloque de generación**

		Presión de descarga (inHgA)										
		kPa	10,16	11,85	13,55	15,24	16,93	18,63	20,32	22,01	23,70	
		inHgA	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	
		Número de filas										
Procura importada (miles US\$)		3	13.763	11.322	9.834	8.798	8.048	7.464	7.000	6.616	6.299	
		4	13.452	11.066	9.612	8.599	7.866	7.295	6.842	6.467	6.156	
		5	13.710	11.278	9.796	8.764	8.017	7.435	6.973	6.591	6.274	
		6	14.711	12.102	10.511	9.404	8.602	7.978	7.482	7.072	6.733	
Instalación (miles US\$)		3	37.16	3.057	2.655	2.375	2.173	2.015	1.890	1.786	1.701	
		4	36.32	2.988	2.595	2.322	2.124	1.970	1.847	1.746	1.662	
		5	37.02	3.045	2.645	2.366	2.165	2.008	1.883	1.779	1.694	
		6	39.72	3.268	2.838	2.539	2.323	2.154	2.020	1.909	1.818	
Potencia ventiladores (kW)		3	5.102	4.197	3.645	3.261	2.983	2.767	2.595	2.453	2.335	
		4	4.917	4.045	3.513	3.143	2.875	2.666	2.501	2.364	2.250	
		5	4.833	3.976	3.453	3.089	2.826	2.621	2.458	2.323	2.212	
		6	4.900	4.031	3.501	3.132	2.865	2.657	2.492	2.356	2.243	
Área	m <sup>2</sup>		3	8.367	6.883	5.348	4.893	4.538	4.255	4.022	3.829	3.520
			4	7.393	6.081	4.726	4.323	4.010	3.760	3.554	3.384	3.110
			5	6.921	5.694	4.424	4.047	3.753	3.520	3.328	3.167	2.912
			6	6.671	5.488	4.265	3.901	3.618	3.392	3.207	3.053	2.806
	ft <sup>2</sup>		3	90.060	74.085	57.569	52.663	48.841	45.804	43.293	41.215	37.888
			4	79.574	65.458	50.866	46.530	43.154	40.470	38.252	36.416	33.476
			5	74.500	61.285	47.622	43.564	40.403	37.890	35.813	34.094	31.342
			6	71.805	59.068	45.900	41.988	38.941	36.519	34.518	32.861	30.208

De manera de observar la variación en costo, potencia de los ventiladores y área de terreno, de un condensador enfriado por aire horizontal con respecto a su número de filas, en las siguientes gráficas (figuras 8.1, 8.2 y 8.3) se muestran estas variables representadas en

función de la presión de descarga para una unidad con tubos de 9,75m (32ft). En el anexo 8 se encuentran estas mismas gráficas representadas en unidades inglesas.



**Figura 8.1: Variación del costo de procura del condensador enfriado por aire horizontal en función del número de filas y de la presión de descarga**

Se puede apreciar, como era de esperarse, que el número de filas no afecta prácticamente el comportamiento que tiene el condensador con respecto a la presión de descarga, es decir las curvas son casi paralelas en cada uno de las tres gráficas.

Como era de esperarse los costos, la potencia y el área de terreno requerida disminuyen con el aumento de la presión de descarga, es decir el condensador se hace más pequeño, esto es debido a que la diferencia de temperatura disponible entre el vapor y el aire es mayor, es decir aumenta la diferencia de temperatura logarítmica. Se puede observar que a partir de aproximadamente 12kPa (3,5inHgA) el área que ocupa el condensador se incrementa considerablemente.

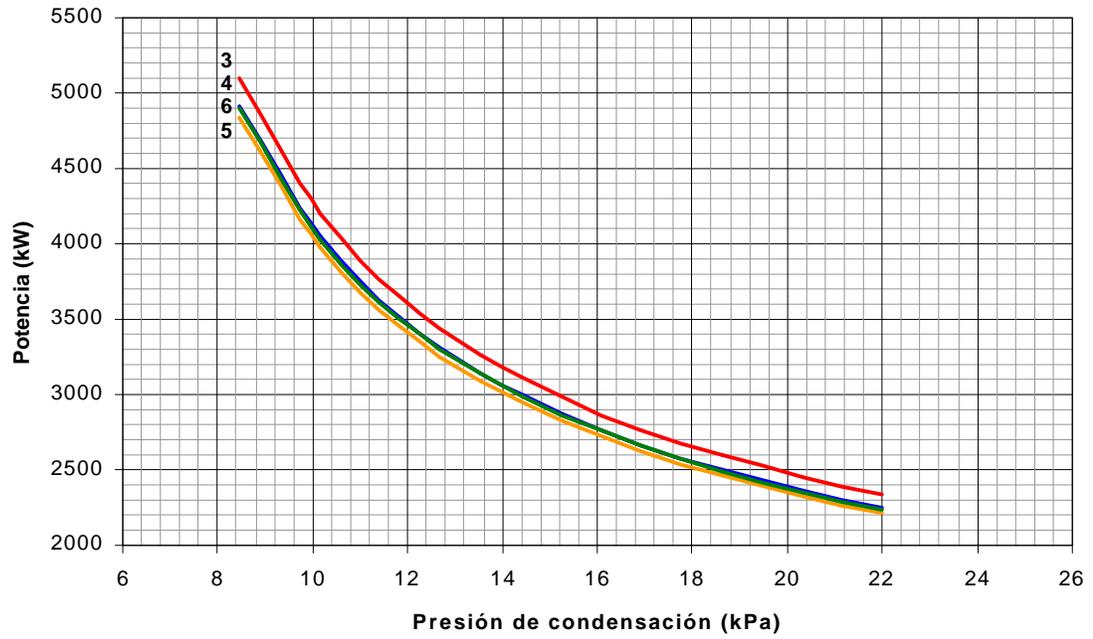


Figura 8.2: Variación de la potencia de los ventiladores del condensador enfriado por aire horizontal en función del número de filas y de la presión de descarga

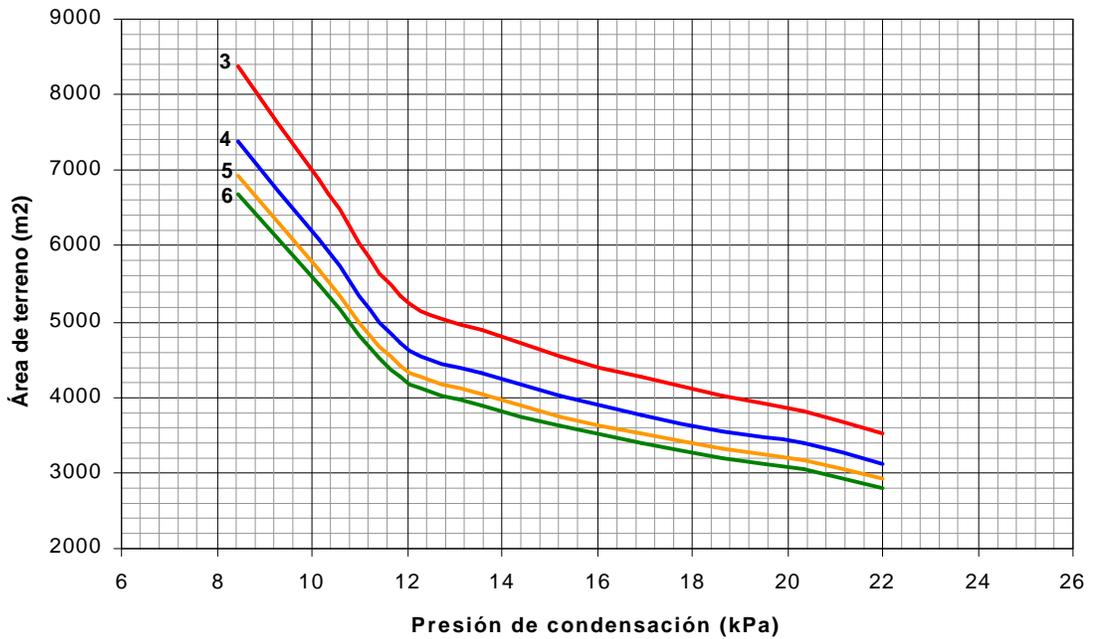


Figura 8.3: Variación del área de terreno requerida por el condensador enfriado por aire horizontal en función del número de filas y de la presión de descarga

Observando las gráficas podemos reconocer que la unidad de menor costo es la de 4 filas, la que consume menos potencia es la de 5 filas, mientras que la que ocupa menos área de terreno es la de 6 filas, como era evidente pensar, ya que mientras menos filas de tubos más área ocupará. La unidad con 3 filas es la que más terreno ocupa, la que más potencia consume y la segunda más costosa.

El costo de materiales nacionales y mano de obra para la construcción de las fundaciones se calculará a partir de las áreas reportadas en la tabla 8.2 y se muestran en la tabla 8.3.

**Tabla 8.3: Costos de las obras civiles asociadas al condensador enfriado por aire horizontal para un bloque de generación**

		Presión de descarga (inHgA)									
		kPa	10,16	11,85	13,55	15,24	16,93	18,63	20,32	22,01	23,70
		inHgA	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0
		Número de filas									
Procura nacional (miles US\$)	3	134	110	96	86	78	73	68	64	61	
	4	118	97	85	76	69	64	60	57	54	
	5	111	91	79	71	65	60	56	53	51	
	6	107	88	76	68	62	58	54	51	49	
Mano de obra (miles US\$)	3	335	275	239	214	196	182	170	161	153	
	4	296	243	211	189	173	160	150	142	135	
	5	277	228	198	177	162	150	141	133	127	
	6	267	220	191	171	156	145	136	128	122	

En resumen en la tabla 8.4 se muestran los costos totales asociados a los condensadores enfriados por aire horizontales incluyendo las obras civiles y la potencia requerida por los ventiladores. El costo de mano de obra asociado a las fundaciones se le sumó al costo de instalación de los condensadores.

**Tabla 8.3: Costos totales y potencias requeridas asociadas al condensador enfriado por aire horizontal para un bloque de generación**

		Presión de descarga (inHgA)									
		kPa	10,16	11,85	13,55	15,24	16,93	18,63	20,32	22,01	23,70
		inHgA	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0
		Número de filas									
<b>Procura importada (miles US\$)</b>	3	13.763	11.322	9.834	8.798	8.048	7.464	7.000	6.616	6.299	
	4	13.452	11.066	9.612	8.599	7.866	7.295	6.842	6.467	6.156	
	5	13.710	11.278	9.796	8.764	8.017	7.435	6.973	6.591	6.274	
	6	14.711	12.102	10.511	9.404	8.602	7.978	7.482	7.072	6.733	
<b>Instalación (miles US\$)</b>	3	4.051	3.332	2.872	2.569	2.351	2.180	2.045	1.932	1.840	
	4	3.928	3.231	2.787	2.494	2.281	2.116	1.984	1.875	1.785	
	5	3.979	3.273	2.825	2.527	2.312	2.144	2.011	1.900	1.809	
	6	4.239	3.487	3.011	2.694	2.465	2.286	2.143	2.026	1.929	
<b>Procura nacional (miles US\$)</b>	3	134	110	87	78	71	66	62	59	56	
	4	118	97	77	69	63	58	55	52	49	
	5	111	91	72	64	59	55	51	48	46	
	6	107	88	69	62	57	53	49	47	44	
<b>Potencia ventiladores (kW)</b>	3	5.102	4.197	3.645	3.261	2.983	2.767	2.595	2.453	2.335	
	4	4.917	4.045	3.513	3.143	2.875	2.666	2.501	2.364	2.250	
	5	4.833	3.976	3.453	3.089	2.826	2.621	2.458	2.323	2.212	
	6	4.900	4.031	3.501	3.132	2.865	2.657	2.492	2.356	2.243	

### 8.1.1 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

A continuación se va a realizar un cálculo tipo de manera detallada para explicar el procedimiento que se siguió para estimar los costos y potencias asociadas a los condensadores enfriados por aire horizontales, basados en las ecuaciones introducidas en el capítulo 3 sección 3.3.

Para realizar el diseño se deben tener los datos siguientes. Los valores seleccionados sirven sólo de ejemplo para explicar el procedimiento de cálculo pero coinciden con uno de los casos estudiados.

*Condiciones de diseño:*

$P_D$ : Presión de descarga de la turbina: 18,63kPa (5,5inHgA)

$\Delta h$ : Entalpía de condensación de diseño: 2.326kJ/kg (1.000Btu/lb)

$\dot{m}_v$ : Flujo másico de vapor: 132,1kg/s (1.048.500lb/h)

$T_{BS} = T_1$ : Temperatura de bulbo seco: 26°C (78,8°F)

*Parámetros de diseño para el condensador enfriado por aire:*

$D_o$ : Diámetro de los tubos: 25,4mm (1in)

$H_A$ : Altura de la aleta: 15,875mm (0,625in)

$E_A$ : Espesor de la aleta: 0,889mm (0,035in)

$P_A$ : Paso de las aletas: 2,54mm (10aletas/in)

$S_D$ : Distancia diagonal entre los tubos: 63,5mm (2,5in)

$E_T$ : Espesor de los tubos: 2,77mm (0,109in) (equivale a un calibre de 12 BWG)

Material de las aletas: aluminio

Material de los tubos: Acero

NF: Número de filas: 6

$L_T$ : Longitud de los tubos: 9,75m (32ft)

El procedimiento que se va a seguir es iterativo debido a que no se conoce la temperatura con la que sale el aire del condensador. Antes de comenzar el proceso iterativo se hallaran ciertos valores que se mantendrán constantes a lo largo del procedimiento.

Para hallar la presión de condensación se le debe restar a la presión de descarga de la turbina la caída de presión a lo largo del ducto de vapor principal, considerada como 1,7kPa (0,5inHgA) de acuerdo al capítulo 3 sección 3.3.

$$P_C = P_D - \Delta P_{TVP} = 18,63\text{kPa} - 1,7\text{kPa} = 16,93\text{kPa} = 5\text{inHgA}$$

$P_C$ : Presión de condensación

$\Delta P_{TVP}$ : Caída de presión en el ducto de vapor principal

Con la presión de condensación, utilizando unas tablas de vapor, se determina la temperatura de saturación del vapor.

$$T_V @ P_C = 49,16^\circ\text{C} (120,48^\circ\text{F})$$

Con la temperatura de bulbo seco se determina mediante tablas la densidad del aire a la entrada del condensador.

$$\rho_E @ T_{BS} = 1,169\text{kg/m}^3 = 0,0727\text{lb/ft}^3$$

El calor rechazado va a estar dado por:

$$Q_R = \dot{m}_v \cdot \dot{A}h = 132,11\text{kg/s} \times 2.326\text{kJ/kg} = 307.287,86\text{kW} = 1.048,5\text{MMBtu/hft}^2\text{ }^\circ\text{F}$$

Para un número de filas igual a 4, según la tabla 3.1 (capítulo 3), la velocidad del aire debe ser 3,05m/s (600ft/min). Luego, el coeficiente de transferencia de calor del aire va a ser:

$$h_a = 8 \cdot \sqrt{V} = 8 \times \sqrt{600\text{ft/min}} = 1.112,71\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C} = 195,96\text{Btu/hft}^2\text{ }^\circ\text{F}$$

Según las recomendaciones hechas en el capítulo 3 se supondrán los siguientes valores necesarios para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

$h_v$ : Coef. de transf. de calor lado del vapor:  $10.000\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{K}$  ( $2.000\text{Btu/hft}^2\text{ }^\circ\text{F}$ )

$h_s$ : Coef. de transf. de calor por ensuciamiento:  $5.000\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{K}$  ( $1.000\text{Btu/ft}^2\text{h}^\circ\text{F}$ )

El coeficiente de transferencia de calor de la pared de los tubos, aunque es muy alto se puede calcular fácilmente, sólo se debe conocer la conductividad térmica del material de ellos en este caso acero, el cual es 43,27W/m°C (25Btu/hft°F). Luego:

$$h_w = \frac{k}{E_T} = \frac{43,27\text{W/m}^\circ\text{C}}{0,00277\text{m}} = 15.628,25\text{W/m}^2\text{C} = 2.752,3\text{Btu/hft}^2\text{F}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_a} + \frac{D_o}{h_v \cdot D_i} + \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_s}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{1.112,7} + \frac{25,4}{10.000 \times (25,4 - 2 \times 2,77)} + \frac{1}{15.628} + \frac{1}{5.000} \quad (\text{Cm}^2/\text{W})$$

$$U = 774,83\text{W/m}^2\text{C} = 136,45\text{Btu/hft}^2\text{F}$$

Para el procedimiento iterativo se comienza suponiendo una temperatura de salida del aire. Es buena práctica suponer como primera aproximación que es el promedio entre la de entrada y la del vapor.

$$T_2 = \frac{T_1 + T_v}{2} = \frac{26^\circ\text{C} + 49,16^\circ\text{C}}{2} = 37,58^\circ\text{C} = 99,64^\circ\text{F}$$

Luego se calcula la diferencia de temperatura promedio logarítmica y el área de transferencia de calor referida a la superficie exterior de los tubos.

$$\text{LMTD} = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_v - T_1}{T_v - T_2}} = \frac{37,58^\circ\text{C} - 26^\circ\text{C}}{\ln \frac{49,16^\circ\text{C} - 26^\circ\text{C}}{49,16^\circ\text{C} - 37,58^\circ\text{C}}} = 16,7^\circ\text{C} = 62,07^\circ\text{F}$$

$$A = \frac{Q_R}{U \cdot \text{LMTD}} = \frac{307.287.860\text{W}}{774,83\text{W/m}^2\text{C} \times 16,7^\circ\text{C}} = 23.747\text{m}^2 = 255.618\text{ft}^2$$

Seguidamente se calcula el numero de tubos por fila NTF.

$$NTF = \frac{A}{\delta \cdot D_o \cdot L_T \cdot NF} = \frac{23.747\text{m}^2}{\delta \times 0,0254\text{m} \times 9,75\text{m} \times 6} = 5.087$$

Para calcular el ancho del banco de tubos se debe conocer el paso transversal de los tubos el cual va a ser igual al longitudinal debido a que los tubos están dispuestos de manera alternada rectangularmente. Dichos cálculos se determinan por simple geometría.

$$S_t = S_D \cdot \cos 45^\circ = 63,5\text{mm} \times \frac{\sqrt{2}}{2} = 44,9\text{mm}$$

$$W = (NTF - 1) \cdot S_t + 2 \cdot H_A = (5.087 - 1) \times 44,9\text{mm} + 2 \times 0,889\text{mm} = 228,36\text{m} = 749,2\text{ft}$$

W: Ancho del banco de tubos

S<sub>t</sub>: Paso transversal de los tubos

El siguiente paso es calcular el área frontal del banco de tubos, equivalente al área transversal al flujo de aire justo antes de atravesar el banco de tubos.

$$A_F = W \cdot L_T = 228,36\text{m} \times 9,75\text{m} = 2.226,5\text{m}^2 = 23.966\text{ft}^2$$

A<sub>F</sub>: Área frontal del banco de tubos

Seguidamente se calcula el flujo másico de aire, para lo cual se necesita el calor específico del aire a presión constante C<sub>p</sub> cuya variación con la temperatura para el rango de valores que trabajamos es despreciable, por lo que se supone constante e igual a 1kJ/kg°C (0,24Btu/lb°F)

$$\dot{m}_a = \frac{Q}{C_p \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{307.287,86\text{kW}}{1\text{kJ}/\text{kg}^\circ\text{C} \times (37,58^\circ\text{C} - 26^\circ\text{C})} = 26.563\text{kg}/\text{s} = 58.561\text{lb}/\text{h}$$

Finalmente con este flujo másico se calcula la velocidad del aire la cual debería de ser igual a la que proporciona la tabla 3.1 (capítulo 3) a partir de cuyo valor se realizaron todos los cálculos anteriores.

$$V = \frac{\dot{m}_a}{\tilde{n}_E \cdot A_F} = \frac{26.563 \text{ kg/s}}{1,169 \text{ kg/m}^3 \times 2.226,5 \text{ m}^2} = 10,2 \text{ m/s} = 2.009 \text{ ft/min}$$

Como este valor difiere bastante del valor real de 3,05m/s (600ft/min) se debe realizar otra vez el cálculo suponiendo otra temperatura de salida del aire. Como la velocidad calculada resulto mayor que la real, se debe suponer una temperatura más alta. Luego, se supone el promedio entre la temperatura del vapor y la de salida que se supuso primeramente. Si la velocidad hubiera dado menor la temperatura se supone como el promedio entre la de salida primeramente supuesta y la de bulbo seco. Este procedimiento se debe continuar hasta que se satisfaga un error determinado.

Este procedimiento se realizó hasta cumplirse un error menor al 0,5%, hallándose finalmente los siguientes valores:

$$T_2 = 52,2^\circ\text{C} \quad (125,9^\circ\text{F}) \qquad A = 28.633,5 \text{ m}^2 = 308.208 \text{ ft}^2$$

$$\text{NTF} = 6.132 \qquad W = 337,2 \text{ m} = 1.106 \text{ ft} \qquad A_F = 3.288,9 \text{ m}^2 = 35.401 \text{ ft}^2$$

Luego, lo que nos falta por conocer para tener el banco de tubos diseñado es conocer el número total de tubos NTT, el cual va a estar dado por:

$$\text{NTT} = \text{NTF} \cdot \text{NF} = 6.132 \times 6 = 36.792$$

Para calcular las perdidas por fricción del lado del aire se utilizará la fórmula empírica propuesta en el capítulo 3.

$$\ddot{A}P_a = 0,0037 \cdot \text{NF} \cdot \left( \frac{V}{100} \right)^{1,8} = 0,0037 \times 6 \times \left( \frac{600 \text{ ft/min}}{100} \right)^{1,8} = 0,56 \text{ inH}_2\text{O} = 139,35 \text{ Pa}$$

Como se explicó en el capítulo 3, la caída de presión total va a ser la suma de la caída de presión a través de los tubos y la caída a través del ventilador y demás estructuras, usualmente de 24,88Pa (0,1inH<sub>2</sub>O)

$$\ddot{A}P_t = 139,35 \text{ Pa} + 24,88 \text{ Pa} = 164,23 \text{ Pa} = 0,66 \text{ inH}_2\text{O}$$

Luego la potencia requerida por los ventiladores estará dada por la siguiente fórmula donde la caída de presión total debe estar en unidades de presión por lo que es necesario multiplicar por el peso específico del agua.

$$P_v = \frac{A_F \cdot V \cdot \Delta P_t}{\zeta_s \cdot \zeta_m} = \frac{3.288,9\text{m}^2 \times 3,05\text{m/s} \times 164,23\text{Pa}}{0,65 \times 0,95} = 2.668\text{kW}$$

De la tabla 8.1 se determina que el costo específico del condensador es US\$278,6/m<sup>2</sup>. Los costos de procura e instalación asociados al condensador estarán dados por:

$$\text{Costo de procura} = 28.633,5\text{m}^2 \times \text{US}\$278,6/\text{m}^2 = \text{US}\$7.978.000$$

$$\text{Costo instalación} = 0,27 \times \text{US}\$7.978.000 = \text{US}\$2.154.000$$

Como se explicó en el capítulo 3, el área de terreno aproximada que ocupara el condensador será de un 10% el área frontal de este.

$$\text{Área de terreno} = 110\% A_F = 1,1 \times 3.288,9\text{m}^2 = 3.617,5\text{m}^2$$

Los costos asociados a las obras civiles estarán dados por:

$$\text{Costo materiales nacionales} = 3.617,5\text{m}^2 \times \text{US}\$16/\text{m}^2 = \text{US}\$58.000$$

$$\text{Costo mano de obra} = 3.617,5\text{m}^2 \times \text{US}\$40/\text{m}^2 = \text{US}\$145.000$$

### 8.1.2 DETERMINACIÓN DEI CASO ÓPTIMO

Seguidamente se debe determinar cual número de filas es el óptimo para luego determinar la presión de descarga óptima. Para hallar cuales son estos casos óptimos se realizará un análisis incremental utilizando una proforma financiera diseñada con los parámetros especificados en el capítulo 4.

Por conveniencia se selecciona el caso con 4 filas como caso base por ser el más económico. En la tabla 8.3 se muestran los costos, las potencias y las áreas de terreno requeridas, relativas al caso base, y los resultados arrojados por la proforma financiera.

Tabla 8.3: Resultados de la optimización por número de filas del condensador enfriado por aire

		Presión de descarga (inHgA)									
		kPa	10,16	11,85	13,55	15,24	16,93	18,63	20,32	22,01	23,70
		inHgA	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0
		Número de filas									
<b>Procura importada (miles US\$)</b>	3	311	256	222	199	182	169	158	149	142	
	4	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	
	5	258	212	184	165	151	140	131	124	118	
	6	1259	1036	900	805	736	683	640	605	576	
<b>Instalación (miles US\$)</b>	3	123	101	85	76	70	65	61	57	54	
	4	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	
	5	51	42	38	33	31	28	26	25	24	
	6	311	256	224	200	184	170	159	151	144	
<b>Procura nacional (miles US\$)</b>	3	16	13	10	9	8	8	7	7	7	
	4	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	
	5	-7	-6	-5	-5	-4	-3	-4	-4	-3	
	6	-11	-9	-8	-7	-6	-5	-6	-5	-5	
<b>Potencia ventiladores (kW)</b>	3	185	152	132	118	108	100	94	89	85	
	4	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	
	5	-84	-69	-60	-54	-49	-46	-43	-40	-38	
	6	-17	-14	-12	-11	-10	-9	-8	-8	-8	
<b>VPN (miles US\$)</b>	3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	4	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Base	
	5	-399	-328	-287	-255	-236	-218	-202	-192	-184	
	6	-2467	-2031	-1766	-1607	-1446	-1342	1256	-1188	-1131	

La unidad de 3 filas, marcada en gris, es descartada por requerir mayor potencia siendo un equipo más costoso que el caso base. Para el resto de los casos se tuvo que evaluar si vale la pena realizar una inversión adicional para ahorrar potencia en los ventiladores.

El signo negativo en los costos de procura nacional representa un ahorro sobre el total de los costos asociado debido a un requerimiento de terreno menor.

Por simple inspección se puede intuir que el caso de 6 filas es menos conveniente que el de 5, ya que requiere mucho mayor inversión asociada a la procura importada y además requiere mayor potencia, aunque los costos por procura nacional sean un poco menor. Adicionalmente, se podría pensar que sólo es necesario realizar una sola comparación correspondiente a una sola presión de descarga, debido a que el comportamiento a lo largo de los valores de presión estudiado se mantiene. Aun así se realizará el cálculo para todo el rango de presiones para comprobar lo antes descrito.

Como era de esperarse, según los resultados obtenidos, para todo el rango de presiones de descarga, el condensador diseñado con 4 filas de tubos es la unidad que se debe seleccionar por ser más conveniente económicamente sobre los otros diseños de 3, 5 y 6 filas. Se puede observar que a medida que la presión de descarga aumenta los casos de 5 y 6 filas se acercan a ser más factibles que el caso base.

**Tabla 8.4: Costos y potencias asociadas al condensador enfriado por aire horizontal y a la turbina a vapor**

Presión de descarga		Condensador enfriado por aire horizontal				Turbina a vapor		
		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Procura nacional (miles US\$)	Potencia ventiladores (kW)	Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Potencia (kW)
kPa	inHgA							
10,16	3,0	13.452	3.928	118	4.917	18.570	929	174.613
11,85	3,5	11.066	3.231	97	4.045	18.570	929	171.399
13,55	4,0	9.612	2.787	77	3.513	18.570	929	167.936
15,24	4,5	8.599	2.494	69	3.143	19.905	995	167.856
16,93	5,0	7.866	2.281	63	2.875	19.905	995	166.862
18,63	5,5	7.295	2.116	58	2.666	19.905	995	165.370
20,32	6,0	6.842	1.984	55	2.501	19.905	995	163.778
22,01	6,5	6.467	1.875	52	2.364	19.905	995	162.133
23,70	7,0	6.156	1.785	49	2.250	19.905	995	160.492

Para determinar cual es la presión de descarga óptima se debe tomar en cuenta la ganancia o pérdida de potencia debida a la turbina a vapor, como también la inversión que se

debe realizar para cada caso. En la tabla 8.4 se muestran los costos y las potencias asociadas a cada presión de descarga.

La potencia neta va ser el resultado de restarle a la potencia que genera la turbina a vapor la potencia de los ventiladores. El costo total de procura e instalación será la suma de los costos del sistema de enfriamiento y de la turbina a vapor, como se muestra en la tabla 8.5.

**Tabla 8.5: Costos y potencias generadas asociadas al conjunto condensador enfriado por aire horizontal - turbina a vapor**

Presión de descarga		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Procura nacional (miles US\$)	Potencia (kW)
kPa	inHgA				
10,16	3,0	32.022	4.857	118	169.696
11,85	3,5	29.636	4.160	97	167.354
13,55	4,0	28.182	3.716	77	164.423
15,24	4,5	28.504	3.489	69	164.713
16,93	5,0	27.771	3.276	63	163.987
18,63	5,5	27.200	3.111	58	162.704
20,32	6,0	26.747	2.979	55	161.277
22,01	6,5	26.372	2.870	52	159.769
23,70	7,0	26.061	2.780	49	158.242

Seguidamente se va a realizar una evaluación similar a la anterior para determinar cual es la presión de descarga óptima. Por conveniencia el caso base que se seleccionará será el que posea menor costo de inversión. En la tabla 8.6 se resumen los costos y potencias relativas al caso base, y los resultados de la evaluación.

Comparando los valores de valor presente neto se puede observar que el caso correspondiente a una presión de descarga de 16,93kPa (5inHgA) es el óptimo. En la figura 8.1 se muestra el comportamiento del valor presente neto calculado en función de la presión de descarga, donde se puede apreciar claramente el máximo valor presente neto relativo al caso base como también la influencia en le cambio del álabe de última etapa. Esta gráfica se muestra en el anexo 9 en unidades inglesas.

Tabla 8.5: Resultados optimización por presión de descarga para el sistema de enfriamiento seco directo

Presión de descarga		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Procura nacional (miles US\$)	Potencia (kW)	VPN (miles US\$)
kPa	inHgA					
10,16	3,0	5.961	2.077	69	11.454	-1.095
11,85	3,5	3.575	1.380	48	9.112	1.435
13,55	4,0	2.121	936	28	6.181	1.481
15,24	4,5	2.443	709	20	6.471	1.568
16,93	5,0	1.710	496	14	5.745	2.336
18,63	5,5	1.139	331	9	4.462	2.203
20,32	6,0	686	199	6	3.035	1.681
22,01	6,5	311	90	3	1.527	916
23,70	7,0	Base	Base	Base	Base	Base

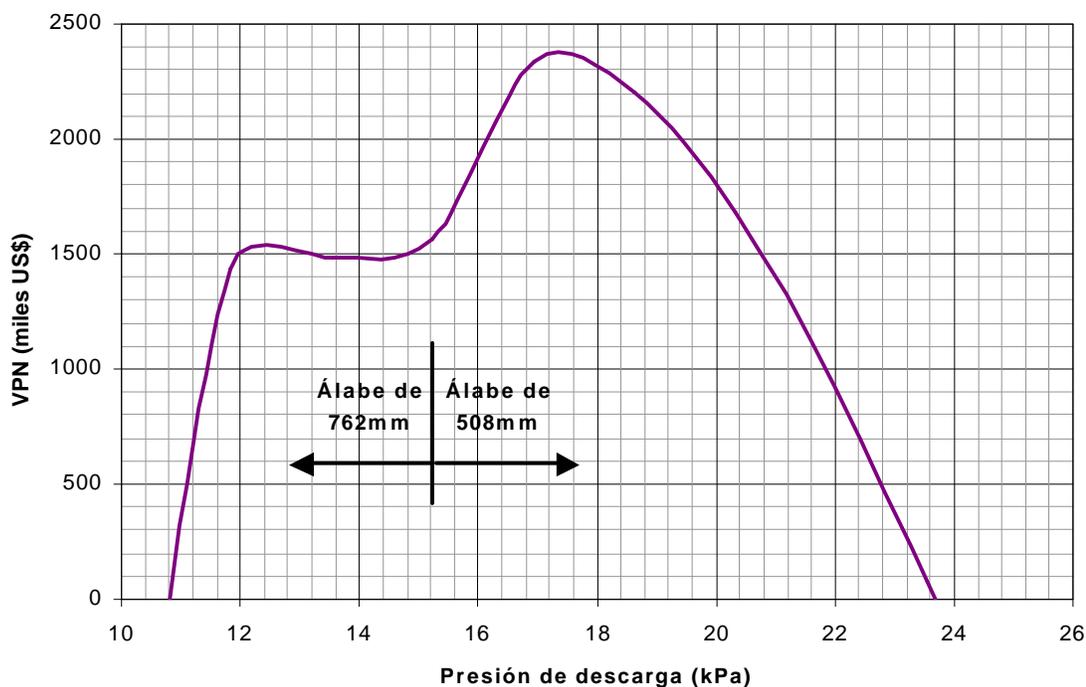


Figura 8.4: Variación del valor presente neto relativo al caso base en función de la presión de descarga para condensador enfriado por aire horizontal

## **8.2 CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE TIPO A**

Para configuraciones tipo A se utilizan muchos tipos de tubos aletados. En nuestro caso seleccionamos unidades que poseen tubos elípticos con aletas rectangulares. Este tipo de condensador enfriado por aire es muy popular en el mercado actualmente. El material de los tubos es acero al carbono, el cual es galvanizado luego de realizar el ensamblaje mecánico de las aletas para asegurar buen contacto térmico.

Algunos fabricantes afirman haber demostrado que los tubos elípticos con aletas rectangulares son un diseño mucho más eficiente que el diseño de tubo cilíndricos con aletas circulares, cuando la aplicación envuelve la condensación de vapor en vacío.

Adicionalmente, debido a la geometría de los tubos elípticos, el banco de tubos ofrece una menor caída de presión del lado del flujo de aire. Pero como se explico en el capítulo 3 sección 3.2.2, debido a la configuración en A la caída de presión será mayor que la correspondiente al condensador horizontal.

Este condensador tipo A en particular esta compuesto por dos filas de tubos. Este arreglo permite que los tubos tengan un área de sección transversal mayor, igual a 99mm (3,9in) de largo y 20mm (0,79in) de ancho, lo que reduce la caída de presión del lado del vapor y permite un incremento en el largo del tubo. Adicionalmente, el diseño de dos filas de tubos permite una mejor limpieza de los tubos y mayor capacidad para evitar el congelamiento y los gases no condensables atrapados.

Esta configuración de condensadores será evaluada para presiones de descarga entre 11,85kPa (3,5inHgA) y 25,40kPa (7,5inHgA). Este rango abarca valores de presión más altos que los considerados para el caso horizontal, debido a que el condensador tipo A es un equipo más costoso por ser de tecnología más avanzada y adicionalmente requiere mayor potencia, por lo que se espera que la presión de descarga óptima sea mayor que la de a su similar horizontal. En la tabla 8.5 se reporta el costo de este tipo de condensadores suministrado por uno de los fabricantes de condensadores enfriados por aire más importantes que existen

actualmente en el mercado, seleccionados para las condiciones de diseño específicas consideradas en este estudio.

**Tabla 8.5: Costos, potencias y áreas requeridas asociadas al condensador enfriado por aire tipo A para un bloque de generación**

Presión de descarga		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Potencia ventiladores (kW)	Área de terreno	
kPa	inHgA				m <sup>2</sup>	ft <sup>2</sup>
11,85	3,5	12.870	3.575	5.873	4.469	48.100
13,55	4,0	11.785	3.273	5.032	4.001	43.063
15,24	4,5	10.700	2.970	4.190	3.533	38.025
16,93	5,0	10.023	2.783	3.969	3.291	35.425
18,63	5,5	9.347	2.595	3.749	3.050	32.825
20,32	6,0	8.670	2.408	3.528	2.808	30.225
22,01	6,5	8.430	2.341	3.250	2.705	29.115
23,70	7,0	8.190	2.275	2.972	2.602	28.006
25,40	7,5	7.950	2.208	2.694	2.499	26.896

De igual manera como se explico con el condensador horizontal, a medida que se aumenta la presión de descarga el condensador se hace más pequeño debido a que la diferencia de temperatura disponible entre el vapor y el aire es mayor, es decir aumenta la diferencia de temperatura logarítmica.

Comparando el condensador tipo A con el horizontal, podemos observar, como es lógico, que para una presión de descarga determinada el tipo A requiere menos área de terreno y consume mayor potencia que el horizontal. Adicionalmente, por ser el tipo A un condensador de tecnología más avanzada que el horizontal, este resultará ser más costoso.

Otras características respecto a este condensador operando bajo las condiciones específicas de esta planta fueron también suministradas por el fabricante. Dependiendo de la presión de descarga, el ventilador va a tener un diámetro de 9,14 o 9,75m (30 o 32ft), el alto de la unidad va a estar entre 28,3 y 31,4m (93 y 103ft) y el diámetro del ducto principal de vapor estará entre 4,7 y 5,6m (15,5 y 18,5ft).

El nivel de ruido que produce este diseño de condensador es de 65dB<sub>(A)</sub> a 122m (400ft) de la unidad, debido a que posee ventiladores diseñados para proveer un nivel de ruido bajo.

De igual manera que los condensadores enfriados por aire horizontales se va a proceder con el tipo A. El costo de materiales nacionales y mano de obra para la construcción de las fundaciones se calculará a partir de las áreas reportadas en la tabla 8.5 y se muestran en la tabla 8.6.

**Tabla 8.6: Costos de las obras civiles asociadas al condensador enfriado por aire tipo A para un bloque de generación**

Presión de descarga		Procura nacional (miles US\$)	Mano de obra (miles US\$)
kPa	inHgA		
11,85	3,5	71	179
13,55	4,0	64	160
15,24	4,5	57	141
16,93	5,0	53	132
18,63	5,5	49	122
20,32	6,0	45	112
22,01	6,5	43	108
23,70	7,0	42	104
25,40	7,5	40	100

**Tabla 8.7: Costos totales y potencias requeridas asociadas al condensador enfriado por aire horizontal para un bloque de generación**

Presión de descarga		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Procura nacional (miles US\$)	Potencia ventiladores (kW)
kPa	inHgA				
11,85	3,5	12.870	3.754	71	5.873
13,55	4,0	11.785	3.433	64	5.032
15,24	4,5	10.700	3.111	57	4.190
16,93	5,0	10.023	2.915	53	3.969
18,63	5,5	9.347	2.717	49	3.749
20,32	6,0	8.670	2.520	45	3.528
22,01	6,5	8.430	2.449	43	3.250
23,70	7,0	8.190	2.379	42	2.972
25,40	7,5	7.950	2.308	40	2.694

En la tabla 8.7 se muestran los costos totales asociados a los condensadores enfriados por aire tipo A incluyendo las obras civiles y la potencia requerida por los ventiladores. El costo de mano de obra asociado a las fundaciones se le sumó al costo de instalación de los condensadores.

### 8.2.1 DETERMINACIÓN DEL CASO ÓPTIMO

Para determinar cual es la presión de descarga óptima se debe tomar en cuenta la ganancia o pérdida de potencia debida a la turbina a vapor, como también la inversión que se debe realizar para cada caso. En la tabla 8.8 se muestran los costos y las potencias asociadas a cada presión de descarga.

**Tabla 8.8: Resumen de costos, potencias y áreas de terreno asociadas al conjunto turbina a vapor - condensador enfriado por aire tipo A**

Presión de descarga		Condensador enfriado por aire tipo A				Turbina a vapor		
		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Procura nacional (miles US\$)	Potencia ventiladores (kW)	Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Potencia (kW)
kPa	inHgA							
11,85	3,5	12.870	3.754	71	5.873	18.570	929	171.399
13,55	4,0	11.785	3.433	64	5.032	18.570	929	167.936
15,24	4,5	10.700	3.111	57	4.190	19.905	995	167.856
16,93	5,0	10.023	2.915	53	3.969	19.905	995	166.862
18,63	5,5	9.347	2.717	49	3.749	19.905	995	165.370
20,32	6,0	8.670	2.520	45	3.528	19.905	995	163.778
22,01	6,5	8.430	2.449	43	3.250	19.905	995	162.133
23,70	7,0	8.190	2.379	42	2.972	19.905	995	160.492
25,40	7,5	7.950	2.308	40	2.694	19.905	995	158.884

La potencia neta va ser el resultado de restarle a la potencia que genera la turbina a vapor la potencia de los auxiliares. El costo total de procura e instalación será la suma de los costos del sistema de enfriamiento y de la turbina a vapor, como se muestra en la tabla 8.9.

Por conveniencia el caso base que se seleccionará será el que posea menor costo de procura importada. En la tabla 8.7 se resumen los costos y potencias relativas al caso base, como también los resultados arrojados por la proforma financiera.

**Tabla 8.9: Costos y potencias generadas asociadas al conjunto condensador enfriado por aire horizontal - turbina a vapor**

Presión de descarga		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Procura nacional (miles US\$)	Potencia (kW)
kPa	inHgA				
11,85	3,5	31.440	4.683	71	165.526
13,55	4,0	30.355	4.362	64	162.905
15,24	4,5	30.605	4.106	57	163.666
16,93	5,0	29.928	3.910	53	162.893
18,63	5,5	29.252	3.712	49	161.621
20,32	6,0	28.575	3.515	45	160.250
22,01	6,5	28.335	3.444	43	158.883
23,70	7,0	28.095	3.374	42	157.520
25,40	7,5	27.855	3.303	40	156.190

Como se puede observar, el mayor valor presente neto relativo al caso base es el correspondiente a la presión de 18,63kPa (5,5inHgA). En la figura 8.5 se muestra el comportamiento del valor presente neto calculado en función de la presión de descarga, donde se puede apreciar claramente el máximo valor presente neto relativo al caso base como también la influencia en el cambio del álabe de última etapa. Esta gráfica se muestra en el anexo 10 en unidades inglesas.

Tabla 8.7: Resultados optimización por presión de descarga para el sistema de enfriamiento seco directo

Presión de descarga		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Procura nacional (miles US\$)	Potencia (kW)	VPN (miles US\$)
kPa	inHgA					
11.85	3.5	3585	1380	31	9336	1.671
13.55	4.0	2500	1059	24	6715	1.238
15.24	4.5	2750	803	17	7476	1.962
16.93	5.0	2073	607	13	6703	2.564
18.63	5.5	1397	409	9	5431	2.751
20.32	6.0	720	212	5	4060	2.573
22.01	6.5	480	141	3	2693	1.755
23.70	7.0	240	71	2	1330	860
25.40	7.5	Base	Base	Base	Base	Base

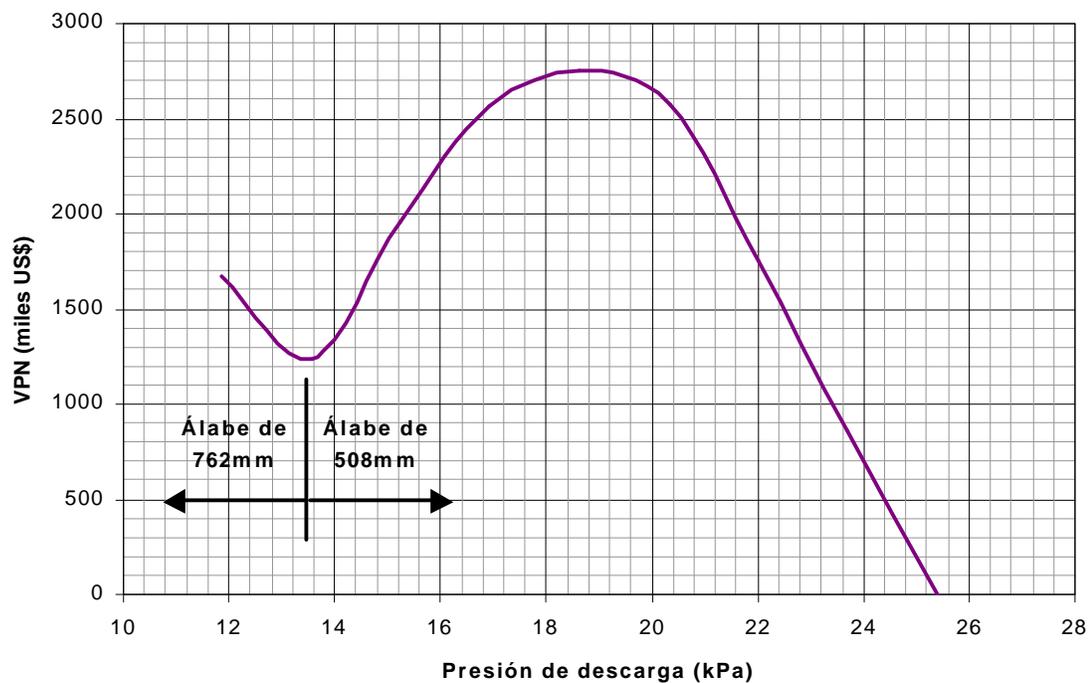


Figura 8.5: Variación del valor presente neto relativo al caso base en función de la presión de descarga para condensador enfriado por aire horizontal

## *Capítulo 9*

# ***COMPARACIÓN TÉCNICO ECONÓMICA ENTRE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO Y SECO DIRECTO***

---

### **9.1 GENERALIDADES**

En los tres capítulos anteriores (capítulos 6, 7 y 8) se realizaron análisis técnico económicos con la finalidad de determinar el caso óptimo, tanto para el enfriamiento evaporativo como para el enfriamiento seco directo, que permite que la planta de generación genere un valor presente neto máximo.

Basándonos en los tres casos determinados como óptimos ( dos de enfriamiento seco directo y uno evaporativo), realizaremos las evaluaciones económicas asociadas a ellos de manera de poder compararlos y así determinar que tan superior es un enfriamiento sobre el otro. Los índices que usaremos como criterios comparativos serán el valor presente neto, la tasa de retorno o de rendimiento y el costo específico de la energía generada. Adicionalmente calcularemos cual es el precio mínimo de venta de la energía para cada caso, es decir cual debe ser el precio de venta de la energía para que el valor presente neto sea cero. Por debajo de este precio de venta el negocio no es atractivo.

De manera de apreciar la influencia del precio del combustible sobre los resultados, para las evaluaciones financieras se utilizará US\$1,00 y 1,20/MMBtu como precio del gas natural.

## 9. 2 EVALUACIONES FINANCIERAS Y ESTUDIOS DE SENSIBILIDAD

### 9.2.1 COMPARACIÓN DE CASOS ÓPTIMOS

Seguidamente se compararán los tres casos seleccionados como óptimos correspondientes a los sistemas de enfriamiento. En la tabla 9.1 se resumen los principales parámetros que definen estos tres casos, dados por bloque de generación.

Para calcular los costos directos de procura importada y nacional, y adicionalmente los costos de instalación y mano de obra, que cubran a la planta de generación en su totalidad y para cada caso, se deben sumar los siguientes costos:

- *Costos base de la planta:* Costos directos correspondientes a la planta de generación sin incluir los asociados al sistema de enfriamiento o que varíen con este. Estos costos están reportados en la tabla 5.9 capítulo 5 sección 5.4.1.1 y serán los mismos para los tres casos.
- *Costos de las turbinas a vapor:* Costos asociados a las turbinas a vapor los cuales dependerán del álabe de última etapa seleccionado como óptimo para cada caso.
- *Costos de los sistemas de enfriamiento:* Costos asociados directamente con los sistemas de enfriamiento. Para el caso de enfriamiento evaporativo incluirá los costos asociados a las torres de enfriamiento, los condensadores de superficie y los sistemas de circulación de agua de enfriamiento. Para el caso seco directo incluirá los costos asociados a los condensadores enfriados por aire, ya sean horizontales o tipo A.
- *Otros costos:* Son los costos que tienen relación con el tipo de sistema de enfriamiento. Incluyen los costos asociados al sistema de tratamiento y suministro de agua industrial, sistema de tratamiento de efluentes y otros. Estos costos se muestran en las tablas 5.15 y 5.17 en el capítulo 5 secciones 5.4.2.1 y 5.4.2.2, dependiendo del tipo de enfriamiento.

**Tabla 9.1: Resumen de los casos óptimos seleccionados por bloque de generación**

			Caso de enfriamiento evaporativo	Caso de enfriamiento seco directo	
				Horizontal	Tipo A
Sistema de enfriamiento	Presión de descarga	kPa	8,47	16,93	18,63
		inHgA	2,5	5,0	5,5
	Potencia auxiliares (kW)		3.637	2.875	3.749
	Procura importada (miles US\$)		5.062	7.866	9.347
	Procura nacional (miles US\$)		0	63	49
	Instalación (miles US\$)		1.420	2.281	2.717
Turbina a vapor	Álabe de última etapa	mm	508	762	762
		in	30	20H	20H
	Potencia (kW)		177.341	166.862	165.370
	Procura importada (miles US\$)		18.570	19.905	19.905
	Instalación (miles US\$)		929	995	995

A partir de estos costos se podrá definir la inversión total mediante los criterios y parámetros definidos en el capítulo 4 sección 4.2. En la tabla 9.1 se resumen todos los costos antes mencionados para la totalidad de la planta y se muestra la inversión total correspondiente a cada tipo de enfriamiento.

**Tabla 9.2: Costos directos de inversión para el total de la planta para cada caso de estudio**

Miles US\$		Costos base de la planta	Costos de las turbinas a vapor	Costos del sistema de enfriamiento	Otros costos	Total costos directos de inversión	Inversión total con I.V.A.	
Sistema de enfriamiento evaporativo	Procura importa	335.866	55.710	15.186	4.176	410.938	742.432	
	Procura nacional	25.130	0	0	3.319	28.449		
	Instalación	51.539	2.787	4.260	4.426	63.012		
Sistema de enfriamiento seco directo	Horizontal	Procura importa	335.866	59.715	23.598	1.035	420.214	751.133
		Procura nacional	25.130	0	189	503	25.822	
		Instalación	51.539	2.985	6.843	931	62.298	
	Tipo A	Procura importa	335.866	59.715	28.041	1.035	424.657	758.610
		Procura nacional	25.130	0	147	503	25.780	
		Instalación	51.539	2.985	8.151	931	63.606	

De manera de conocer la potencia y la eficiencia neta de la planta para cada tipo de enfriamiento se deben tomar en cuenta las siguientes potencias:

- *Potencia de las turbinas a gas:* Corresponde a la potencia que generan las turbinas a gas medida en los bornes del generador determinada en el capítulo 5 sección 5.3.1. Será la misma potencia para cada caso, ya que es independiente del tipo de enfriamiento utilizado.
- *Potencia de las turbinas a vapor:* Corresponde a la potencia que generan las turbinas a vapor medida en los bornes del generador. Depende del caso óptimo seleccionado para cada tipo de enfriamiento.
- *Potencia base de los auxiliares:* Corresponde a la potencia de todos los auxiliares de la planta sin incluir los asociados con el sistema de enfriamiento o con cualquier

sistema que se vea afectado por el tipo de enfriamiento. Esta potencia se muestra en la tabla 5.10 capítulo 5 sección 5.4.1.3 y serán la misma para los tres casos.

- *Potencia auxiliares del sistema de enfriamiento:* Corresponde a la potencia que consumen los auxiliares para cada tipo de enfriamiento. Para el sistema de enfriamiento evaporativo será la suma de la potencia que consumen las bombas de circulación y los ventiladores de las torres de enfriamiento. Para el caso seco será la potencia requerida por los ventiladores de los condensadores enfriados por aire.
- *Otras potencias:* Corresponde a la potencia que consumen los auxiliares asociados a los sistemas que dependen del tipo de enfriamiento utilizado. Incluye la potencia de las bombas de suministro de agua industrial, de captación del agua del río, entre otras. En la tabla 5.16 y 5.18 capítulo 5 puntos 5.4.2.1 y 5.4.2.2 se especifican los auxiliares para cada tipo de enfriamiento.

La tabla 9.3 muestra la potencia y eficiencia neta de la planta para los tres casos calculadas a partir de las potencias antes mencionadas. Como referencia se calculó igualmente la potencia y eficiencia bruta, es decir sin tomar en cuenta el consumo de los auxiliares. La eficiencia esta basada a partir de una cantidad de energía introducida igual al producto del flujo másico de combustible y su poder calorífico bajo, valores reportados en el capítulo 5 sección 5.3.1.

$$EI = \dot{m}_c \cdot PCB = 3 \times 2 \times 10,68 \text{ kg/s} \times 40.924 \text{ kJ/kg} = 2.622.410 \text{ kW}$$

$$\zeta = \frac{P_N}{EI}$$

EI: Energía introducida a la planta

$\dot{m}_c$ : Flujo másico de combustible consumido por una turbina a gas

PCB: Poder calorífico bajo del combustible

$\eta$ : Eficiencia neta de la planta

$P_N$ : Potencia neta de la planta

**Tabla 9.3: Potencias asociadas a la totalidad de la planta para cada caso de estudio**

		Sistema de enfriamiento evaporativo	Sistema de enfriamiento seco directo		
			Horizontal	Tipo A	
<b>Potencias (kW)</b>	<b>Turbinas a gas</b>	3x2x155.507			
	<b>Turbinas a vapor</b>	3x177.341	3x166.862	3x165.370	
	<b>Bruta por bloque</b>	488.356	477.876	476.385	
	<b>Auxiliares</b>	<b>Base</b>	3x24.906		
		<b>Sistema de enfriamiento</b>	3x3.637	3x2.875	3x3.749
		<b>Otros</b>	3x241	3x65	
		<b>Total por bloque</b>	28.784	27.846	28.720
		<b>Neta por bloque</b>	459.572	450.030	447.665
	<b>Neta de la planta</b>	1.378.716	1.350.090	1.342.995	
<b>Eficiencias (%)</b>	<b>Bruta</b>	55,87	54,67	54,50	
	<b>Neta</b>	52,57	51,48	51,21	

Mediante las dos tablas anteriores se puede predecir de antemano que el caso correspondiente al enfriamiento evaporativo es más conveniente que los casos de enfriamiento seco directo, debido al menor costo de inversión y a la mayor capacidad instalada.

Seguidamente, en la tabla 9.4 se reportan los resultados de las evaluaciones financieras para los tres casos y para cada precio del combustible considerado.

En los anexos 11, 12 y 13 se presentan estas evaluaciones para un precio del combustible de US1,00/MMBtu.

**Tabla 9.4: Resultados de las evaluaciones financieras para cada caso de estudio**

Precio combustible (US\$/MMBtu)	Criterios decisorios	Sistema de enfriamiento evaporativo	Sistema de enfriamiento seco directo	
			Horizontal	Tipo A
1,00	VPN (miles US\$)	113.043	73.318	57.041
	TR (%)	42,43	32,73	28,74
	CEEG (US\$/kWh)	0,0204	0,0207	0,0208
	PMVE (US\$/kWh)	0,0276	0,0284	0,0287
1,20	VPN (miles US\$)	43.100	3.377	-12.899
	TR (%)	25,67	15,86	11,67
	CEEG (US\$/kWh)	0,0214	0,0217	0,0218
	PMVE (US\$/kWh)	0,0291	0,0299	0,0303

VPN: Valor presente neto  
TR: Tasa de retorno o de rendimiento

CEEG: Costo específico de la energía generada  
PVE: Precio mínimo de venta de energía

## 9.2.2 ESTUDIOS COMPLEMENTARIOS

Seguidamente se realizarán dos estudios complementarios con la intención de reafirmar características propias del sistema seco directo que lo hacen inferior al sistema evaporativo.

### 9.2.2.1 Máxima capacidad instalada para el sistema seco

En las comparaciones que se realizaron anteriormente los tres casos resultan tener capacidades instaladas distintas, obteniéndose menor capacidad para los casos secos. Seguidamente se va a demostrar que la planta utilizando enfriamiento seco no es capaz de

poseer la misma capacidad instalada que para el caso evaporativo óptimo. Este caso se desarrollará sólo para el enfriamiento seco directo con condensadores horizontales.

Como dijimos antes, la potencia neta que debe generar este caso debería ser la misma que para el caso evaporativo, es decir 1.378.716kW o 459.572kW por bloque. Como ya sabemos, esta potencia es el resultado de lo siguiente:

$$P_N = P_{TG} + P_{TV} - P_{AUX.BASE} - P_{AUX.SE} - P_{AUX.OTROS} = 459.572kW$$

$P_{TG}$ : Potencia de las turbinas a gas para un bloque = 311.015kW

$P_{TV}$ : Potencia de la turbina a vapor para un bloque

$P_{AUX.BASE}$ : Potencia base de los auxiliares de la planta para un bloque = 24.906kW

$P_{AUX.SE}$ : Potencia de los auxiliares del sistema de enfriamiento para un bloque

$P_{AUX.OTROS}$ : Potencia de los otros auxiliares para un bloque = 65kW

Esto nos resulta que la potencia de la turbina a vapor contando la potencia de los auxiliares del sistema de enfriamiento debe ser:

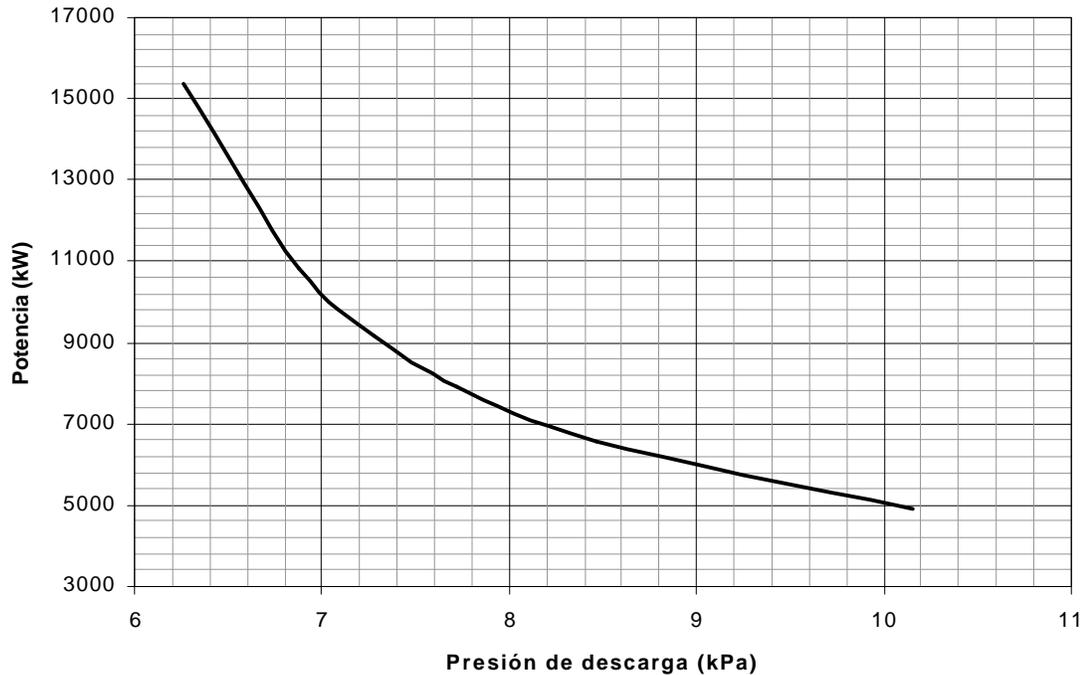
$$459.572kW = 311.015kW + P_{TV} - 24.906kW - P_{AUX.SE} - 65kW$$

$$P_{TV} - P_{AUX.SE} = 173.528W$$

Mediante el procedimiento de estimación de los costos y de la potencia asociada a un condensador enfriado por aire horizontal, en este caso de 4 filas, desarrollado en el capítulo 8, se conoce que la potencia de los ventiladores varía con la presión de descarga según la gráfica que se muestra en la figura 9.1 (presentada en el anexo 14 en unidades inglesas)

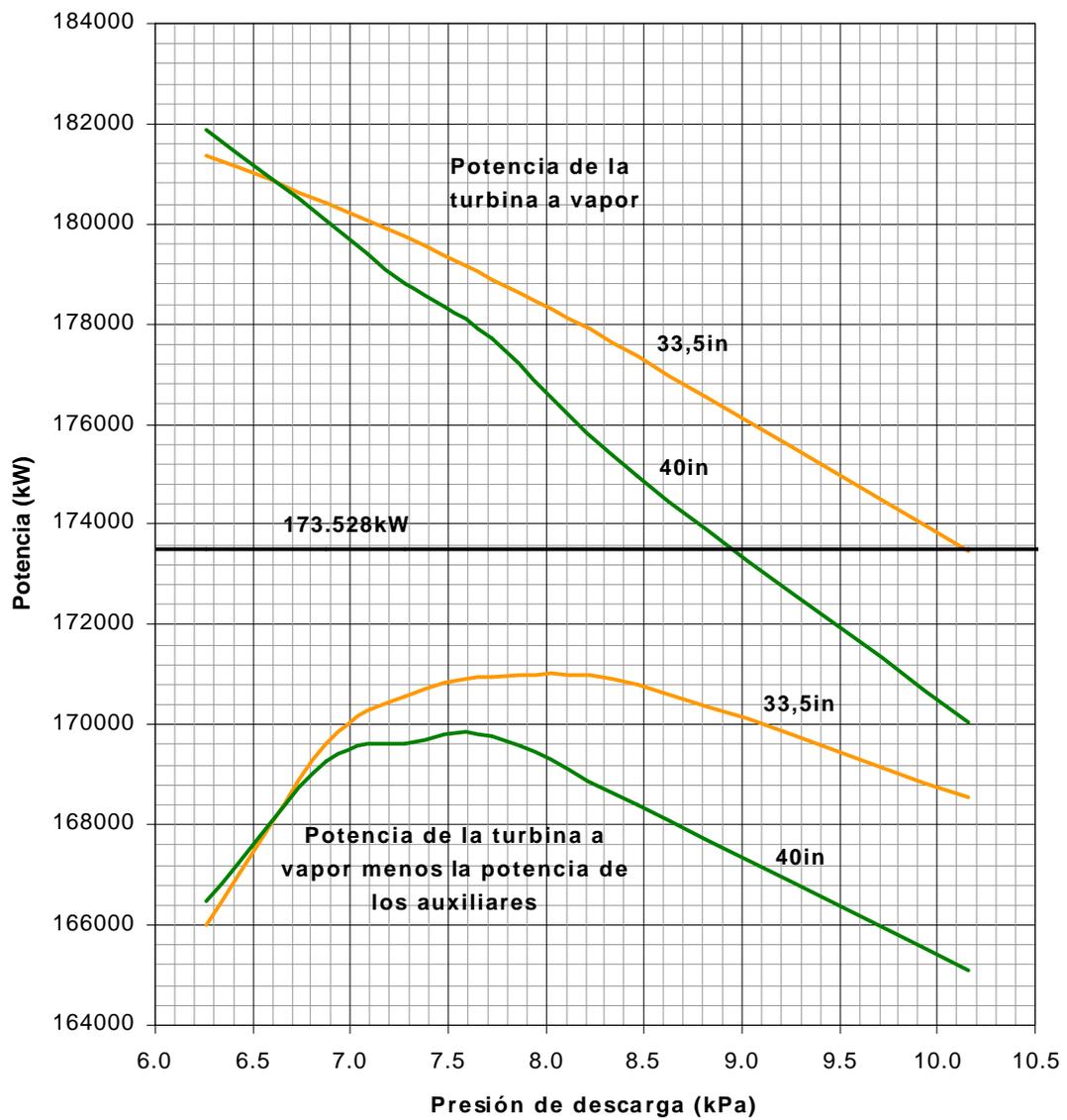
Se van a considerar únicamente los álabes de última etapa que permiten las más altas potencias para la turbina a vapor, es decir los álabes de 762mm (33,5in) y 1.016mm (40in). A partir del estudio realizado en el capítulo 6 podemos conocer la variación de la potencia de la turbina a vapor con la presión de descarga. Graficando estas curvas de potencia para cada

álabe y restándole los valores correspondientes de potencia de los ventiladores del condensador, se obtienen las curvas representadas en la figura 9.2 (mostrada en el anexo 15 en unidades inglesas), donde se observa que no existe una presión de descarga tal que la potencia sea de 173.528kW.



**Figura 9.1: Variación de la potencia de los ventiladores del condensador enfriado por aire en función de la presión de descarga**

Se puede observar que la máxima potencia que se puede generar con el sistema seco se encuentra alrededor de una presión de descarga de 8kPa (2.4inHgA). Esta presión de descarga nos definirá un cuarto caso, correspondiente al sistema seco con máxima capacidad instalada. Los costos y la potencia asociados al condensador y a la turbina a vapor para este caso se reportan en la tabla 9.5, dados para un solo bloque de generación.



**Figura 9.2:** Determinación de la presión de descarga del sistema seco directo para el caso de máxima capacidad instalada

En la tabla 9.6 se resumen los costos para el total de la planta correspondientes al actual caso de estudio

**Tabla 9.5: Costos y potencias del condensador enfriado por aire y turbina a vapor para el caso de máxima capacidad instalada asociadas un solo bloque de generación**

	Procura importada (miles US\$)	Procura nacional (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Potencia (kW)
Condensador enfriado por aire	15.308	171	4.561	7.106
Turbina a vapor	19.429	0	971	178.410

**Tabla 9.6: Costos directos asociados al caso de máxima capacidad instalada para la totalidad de la planta**

Miles US\$	Costos base de la planta	Costos de las turbinas a vapor	Costos del sistema de enfriamiento	Otros costos	Total costos directos de inversión	Inversión total con I.V.A.
Procura importa	335.866	58.287	45.924	1.035	441.112	776.165
Procura nacional	25.130	0	513	503	26.146	
Instalación	51.539	2.913	13.683	931	59.066	

En la tabla 9.7 se resumen las potencias asociadas a este caso de estudio, donde se aprecia que la potencia neta generada, y como es lógico la eficiencia neta, son mayores que las correspondientes al caso seco óptimo pero menores al evaporativo. De igual manera se puede apreciar que la eficiencia bruta es la mayor hasta ahora reportada debido a la alta potencia que generan las turbinas a vapor.

Seguidamente, se reportan en la tabla 9.8 los resultados de la evaluación financiera correspondientes al actual caso de estudio.

**Tabla 9.7: Potencias asociados al caso de máxima capacidad instalada para la totalidad de la planta**

<b>Potencias (kW)</b>	<b>Turbinas a gas</b>		3x311.015
	<b>Turbinas a vapor</b>		3x178.410
	<b>Bruta por bloque</b>		489.425
	<b>Auxiliares</b>	<b>Base</b>	3x24.906
		<b>Sistema de enfriamiento</b>	3x7.106
		<b>Otros</b>	3x65
		<b>Total por bloque</b>	32.077
	<b>Neta por bloque</b>		457.348
<b>Neta de la planta</b>		1.372.044	
<b>Eficiencia (%)</b>	<b>Bruta</b>	56,00	
	<b>Neta</b>	52,32	

**Tabla 9.8: Resultados de las evaluaciones financieras para el caso de máxima capacidad instalada**

<b>Precio combustible (US\$/MMBtu)</b>	<b>Criterios decisorios</b>	<b>Sistema de enfriamiento seco directo horizontal</b>
<b>1,00</b>	<b>VPN (miles US\$)</b>	65.239
	<b>TR (%)</b>	30,32
	<b>CEEG (US\$/kWh)</b>	0,0207
	<b>PMVE (US\$/kWh)</b>	0,0286
<b>1,20</b>	<b>VPN (miles US\$)</b>	-4.698
	<b>TR (%)</b>	13,83
	<b>CEEG (US\$/kWh)</b>	0,0217
	<b>PMVE (US\$/kWh)</b>	0,0301

### 9.2.3 Influencia de la caída de presión a través del ducto de vapor principal

Seguidamente se va a determinar la influencia que tiene en los resultados la caída de presión que sufre el vapor a través del ducto principal, necesaria para conectar la descarga de la turbina a vapor con el banco de tubos del condensador enfriado por aire. En otras palabras se va a determinar el error que se cometería, el cual se traduce en un beneficio, al no considerar las pérdidas ocurridas en el ducto de vapor principal. Este caso se desarrollará sólo para el condensador enfriado por aire horizontal.

Para realizar esta comparación se debe efectuar un procedimiento similar al que se llevo a cabo en el capítulo 8 para hallar la presión de descarga óptima. En este caso, al igual que en el caso evaporativo, la presión de descarga va a ser igual a la presión de condensación.

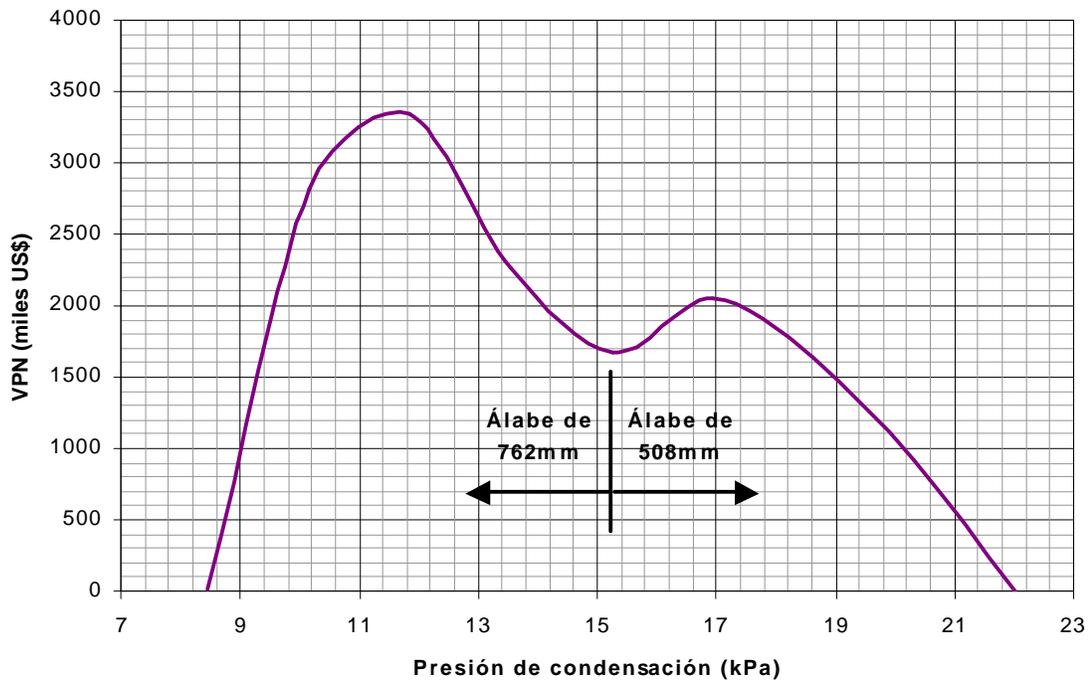
Debido a que se espera que la presión de descarga óptima sea menor para este caso que para el caso real, se consideró un rango de presiones que abarcara valores más bajos. En la tabla 9.9 se muestran los costos y potencias asociadas al actual caso de estudio, y en la tabla 9.10 se muestra el valor presente neto, relativo al caso base seleccionado, para cada una de las presiones de descarga.

**Tabla 9.9: Costos y potencias asociadas al condensador enfriado por aire horizontal y a la turbina a vapor para el caso de caída de presión nula**

Presión de descarga		Condensador enfriado por aire horizontal				Turbina a vapor		
		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Procura nacional (miles US\$)	Potencia ventiladores (kW)	Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Potencia (kW)
kPa	inHgA							
8,47	2,5	13.452	3.928	118	4.917	18.570	929	177.341
10,16	3,0	11.066	3.231	97	4.045	18.570	929	174.613
11,85	3,5	9.612	2.787	77	3.513	18.570	929	171.399
13,55	4,0	8.599	2.494	69	3.143	18.570	929	167.936
15,24	4,5	7.866	2.281	63	2.875	19.905	995	167.856
16,93	5,0	7.295	2.116	58	2.666	19.905	995	166.862
18,63	5,5	6.842	1.984	55	2.501	19.905	995	165.370
20,32	6,0	6.467	1.875	52	2.364	19.905	995	163.778
22,01	6,5	6.156	1.785	49	2.250	19.905	995	162.133

**Tabla 9.10: Resultados optimización por presión de descarga para el sistema de enfriamiento seco directo para el caso de caída de presión nula**

Presión de descarga		Procura importada (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Procura nacional (miles US\$)	Potencia (kW)	VPN (miles US\$)
kPa	inHgA					
8,47	2,5	5.961	2.077	69	12.541	12
10,16	3,0	3.575	1.380	48	10.685	2.820
11,85	3,5	2.120	936	28	8.003	3.339
13,55	4,0	1.108	643	20	4.910	2.268
15,24	4,5	1.710	496	14	5.098	1.677
16,93	5,0	1.139	331	9	4.313	2.051
18,63	5,5	685	199	6	2.986	1.632
20,32	6,0	310	90	3	1.532	923
22,01	6,5	Base	Base	Base	Base	Base



**Figura 9.3: Variación del valor presente neto relativo al caso base en función de la presión de descarga para condensador enfriado por aire horizontal para el caso con caída de presión nula**

Observando la variación que sufre el valor presente neto se puede observar que el caso correspondiente a una presión de descarga de 11,85kPa (3,5inHgA) es el óptimo. En la figura 9.3 se muestra el comportamiento del valor presente neto calculado en función de la presión de descarga, donde se puede apreciar claramente el máximo valor presente neto relativo al caso base como también la influencia en el cambio del álabe de última etapa.

De igual manera como hemos procedido hasta el momento, a continuación se presentan las tablas 9.11, 9.12 y 9.13 las cuales muestran los costos y potencias asociados a la presión de descarga óptima para el presente caso de estudio.

**Tabla 9.11: Costos y potencias del condensador enfriado por aire y turbina a vapor para el caso de caída de presión nula asociadas un solo bloque de generación**

	Procura importada (miles US\$)	Procura nacional (miles US\$)	Instalación (miles US\$)	Potencia (kW)
Condensador enfriado por aire	9.612	69	2.787	3.513
Turbina a vapor	18.570	0	929	171.399

**Tabla 9.12: Costos directos asociados al caso de caída de presión nula para la totalidad de la planta**

Miles US\$	Costos base de la planta	Costos de las turbinas a vapor	Costos del sistema de enfriamiento	Otros costos	Total costos directos de inversión	Inversión total con I.V.A.
Procura importa	335.866	55.710	28.836	1.035	421.447	754.338
Procura nacional	25.130	0	207	503	25.840	
Instalación	51.539	2.787	8.361	931	63.618	

**Tabla 9.13: Potencias asociados al caso de caída de presión nula para la totalidad de la planta**

<b>Potencias (kW)</b>	<b>Turbinas a gas</b>		3x2x155.507
	<b>Turbinas a vapor</b>		3x171.399
	<b>Bruta por bloque</b>		482.414
	<b>Auxiliares</b>	<b>Base</b>	3x24.906
		<b>Sistema de enfriamiento</b>	3x3.513
		<b>Otros</b>	3x65
		<b>Total por bloque</b>	28.484
	<b>Neta por bloque</b>		453.930
<b>Neta de la planta</b>		1.361.789	
<b>Eficiencia (%)</b>	<b>Bruta</b>	55,18	
	<b>Neta</b>	51,93	

A partir de los datos mostrados en las tablas anteriores, se realiza la evaluación financiera la cual arrojó los siguientes resultados mostrados en la tabla 9.14.

**Tabla 9.14: Resultados de las evaluaciones financieras para el caso de caída de presión nula**

<b>Precio combustible (US\$/MMBtu)</b>	<b>Criterios decisorios</b>	<b>Sistema de enfriamiento seco directo horizontal</b>
<b>1,00</b>	<b>VPN (miles US\$)</b>	81.398
	<b>TR (%)</b>	34,56
	<b>CEEG (US\$/kWh)</b>	0,0206
	<b>PMVE (US\$/kWh)</b>	0,0282
<b>1,20</b>	<b>VPN (miles US\$)</b>	11.462
	<b>TR (%)</b>	17,86
	<b>CEEG (US\$/kWh)</b>	0,0216
	<b>PMVE (US\$/kWh)</b>	0,0298

## *ANÁLISIS DE RESULTADOS*

---

A partir de los análisis técnico económicos que se realizaron para optimizar cada uno de los tipos de enfriamiento estudiados, y posteriormente los realizados para compararlos entre sí, se pudo evidenciar lo siguiente:

- La presión de descarga óptima para el caso de enfriamiento evaporativo resultó ser mucho menor que la correspondiente a los casos de enfriamiento seco directo. Estas presiones corresponden a 8,47kPa (2,5inHgA) para el caso evaporativo y 16,93kPa (5,0inHgA) y 18,63kPa (5,5inHgA) para los casos secos con condensadores horizontales y tipo A, respectivamente. Esto permite que el caso evaporativo pueda generar, mediante la turbina a vapor, aproximadamente 10MW (6%) más que el caso horizontal y 12MW (7%) más que el caso tipo A, por cada bloque de generación.
- Cuando se utiliza enfriamiento seco directo, en el caso de presión de descarga óptima, los auxiliares de la planta, requerirán ligeramente menos potencia (menos de un 1MW) que cuando se utiliza enfriamiento evaporativo, debido principalmente a las diferencias de presión de descarga y a las diferencias en los requerimientos de agua industrial. Esto aunado a lo explicado en el punto anterior, permite que la planta con enfriamiento evaporativo goce de una mayor capacidad instalada, y por lo tanto de una mayor eficiencia neta, siendo 1,09 y 1,36 puntos porcentuales mayor que los casos secos horizontal y tipo A, respectivamente.
- Para los casos secos horizontal y tipo A óptimos, el sistema de enfriamiento por bloque de generación es aproximadamente US\$4 y US\$6 millones (58% y 87%) más costoso con respecto al caso evaporativo óptimo. Mientras que, en conjunto, los sistemas que dependen del tipo de enfriamiento (tratamiento y suministro de agua industrial, sistema

de tratamiento de efluentes, etc.) dados para el total de la planta, son aproximadamente US\$10 millones (5 veces) más costosos para el caso evaporativo.

- La menor inversión se observa cuando la planta utiliza enfriamiento evaporativo, siendo el caso de enfriamiento seco con condensador horizontal aproximadamente US\$9 millones (1,2%) mayor, y el tipo A US\$16 millones (2,2%) mayor.
- Con el caso de enfriamiento evaporativo se obtiene un valor presente neto mayor que el que se obtiene con cualquiera de los casos secos, lo que está directamente relacionado a un menor costo específico de la energía generada y a un menor precio mínimo de venta de energía. Lo anterior es consecuencia del beneficio que goza el sistema evaporativo de poseer unos menores costos de inversión y una mayor capacidad instalada.
- Para un precio del combustible de US\$1,00MMBtu cualquiera de los tres casos óptimos aportan una tasa de retorno mucho más alta que la de descuento o la mínima de 15%. Mientras que para US\$1,20MMBtu el caso seco tipo A es el único que no cumple con esta tasa, para poder cumplir con ella tendría que venderse la energía a US\$0,0303/kWh.

A partir de los estudios complementarios que se realizaron se pudo observar lo siguiente:

- La capacidad instalada máxima que puede poseer la planta utilizando enfriamiento seco directo es inferior a la del caso evaporativo óptimo en poco más de 2MW por bloque de generación.
- Al comparar el caso seco de máxima capacidad instalada con su similar óptimo, se puede observar que la potencia generada por bloque aumentó en aproximadamente 7MW (1,6%), la potencia requerida por los ventiladores en 4MW (2,5 veces) y adicionalmente, la inversión total aumentó en US\$25 millones (3,3%), todo esto debido a una reducción en la presión de descarga de aproximadamente 5kPa (1,5inHgA).

- Era de esperarse que el valor presente neto para el caso seco de máxima capacidad instalada fuera menor que su similar óptimo, debido a que este último corresponde al de máximo valor presente neto.
- Para el caso seco de máxima capacidad instalada, con un precio del combustible de US\$1,00/MMBtu la tasa de retorno fue mayor que la mínima. Para un precio de US\$1,20/MMBtu, se tendría que vender la energía a más de US\$0,0301 para poder cumplir con el 15% de tasa de descuento.
- Al no considerar las pérdidas en el ducto de vapor principal, es posible lograr una presión de descarga óptima de 11,85kPa (3,5inHgA). Por lo que la capacidad de la planta aumenta en 4MW (0,9%) por bloque de generación, la potencia requerida por los ventiladores en 0,6MW (22%), y adicionalmente la inversión total en US\$3 millones (0,4%).
- En el caso en que no se considera la caída de presión del vapor el valor presente neto obtenido es mayor en comparación con el caso óptimo real, pudiéndose satisfacer la tasa de descuento requerida para los dos precios del combustible considerados.

## ***CONCLUSIONES***

---

Se pudo demostrar mediante las optimizaciones económicas que el sistema de enfriamiento evaporativo permite que las turbinas a vapor operen con una presión de descarga menor a la que permite el enfriamiento seco directo, por lo que este último requerirá de álabes de última etapa especializados los cuales encarecen el costo de la turbina. El poder disponer de una menor presión de descarga siempre representará un beneficio, debido a que se podrá obtener una mayor capacidad de generación, siendo para el presente estudio entre 10MW y 12MW (6% y 7%) por bloque de ciclo combinado. Considerando que esta diferencia se refleja únicamente en la última etapa de la turbina a vapor, la cual usualmente genera alrededor del 15% de la totalidad de la potencia de la unidad, esto se va a traducir en una reducción en la potencia generada por la última etapa entre 37% y 45%.

Aunado a los beneficios de mayor capacidad instalada que ofrece el enfriamiento evaporativo sobre el seco directo, adicionalmente este requiere de una menor inversión total entre US\$9 y US\$16 millones (1,2 y 2,2%), lo que en conjunto se traduce en una mayor rentabilidad del negocio.

Tomando en cuenta sólo los costos asociados al sistema de enfriamiento, los casos secos horizontal y tipo A son, respectivamente, 58% y 87% más costosos que el evaporativo. Ahora, si adicionalmente se consideran los costos asociados a las facilidades relacionadas con el tratamiento y suministro de agua industrial, este aumento se reduce a 6% y 24%. Esto evidencia lo importante que es considerar los costos adicionales que se realizan en el caso evaporativo para cubrir las necesidades de agua industrial al momento de comparar estos sistemas de enfriamiento.

Como era de esperarse, el precio del combustible no afecta las ventajas económicas que ofrece la utilización del enfriamiento evaporativo sobre el seco directo, aunque sí es un

factor determinante para definir la rentabilidad del negocio con respecto al esperado por los inversionistas.

Se pudo evidenciar la gran diferencia en los requerimientos de agua que existe entre los dos sistemas de enfriamiento, necesitando el seco directo aproximadamente 96% menos que el evaporativo, comprobándose los beneficios que tiene el enfriamiento por aire sobre el enfriamiento por agua, en la selección del sitio de construcción de la planta.

Se logró demostrar que la máxima capacidad instalada que se puede lograr con el sistema seco directo es menor, aproximadamente 2MW (0,4%) por bloque, a la óptima que se obtiene con el caso evaporativo, lo que reafirma las limitaciones al utilizar condensadores enfriados por aire.

Pudimos comprobar el efecto desfavorable que sufre una planta de generación al utilizar enfriamiento seco directo, con respecto a las exigencias de construir un ducto de vapor principal, ya que las pérdidas que en él se generan hacen que se reduzca la capacidad de la planta en aproximadamente 4MW (0,9%) por bloque de generación, y con ella la rentabilidad del negocio.

Finalmente, es importante mencionar que, desde el punto de vista ambiental, la preferencia por la utilización de condensadores enfriados por aire es mayor a la de utilizar torres de enfriamientos, las cuales pueden producir nieblas y gran cantidad de desechos debido a las purgas. Aun así, es de gran importancia controlar la generación de ruido asociada al sistema seco directo, el cual será más o menos riguroso dependiendo de la zona donde esté ubicada la planta.

En resumen, la evaluación de una planta de generación que utiliza tecnología avanzada, como son los ciclos combinados, y ubicada en una zona con características ambientales y de disponibilidad de agua específicas, nos sirvieron de base para comprobar los beneficios tanto técnicos como económicos del sistema de enfriamiento evaporativo sobre el seco directo. Adicionalmente, este estudio nos sirvió para conocer más de cerca las características y ventajas de los condensadores enfriados por aire, tecnología prácticamente desconocida en nuestro país.

## ***RECOMENDACIONES***

---

A pesar de que en el presente trabajo, mediante una evaluación sencilla, se pudo demostrar la superioridad del sistema de enfriamiento evaporativo sobre el seco directo, es indispensable comparar estos dos sistemas para los casos cuando la planta de generación opera a cargas parciales y a condiciones ambientales distintas a las de diseño.

Adicionalmente, se recomienda profundizar con más detalle las diferencias en las facilidades de operación y mantenimiento entre los dos tipos de enfriamiento, ya que este puede ser un factor determinante para la selección del sistema más adecuado, desde el punto de vista tanto económico como operacional.

# ***BIBLIOGRAFÍA***

---

Black & Veatch International, *El Sitio Plan Feasibility Study*, Kansas City, Missouri, November 1998, 1643p.

C.A. La Electricidad de Caracas, *Proyecto Planta Termoeléctrica El Sitio, Ingeniería Básica, Definición del Sistema*, Caracas, 2000, Tomo II, Libro 1 de 2.

C.A. La Electricidad de Caracas, *Proyecto Planta Termoeléctrica El Sitio, Ingeniería Básica, Estimado de Costos*, Caracas, 2000, 150p.

C.A. La Electricidad de Caracas, *Proyecto Planta Termoeléctrica El Sitio, Ingeniería Básica, Desarrollo de Cálculos*, Caracas, 2000, Tomo III Libro 2 de 5.

C.A. La Electricidad de Caracas, *Proyecto Planta Termoeléctrica El Sitio, Ingeniería Básica, Manual de Diseño*, Caracas, 2000, Tomo I.

Cheremisinoff, Nicholas P., y Cheremisinoff, Paul N., *Heat Transfer Equipment*, Prentice Hall, New Jersey, 1993, 1225p.

Chopey, Nicholas P. y Hicks, Tyler G., *Handbook of Chemical Engineering Calculations*, McGraw-Hill, Inc., U.S.A., 1984, 615p.

Fox., Robert W., y McDonald, Alan T., *Introducción a la Mecánica de Fluidos*, Segunda Edición, McGraw-Hill, México, 1997, 916p.

Ganapathy, V., *Applied Heat Transfer*, Penn Well Books, Tulsa-Oklahoma, 1982, 560p.

General Electric Company, 39th, *GE Turbine State – of – the – Art Technology Seminar*, August 1996, 1064p.

General Electric Company, *Allowable Exhaust Pressure Operations*, USA, 1999, 5p.

*Heat Exchanger Design Handbook: Thermal and Hydraulic Design of Heat Exchangers*, Hemisphere Publishing Co., U.S.A., 1976, Tomo 3.

Hewitt, G.F., Shire G.L. y Bott T.R., *Process Heat Transfer*, CRC Press Inc., 1994, 1065p.

Hudson Products Corporation, *Basics of Air-Cooled Heat Exchangers*, Houston, Texas, 1999, 20p.

Kroger, Detlev G., *Air Cooled Steam Condensers and Dry – and Hybrid-Cooling Towers*, Competitive Power College 111, Power Gen International Conference, Orange County Convention Center, November 13, 2000, 160p.

M.W. Larinoff, Moles, W.E. and Reichhelm R., *Design and Specification of Air-Cooled Steam Condensers*, Houston – Texas, May 1978, 20p.

The Marley Cooling Tower Co., *Cooling Tower Performance*, , Overland Park, KS, November 1983, 4p.

Mata M., José Luis, *Análisis Técnico Económico de los Ciclos Combinados Usando Turbinas de Combustión de Tecnología Avanzada*, Caracas – UCV, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, 1999, 191p.

Milares, E.S., *Power Plants with Air-Cooled Condensing Systems*. Cambridge, Inglaterra 1974, 385p.

Paikert P. y Ruff K., *State of Art for Design of Air Cooled Heat Exchangers with Noise Level Limitation*, Hemisphere Publishing Corp., U.S.A., 1993, 26p.

Potter, Philip J., *Power Plant Theory and Design*, John Wiley & Sons, 2<sup>nd</sup>. Edition, U.S.A., 1959, 710p.

Varela, Rodrigo V, *Evaluación económica de alternativas operacionales y proyectos de inversión*, Editorial Norma A.A. Colombia, 1982, 389p.

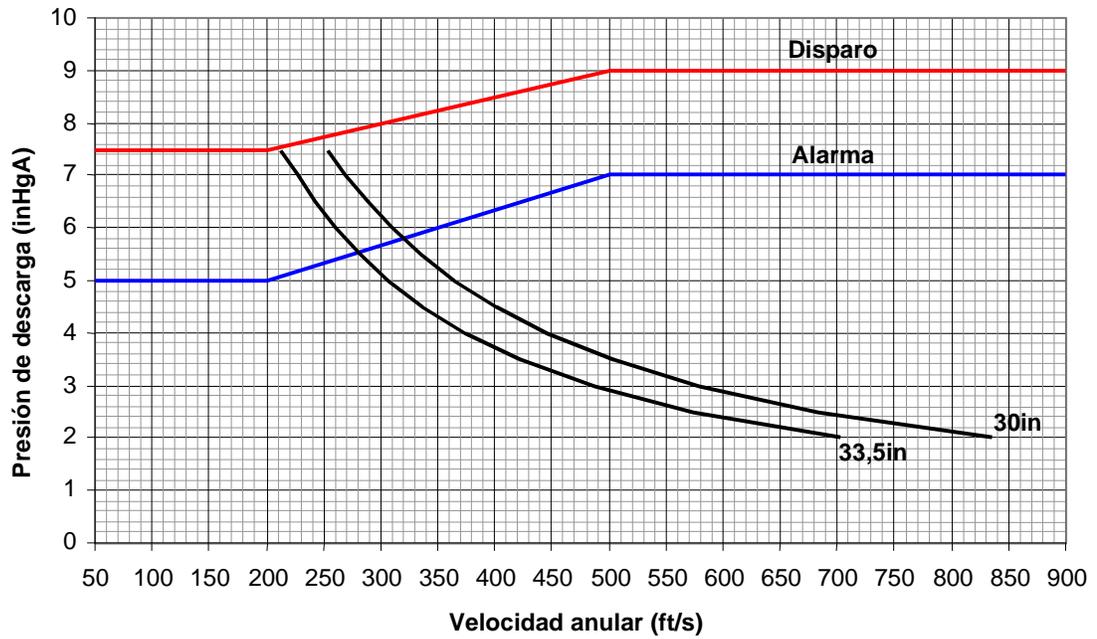
---

## *ANEXOS*

---

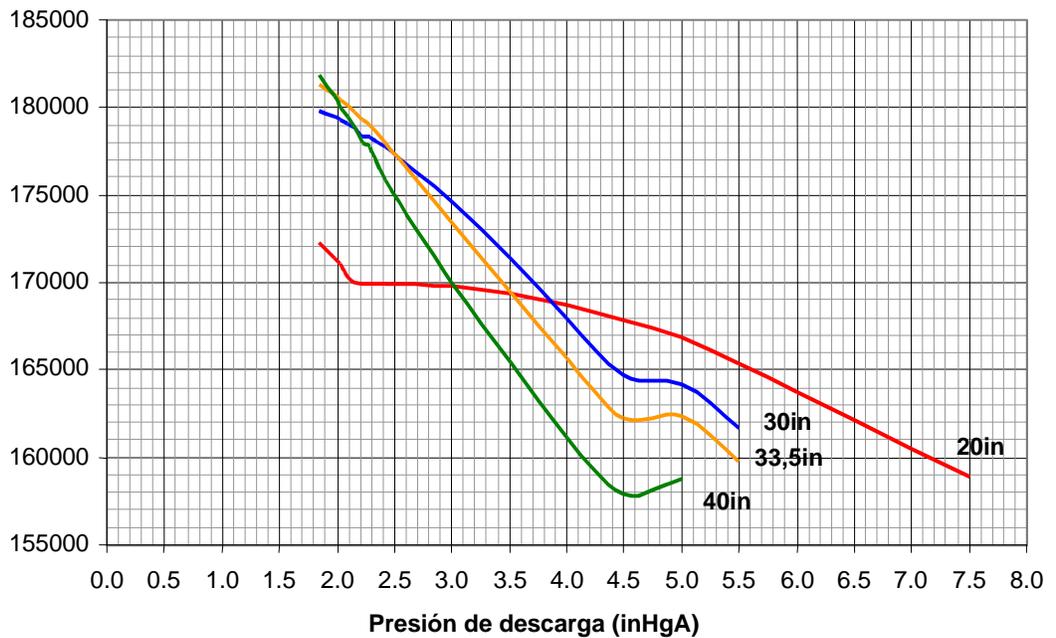
### ANEXO 1

Presión de descarga máxima permitida para la turbina a vapor con los álabes de última etapa de 30in y 33,5in, y sus correspondientes velocidades anulares



### ANEXO 2

Potencia de la turbina a vapor en función de la presión de descarga y del tipo de álabe de última etapa.



## ANEXO 3

**Resultados de la proforma financiera para el caso de optimización de la turbina a vapor  
con respecto al álabe de última etapa correspondiente al caso de 508mm (20in)**

## Resumen Proforma Financiera

<b>Datos generales</b>			<b>Datos gastos anuales</b>		
Horas de operación al año	h/año	8,000	Seguro	%	0.50
Tiempo de vida de la planta	Años	25	Financiamiento		
Potencia neta	kW	2,247	Porcentaje financiado	%	90.00
Eficiencia neta	%	0.00	Periodo de pago de la deuda	Años	10
Precio de venta de la energía	US\$/kWh	0.0300	Interes del financiamiento	%	15.00
Tasa de descuento	%	15.00	Depreciación		
			Valor de recuperación por depreciación	miles US\$	0
			Periodo de depreciación	Años	25
<b>Datos costos directos de inversión</b>			<b>Costos directos de inversión</b>		
Procura importada	miles US\$	1,335	Procura total	miles US\$	1,335
Procura nacional	miles US\$	0	Instalación	miles US\$	66
Instalación	miles US\$	66	Costos directos de inversión	miles US\$	1,401
<b>Datos costos indirectos de inversión</b>			<b>Costos indirectos de inversión</b>		
Flete y seguro	%	7.00	Costos por flete y seguro	miles US\$	93.45
Arancel único	%	5.00	Costo por arancel único	miles US\$	66.75
Caleta	%	4.50	Costo por caleta	miles US\$	60.08
Transporte local	%	2.00	Costos por transporte local	miles US\$	26.70
Varios	miles US\$	0	Costos varios	miles US\$	0.00
			Costos indirectos de inversión	miles US\$	246.98
<b>Datos costos anuales</b>			Costos de inversión total sin I.V.A.	miles US\$	1,647.98
Precio del combustible	US\$/MMBtu	0.00	Costos de inversión total con I.V.A.	miles US\$	1,886.93
O&M variables	US\$	0			
O&M fijos	US\$	0			
<b>Datos gastos por impuestos</b>			<b>Principales resultados</b>		
Impuesto al valor agregado (I.V.A.)	%	14.50	Valor presente neto	miles US\$	-0.7
Impuesto sobre la renta (I.S.R.)	%	34.00	Costo específico de la energía generada	US\$/kWh	0.0000
Impuesto municipal	%	0.50			

CONTINUACIÓN ANEXO 3

Flujo de caja detallado

Período	Años	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Energía generada	GWh	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98
Ingresos por venta de energía	miles US\$	539	539	539	539	539	539	539	539	539	539
<b>Costos anuales</b>											
Costos combustible	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costos O&M variables	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costos O&M fijos	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costos anuales sin I.V.A.	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costos anuales con I.V.A.	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>Gastos anuales</b>											
Gastos por seguro sin I.V.A.	miles US\$	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
Gastos por seguro con I.V.A.	miles US\$	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Balance financiamiento	miles US\$	1,698	1,528	1,359	1,189	1,019	849	679	509	340	170
Anualidad financiamiento	miles US\$	170	170	170	170	170	170	170	170	170	170
Intereses financiamiento	miles US\$	255	229	204	178	153	127	102	76	51	25
Gastos de financiamiento	miles US\$	425	399	374	348	323	297	272	246	221	195
Gastos de depreciación	miles US\$	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66
Gastos impuestos municipales	miles US\$	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Gastos anuales	miles US\$	501	475	450	424	399	373	348	323	297	272
<b>Flujo de efectivo anual</b>											
Flujo de efectivo gravable	miles US\$	38	64	89	115	140	166	191	217	242	268
Gastos por impuesto sobre la renta	miles US\$	13	22	30	39	48	56	65	74	82	91
Flujo de efectivo neto	miles US\$	25	42	59	76	93	109	126	143	160	177
<b>Costo específico de la energía generada</b>	US\$/kWh	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98	17.98
539	539	539	539	539	539	539	539	539	539	539	539	539	539	539
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
66	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66
3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
76	76	76	76	76	76	76	76	76	76	76	76	76	76	76
463	463	463	463	463	463	463	463	463	463	463	463	463	463	463
157	157	157	157	157	157	157	157	157	157	157	157	157	157	157
306	306	306	306	306	306	306	306	306	306	306	306	306	306	306
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

## ANEXO 4

**Resultados del cálculo para el diseño y estimación de costos asociados al condensador de superficie. Se muestran sólo las presiones de condensación de 10,16kPa (3inHgA) y 16,90kPa (5inHgA)**

**HOJA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO Y ESTIMACIÓN DE COSTOS ASOCIADOS A UN CONDENSADOR DE SUPERFICIE**

Valores en rojo son los datos que se deben ingresar

Valores en negro se calculan automáticamente

**DATOS DE ENTRADA**

<b>Condiciones de diseño</b>	Presión de condensación (>0.5)	inHg kPa	3.00 10.16	3.00 10.16	3.00 10.16	3.00 10.16	3.00 10.16	3.00 10.16
	Flujo másico de vapor	lb/h kg/s	1,048,500 132.11	1,048,500 132.11	1,048,500 132.11	1,048,500 132.11	1,048,500 132.11	1,048,500 132.11
	Entalpía de condensación de diseño	Btu/lb kJ/kg	1,000 2,326	1,000 2,326	1,000 2,326	1,000 2,326	1,000 2,326	1,000 2,326
	Rango	°F °C	16.00 8.89	16.00 8.89	16.00 8.89	16.00 8.89	18.00 10.00	18.00 10.00
	Aproximación	°F °C	5.00 2.78	7.00 3.89	8.00 4.44	10.00 5.56	5.00 2.78	7.00 3.89
	Temperatura de bulbo húmedo	°F °C	72.40 22.44	72.40 22.44	72.40 22.44	72.40 22.44	72.40 22.44	72.40 22.44

<b>Condensador de superf.</b>	Velocidad	ft/s m/s	7.50 2.29	7.50 2.29	7.50 2.29	7.50 2.29	7.50 2.29	7.50 2.29
	Diámetro externo de los tubos	in mm	1.000 25.40	1.000 25.40	1.000 25.40	1.000 25.40	1.000 25.40	1.000 25.40
	Calibre BWG (12 - 24)		18	18	18	18	18	18
	Espesor de los tubos	in mm	0.049 1.245	0.049 1.245	0.049 1.245	0.049 1.245	0.049 1.245	0.049 1.245
	Factor de limpieza		0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85

**RESULTADOS**

<b>Vapor</b>	Temperatura del vapor	°F °C	115.00 46.11	115.00 46.11	115.00 46.11	115.00 46.11	115.00 46.11	115.00 46.11
	Mínima temperatura del vapor permisible	°F °C	98.40 36.89	100.40 38.00	101.40 38.56	103.40 39.67	100.40 38.00	102.40 39.11
	Mínima presión de condensación posible	inHg kPa	1.84 6.24	1.96 6.63	2.02 6.83	2.14 7.26	1.96 6.63	2.08 7.04

<b>Agua de enfriamiento</b>	Temperatura de agua fría	°F °C	77.40 25.22	79.40 26.33	80.40 26.89	82.40 28.00	77.40 25.22	79.40 26.33
	Temperatura de agua caliente	°F °C	93.40 34.11	95.40 35.22	96.40 35.78	98.40 36.89	95.40 35.22	97.40 36.33
	Diferencia terminal de temperatura	°F °C	21.60 12.00	19.60 10.89	18.60 10.34	16.60 9.22	19.60 10.89	17.60 9.78
	Flujo de agua de enfriamiento	gpm m3/s	131,063 8.27	131,063 8.27	131,063 8.27	131,063 8.27	116,500 7.35	116,500 7.35

<b>Condensador de superficie</b>	Calor rechazado de diseño	Btu/h MW	1,048,500,000 307.29	1,048,500,000 307.29	1,048,500,000 307.29	1,048,500,000 307.29	1,048,500,000 307.29	1,048,500,000 307.29
	LMTD	°F °C	28.87 16.04	26.81 14.90	25.78 14.32	23.71 13.17	27.63 15.35	25.56 14.20
	Factor de corrección por temperatura		1.04	1.04	1.05	1.05	1.04	1.04
	Factor de corrección por material y espesor de tubo		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	Factor corrección por diámetro de los tubos		263	263	263	263	263	263
	Coefficiente global de transferencia de calor	Btu/h ft2 °F W/m2 °C	633.72 3,598.42	638.37 3,624.84	640.45 3,636.66	643.88 3,656.12	633.72 3,598.42	638.37 3,624.84
	Área de transferencia de calor	ft2 m2	57,311 5,324	61,256 5,691	63,499 5,899	68,677 6,380	59,873 5,562	64,268 5,971
	Número de tubos por paso		8,774	8,774	8,774	8,774	7,799	7,799
	Número de pasos		1	1	1	1	1	2
	Longitud de los tubos	ft m	26 7.92	28 8.53	28 8.53	30 9.14	30 9.14	16 4.88
	Número total de tubos		8,774	8,774	8,774	8,774	7,799	15,598
	Pérdida por fricción dentro de los tubos	ft H2O m H2O	6.45 1.97	6.95 2.12	6.95 2.12	7.45 2.27	7.45 2.27	7.94 2.42
	Pérdida en las cajas de agua para un paso	ft H2O m H2O	1.58 0.48	1.58 0.48	1.58 0.48	1.58 0.48	1.58 0.48	1.58 0.48
	Pérdida total	ft H2O m H2O	8.03 2.45	8.53 2.60	8.53 2.60	9.03 2.75	9.03 2.75	11.10 3.38
	Costo de los tubos	US\$	490,000	524,000	543,000	587,000	512,000	549,000
	Costo del condensador y auxiliares instalados	US\$	1,863,000	1,985,000	2,054,000	2,215,000	1,942,000	1,927,000
	Costo total condensador	US\$	2,353,000	2,509,000	2,597,000	2,802,000	2,454,000	2,476,000

## CONTINUACIÓN ANEXO 4

3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	5.00	5.00	5.00
10.16	10.16	10.16	10.16	10.16	10.16	16.93	16.93	16.93
1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500
132.11	132.11	132.11	132.11	132.11	132.11	132.11	132.11	132.11
1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
2,326	2,326	2,326	2,326	2,326	2,326	2,326	2,326	2,326
18.00	18.00	20.00	20.00	20.00	20.00	16.00	16.00	16.00
10.00	10.00	11.11	11.11	11.11	11.11	8.89	8.89	8.89
8.00	10.00	5.00	7.00	8.00	10.00	5.00	7.00	8.00
4.44	5.56	2.78	3.89	4.44	5.56	2.78	3.89	4.44
72.40	72.40	72.40	72.40	72.40	72.40	72.40	72.40	72.40
22.44	22.44	22.44	22.44	22.44	22.44	22.44	22.44	22.44
7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50
2.29	2.29	2.29	2.29	2.29	2.29	2.29	2.29	2.29
1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
25.40	25.40	25.40	25.40	25.40	25.40	25.40	25.40	25.40
18	18	18	18	18	18	18	18	18
0.049	0.049	0.049	0.049	0.049	0.049	0.049	0.049	0.049
1.245	1.245	1.245	1.245	1.245	1.245	1.245	1.245	1.245
0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85
115.00	115.00	115.00	115.00	115.00	115.00	133.72	133.72	133.72
46.11	46.11	46.11	46.11	46.11	46.11	56.51	56.51	56.51
103.40	105.40	102.40	104.40	105.40	107.40	98.40	100.40	101.40
39.67	40.78	39.11	40.22	40.78	41.89	36.89	38.00	38.56
2.14	2.27	2.08	2.21	2.27	2.41	1.84	1.96	2.02
7.26	7.70	7.04	7.48	7.70	8.17	6.24	6.63	6.83
80.40	82.40	77.40	79.40	80.40	82.40	77.40	79.40	80.40
26.89	28.00	25.22	26.33	26.89	28.00	25.22	26.33	26.89
98.40	100.40	97.40	99.40	100.40	102.40	93.40	95.40	96.40
36.89	38.00	36.33	37.44	38.00	39.11	34.11	35.22	35.78
16.60	14.60	17.60	15.60	14.60	12.60	40.32	38.32	37.32
9.22	8.11	9.78	8.67	8.11	7.00	22.40	21.29	20.73
116,500	116,500	104,850	104,850	104,850	104,850	131,063	131,063	131,063
7.35	7.35	6.62	6.62	6.62	6.62	8.27	8.27	8.27
1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000
307.29	307.29	307.29	307.29	307.29	307.29	307.29	307.29	307.29
24.51	22.41	26.35	24.24	23.18	21.04	47.87	45.85	44.84
13.62	12.45	14.64	13.47	12.88	11.69	26.60	25.47	24.91
1.05	1.05	1.04	1.04	1.05	1.05	1.04	1.04	1.05
1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
263	263	263	263	263	263	263	263	263
640.45	643.88	633.72	638.37	640.45	643.88	633.72	638.37	640.45
3,636.66	3,656.12	3,598.42	3,624.84	3,636.66	3,656.12	3,598.42	3,624.84	3,636.66
66,787	72,657	62,787	67,745	70,614	77,383	34,562	35,821	36,509
6,205	6,750	5,833	6,294	6,560	7,189	3,211	3,328	3,392
7,799	7,799	7,019	7,019	7,019	7,019	8,774	8,774	8,774
2	2	2	2	2	2	1	1	1
18	18	18	20	20	22	16	16	16
5.49	5.49	5.49	6.10	6.10	6.71	4.88	4.88	4.88
15,598	15,598	14,038	14,038	14,038	14,038	8,774	8,774	8,774
8.94	8.94	8.94	9.93	9.93	10.92	3.97	3.97	3.97
2.72	2.72	2.72	3.03	3.03	3.33	1.21	1.21	1.21
1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58
0.48	0.48	0.48	0.48	0.48	0.48	0.48	0.48	0.48
12.10	12.10	12.10	13.09	13.09	14.08	5.55	5.55	5.55
3.69	3.69	3.69	3.99	3.99	4.29	1.69	1.69	1.69
571,000	621,000	537,000	579,000	604,000	662,000	296,000	306,000	312,000
1,999,000	2,166,000	1,884,000	2,026,000	2,108,000	2,302,000	1,158,000	1,197,000	1,219,000
2,570,000	2,787,000	2,421,000	2,605,000	2,712,000	2,964,000	1,454,000	1,503,000	1,531,000

## CONTINUACIÓN ANEXO 4

5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00
16.93	16.93	16.93	16.93	16.93	16.93	16.93	16.93	16.93
1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500
132.11	132.11	132.11	132.11	132.11	132.11	132.11	132.11	132.11
1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
2,326	2,326	2,326	2,326	2,326	2,326	2,326	2,326	2,326
16.00	18.00	18.00	18.00	18.00	20.00	20.00	20.00	20.00
8.89	10.00	10.00	10.00	10.00	11.11	11.11	11.11	11.11
10.00	5.00	7.00	8.00	10.00	5.00	7.00	8.00	10.00
5.56	2.78	3.89	4.44	5.56	2.78	3.89	4.44	5.56
72.40	72.40	72.40	72.40	72.40	72.40	72.40	72.40	72.40
22.44	22.44	22.44	22.44	22.44	22.44	22.44	22.44	22.44
7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50	7.50
2.29	2.29	2.29	2.29	2.29	2.29	2.29	2.29	2.29
1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
25.40	25.40	25.40	25.40	25.40	25.40	25.40	25.40	25.40
18	18	18	18	18	18	18	18	18
0.049	0.049	0.049	0.049	0.049	0.049	0.049	0.049	0.049
1.245	1.245	1.245	1.245	1.245	1.245	1.245	1.245	1.245
0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85
133.72	133.72	133.72	133.72	133.72	133.72	133.72	133.72	133.72
56.51	56.51	56.51	56.51	56.51	56.51	56.51	56.51	56.51
103.40	100.40	102.40	103.40	105.40	102.40	104.40	105.40	107.40
39.67	38.00	39.11	39.67	40.78	39.11	40.22	40.78	41.89
2.14	1.96	2.08	2.14	2.27	2.08	2.21	2.27	2.41
7.26	6.63	7.04	7.26	7.70	7.04	7.48	7.70	8.17
82.40	77.40	79.40	80.40	82.40	77.40	79.40	80.40	82.40
28.00	25.22	26.33	26.89	28.00	25.22	26.33	26.89	28.00
98.40	95.40	97.40	98.40	100.40	97.40	99.40	100.40	102.40
36.89	35.22	36.33	36.89	38.00	36.33	37.44	38.00	39.11
35.32	38.32	36.32	35.32	33.32	36.32	34.32	33.32	31.32
19.62	21.29	20.18	19.62	18.51	20.18	19.06	18.51	17.40
131,063	116,500	116,500	116,500	116,500	104,850	104,850	104,850	104,850
8.27	7.35	7.35	7.35	7.35	6.62	6.62	6.62	6.62
1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000
307.29	307.29	307.29	307.29	307.29	307.29	307.29	307.29	307.29
42.82	46.74	44.71	43.70	41.67	45.59	43.55	42.54	40.50
23.79	25.97	24.84	24.28	23.15	25.33	24.20	23.63	22.50
1.05	1.04	1.04	1.05	1.05	1.04	1.04	1.05	1.05
1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
263	263	263	263	263	263	263	263	263
643.88	633.72	638.37	640.45	643.88	633.72	638.37	640.45	643.88
3,656.12	3,598.42	3,624.84	3,636.66	3,656.12	3,598.42	3,624.84	3,636.66	3,656.12
38,030	35,398	36,732	37,462	39,078	36,293	37,711	38,488	40,211
3,533	3,289	3,413	3,480	3,630	3,372	3,503	3,576	3,736
8,774	7,799	7,799	7,799	7,799	7,019	7,019	7,019	7,019
1	1	1	1	1	1	1	1	1
18	18	18	20	20	20	22	22	22
5.49	5.49	5.49	6.10	6.10	6.10	6.71	6.71	6.71
8,774	7,799	7,799	7,799	7,799	7,019	7,019	7,019	7,019
4.47	4.47	4.47	4.97	4.97	4.97	5.46	5.46	5.46
1.36	1.36	1.36	1.51	1.51	1.51	1.66	1.66	1.66
1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58
0.48	0.48	0.48	0.48	0.48	0.48	0.48	0.48	0.48
6.05	6.05	6.05	6.55	6.55	6.55	7.04	7.04	7.04
1.84	1.84	1.84	1.99	1.99	1.99	2.15	2.15	2.15
325,000	303,000	314,000	320,000	334,000	310,000	322,000	329,000	344,000
1,266,000	1,184,000	1,226,000	1,248,000	1,298,000	1,212,000	1,256,000	1,280,000	1,333,000
1,591,000	1,487,000	1,540,000	1,568,000	1,632,000	1,522,000	1,578,000	1,609,000	1,677,000

## ANEXO 5

**Resultados de la proforma financiera para el caso de optimización del sistema de enfriamiento evaporativo con respecto al rango y a la aproximación para una presión de descarga igual a 13,55kPa (4inHgA), rango de 11,1°C (20°F) y aproximación de 5,6°C (10°F)**

## Resumen Proforma Financiera

<b>Datos generales</b>			<b>Datos gastos anuales</b>		
Horas de operación al año	h/año	8,000	Seguro	%	0.50
Tiempo de vida de la planta	Años	25	Financiamiento		
Potencia neta	kW	603	Porcentaje financiado	%	90.00
Eficiencia neta	%	0.00	Periodo de pago de la deuda	Años	10
Precio de venta de la energía	US\$/kWh	0.0300	Interes del financiamiento	%	15.00
Tasa de descuento	%	15.00	Depreciación		
			Valor de recuperación por depreciación	miles US\$	0
			Periodo de depreciación	Años	25
<b>Datos costos directos de inversión</b>			<b>Costos directos de inversión</b>		
Procura importada	miles US\$	82	Procura total	miles US\$	82
Procura nacional	miles US\$	0	Instalación	miles US\$	18
Instalación	miles US\$	18	Costos directos de inversión	miles US\$	100
<b>Datos costos indirectos de inversión</b>			<b>Costos indirectos de inversión</b>		
Flete y seguro	%	7.00	Costos por flete y seguro	miles US\$	5.74
Arancel único	%	5.00	Costo por arancel único	miles US\$	4.10
Caleta	%	4.50	Costo por caleta	miles US\$	3.69
Transporte local	%	2.00	Costos por transporte local	miles US\$	1.64
Varios	miles US\$	0	Costos varios	miles US\$	0.00
			Costos indirectos de inversión	miles US\$	15.17
<b>Datos costos anuales</b>			Costos de inversión total sin I.V.A.	miles US\$	115.17
Precio del combustible	US\$/MMBtu	0.00	Costos de inversión total con I.V.A.	miles US\$	131.87
O&M variables	US\$	0			
O&M fijos	US\$	0			
<b>Datos gastos por impuestos</b>			<b>Principales resultados</b>		
Impuesto al valor agregado (I.V.A.)	%	14.50	Valor presente neto	miles US\$	454.6
Impuesto sobre la renta (I.S.R.)	%	34.00	Costo específico de la energía generada	US\$/kWh	0.0000
Impuesto municipal	%	0.50			

CONTINUACIÓN ANEXO 5

Flujo de caja detallado

Periodo	Años	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Energía generada	GWh	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82
Ingresos por venta de energía	miles US\$	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145
<b>Costos anuales</b>											
Costos combustible	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costos O&M variables	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costos O&M fijos	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costos anuales sin I.V.A.	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costos anuales con I.V.A.	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>Gastos anuales</b>											
Gastos por seguro sin I.V.A.	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Gastos por seguro con I.V.A.	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Balance financiamiento	miles US\$	119	107	95	83	71	59	47	36	24	12
Anualidad financiamiento	miles US\$	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
Intereses financiamiento	miles US\$	18	16	14	12	11	9	7	5	4	2
Gastos de financiamiento	miles US\$	30	28	26	24	23	21	19	17	15	14
Gastos de depreciación	miles US\$	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Gastos impuestos municipales	miles US\$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Gastos anuales	miles US\$	35	34	32	30	28	27	25	23	21	19
<b>Flujo de efectivo anual</b>											
Flujo de efectivo gravable	miles US\$	109	111	113	115	116	118	120	122	123	125
Gastos por impuesto sobre la renta	miles US\$	37	38	38	39	40	40	41	41	42	43
Flujo de efectivo neto	miles US\$	72	73	74	76	77	78	79	80	82	83
<b>Costo específico de la energía generada</b>	US\$/kWh	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82	4.82
145	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
139	139	139	139	139	139	139	139	139	139	139	139	139	139	139
47	47	47	47	47	47	47	47	47	47	47	47	47	47	47
92	92	92	92	92	92	92	92	92	92	92	92	92	92	92
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

## ANEXO 6

**Resultados de la proforma financiera para el caso de optimización del sistema de enfriamiento evaporativo con respecto a la presión de descarga para 8,47kPa (2,5inHgA)**

## Resumen Proforma Financiera

<b>Datos generales</b>			<b>Datos gastos anuales</b>		
Horas de operación al año	h/año	8,000	Seguro	%	0.50
Tiempo de vida de la planta	Años	25	Financiamiento		
Potencia neta	kW	8,938	Porcentaje financiado	%	90.00
Eficiencia neta	%	0.00	Periodo de pago de la deuda	Años	10
Precio de venta de la energía	US\$/kWh	0.0300	Interes del financiamiento	%	15.00
Tasa de descuento	%	15.00	Depreciación		
			Valor de recuperación por depreciación	miles US\$	0
			Periodo de depreciación	Años	25
<b>Datos costos directos de inversión</b>			<b>Costos directos de inversión</b>		
Procura importada	miles US\$	1,087	Procura total	miles US\$	1,087
Procura nacional	miles US\$	0	Instalación	miles US\$	288
Instalación	miles US\$	288	Costos directos de inversión	miles US\$	1,375
<b>Datos costos indirectos de inversión</b>			<b>Costos indirectos de inversión</b>		
Flete y seguro	%	7.00	Costos por flete y seguro	miles US\$	76.09
Arancel único	%	5.00	Costo por arancel único	miles US\$	54.35
Caleta	%	4.50	Costo por caleta	miles US\$	48.92
Transporte local	%	2.00	Costos por transporte local	miles US\$	21.74
Varios	miles US\$	0	Costos varios	miles US\$	0.00
			Costos indirectos de inversión	miles US\$	201.10
<b>Datos costos anuales</b>			Costos de inversión total sin I.V.A.	miles US\$	1,576.10
Precio del combustible	US\$/MMBtu	0.00	Costos de inversión total con I.V.A.	miles US\$	1,804.63
O&M variables	US\$	0			
O&M fijos	US\$	0			
<b>Datos gastos por impuestos</b>			<b>Principales resultados</b>		
Impuesto al valor agregado (I.V.A.)	%	14.50	Valor presente neto	miles US\$	6,920.6
Impuesto sobre la renta (I.S.R.)	%	34.00	Costo específico de la energía generada	US\$/kWh	0.0000
Impuesto municipal	%	0.50			

## CONTINUACIÓN ANEXO 6

Flujo de caja detallado											
Periodo	Años	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Energía generada	GWh	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50
Ingresos por venta de energía	miles US\$	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145
<b>Costos anuales</b>											
Costos combustible	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costos O&M variables	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costos O&M fijos	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costos anuales sin I.V.A.	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costos anuales con I.V.A.	miles US\$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>Gastos anuales</b>											
Gastos por seguro sin I.V.A.	miles US\$	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Gastos por seguro con I.V.A.	miles US\$	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Balance financiamiento	miles US\$	1,624	1,462	1,299	1,137	974	812	650	487	325	162
Anualidad financiamiento	miles US\$	162	162	162	162	162	162	162	162	162	162
Intereses financiamiento	miles US\$	244	219	195	171	146	122	97	73	49	24
Gastos de financiamiento	miles US\$	406	382	357	333	309	284	260	236	211	187
Gastos de depreciación	miles US\$	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63
Gastos impuestos municipales	miles US\$	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11
Gastos anuales	miles US\$	486	462	437	413	389	364	340	315	291	267
<b>Flujo de efectivo anual</b>											
Flujo de efectivo gravable	miles US\$	1,659	1,683	1,708	1,732	1,757	1,781	1,805	1,830	1,854	1,878
Gastos por impuesto sobre la renta	miles US\$	564	572	581	589	597	606	614	622	630	639
Flujo de efectivo neto	miles US\$	1,095	1,111	1,127	1,143	1,159	1,175	1,191	1,208	1,224	1,240
<b>Costo específico de la energía generada</b>	US\$/kWh	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50	71.50
2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145	2,145
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63
11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11
80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80
2,065	2,065	2,065	2,065	2,065	2,065	2,065	2,065	2,065	2,065	2,065	2,065	2,065	2,065	2,065
702	702	702	702	702	702	702	702	702	702	702	702	702	702	702
1,363	1,363	1,363	1,363	1,363	1,363	1,363	1,363	1,363	1,363	1,363	1,363	1,363	1,363	1,363
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

## **ANEXO 7**

**Resultados del cálculo para el diseño y estimación de costos asociados al condensador enfriado por aire horizontal. Se muestran sólo las soluciones para 4 y 6 filas y para las presiones de condensación entre 11,85kPa (4inHgA) y 18,63kPa (6inHgA)**

## HOJA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO Y ESTIMACIÓN DE COSTOS ASOCIADOS A UN CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE HORIZONTAL

Valores en rojo son los datos que se deben ingresar Valores en negro se calculan automáticamente Valores en azul no se deberían cambiar

### DATOS DE ENTRADA

<b>Condiciones de diseño</b>	Presión de condensación (0.5 - 10)	inHg kPa	4 11.85	4.5 13.55	5 15.24	5.5 16.93
	Flujo másico de vapor	lb/h kg/s	1,048,500 132.11	1,048,500 132.11	1,048,500 132.11	1,048,500 132.11
	Temperatura de bulbo seco	°F °C	78.8 26.00	78.8 26.00	78.8 26.00	78.8 26.00
	Entalpia de condensación de diseño	Btu/lb kJ/kg	1,000 2,326.00	1,000 2,326.00	1,000 2,326.00	1,000 2,326.00
	Coefficiente convectivo de transferencia de calor del vapor	Btu/h ft <sup>2</sup> °F W/m <sup>2</sup> °C	2,000 11,356.53	2,000 11,356.53	2,000 11,356.53	2,000 11,356.53
	Coefficiente de transferencia de calor del ensuciamiento	Btu/h ft <sup>2</sup> °F W/m <sup>2</sup> °C	1,000 5,678.26	1,000 5,678.26	1,000 5,678.26	1,000 5,678.26

<b>Condensador enfriado por aire</b>	Diámetro de los tubos	in mm	1.00 25.40	1.00 25.40	1.00 25.40	1.00 25.40
	Altura de la aleta	in mm	0.625 15.88	0.625 15.88	0.625 15.88	0.625 15.88
	Espesor de la aleta	in mm	0.035 0.89	0.035 0.89	0.035 0.89	0.035 0.89
	Paso de las aletas	aletas/in aletas/m	10.00 393.70	10.00 393.70	10.00 393.70	10.00 393.70
	Paso diagonal entre tubos	in mm	2.50 63.50	2.50 63.50	2.50 63.50	2.50 63.50
	Calibre de los tubos BWG		12	12	12	12
	Material de los tubos (ver Tablas Geometría)	# Tabla	1 Steel	1 Steel	1 Steel	1 Steel
	Conductividad térmica del material de los tubos	Btu/h ft °F W/m °C	25 43.27	25 43.27	25 43.27	25 43.27
	Coefficiente de transferencia de calor del tubo	Btu/h ft <sup>2</sup> °F W/m <sup>2</sup> °C	2,752.29 15,628.25	2,752.29 15,628.25	2,752.29 15,628.25	2,752.29 15,628.25
	Número de filas (3 - 6)		4	4	4	4
	Longitud de los tubos (32 - 60)	ft m	32 9.75	32 9.75	32 9.75	32 9.75

### RESULTADOS

	Temperatura del vapor	°F °C	120.48 49.16	125.39 51.88	129.73 54.30	133.72 56.51
--	-----------------------	----------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------

<b>Aire</b>	Temperatura del aire caliente	°F °C	108.27 42.37	111.74 44.30	114.81 46.01	117.63 47.57
	Densidad del aire frío	lb/ft <sup>3</sup> kg/m <sup>3</sup>	0.0727 1.1693	0.0727 1.1693	0.0727 1.1693	0.0727 1.1693
	Flujo másico de aire	lb/h kg/s	148,241,305 18,678.09	132,622,672 16,710.18	121,319,387 15,285.99	112,516,286 14,176.81
	Velocidad del aire	ft/min m/s	660 3.35	660 3.35	660 3.35	660 3.35
	Coefficiente convectivo de transferencia de calor del aire	Btu/h ft <sup>2</sup> °F W/m <sup>2</sup> °C	205.52 1,167.02	205.52 1,167.02	205.52 1,167.02	205.52 1,167.02

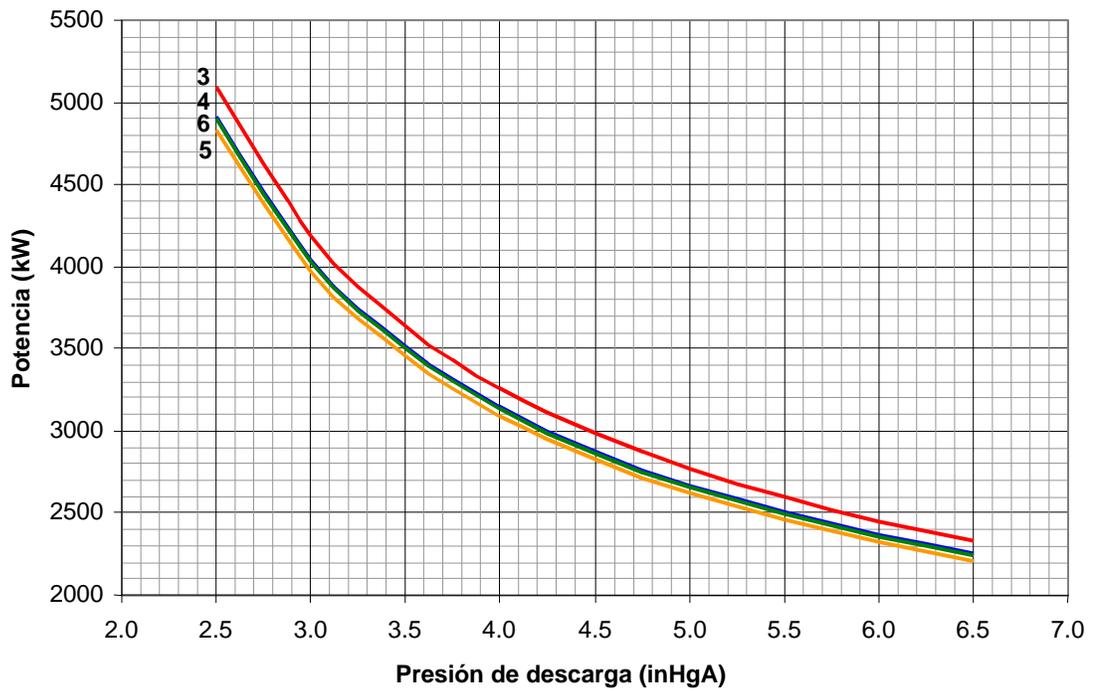
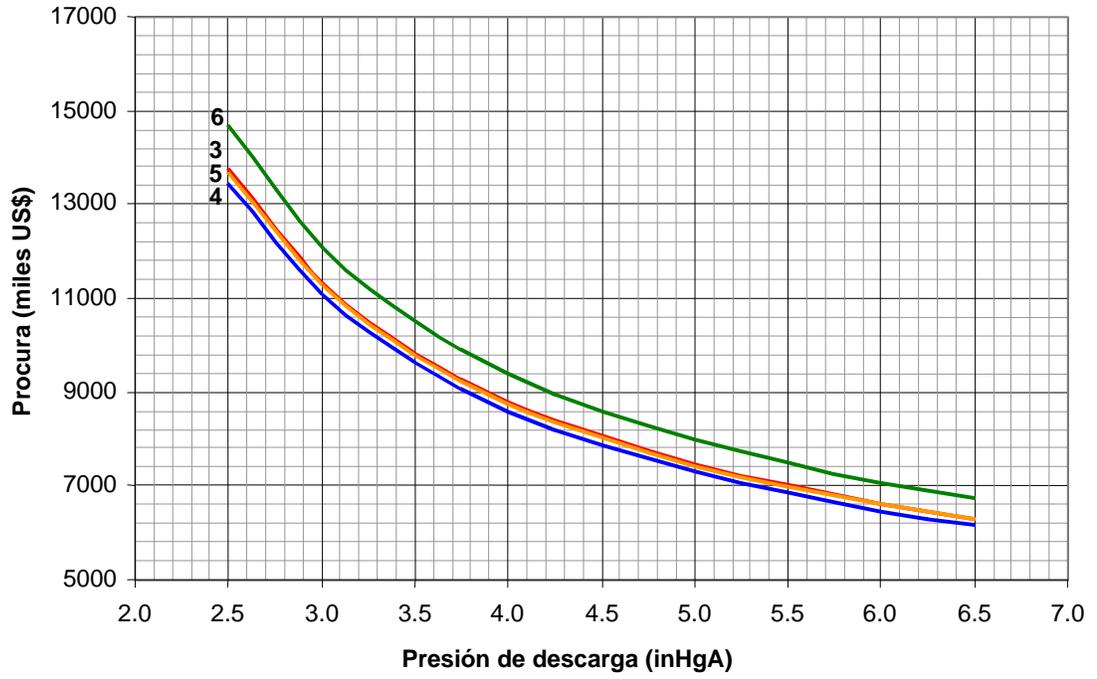
<b>Condensador enfriado por aire</b>	Calor rechazado de diseño	Btu/h MW	1,048,500,000 307.29	1,048,500,000 307.29	1,048,500,000 307.29	1,048,500,000 307.29
	LMTD	°F °C	24.00 13.34	26.83 14.91	29.33 16.30	31.63 17.57
	Coefficiente global de transferencia de calor	Btu/h ft <sup>2</sup> °F W/m <sup>2</sup> °C	145.60 826.73	145.60 826.73	145.60 826.73	145.60 826.73
	Área de transferencia de calor externa de los tubos	ft <sup>2</sup> m <sup>2</sup>	299,999.55 27,870.87	268,391.74 24,934.41	245,517.01 22,809.28	227,701.96 21,154.20
	Área frontal	ft <sup>2</sup> m <sup>2</sup>	51,687.23 4,801.90	46,241.51 4,295.98	42,300.42 3,929.84	39,231.06 3,644.68
	Largo del banco de tubos	ft m	32 9.75	32 9.75	32 9.75	32 9.75
	Ancho del banco de tubos	ft m	1,615.23 492.32	1,445.05 440.45	1,321.89 402.91	1,225.97 373.68
	Número de tubos por fila		8,952	8,009	7,327	6,795
	Número total de tubos		35,810	32,037	29,306	27,180
	Área de terreno necesaria	ft <sup>2</sup> m <sup>2</sup>	56,856 5,282	50,866 4,726	46,530 4,323	43,154 4,009
	Caida de presión del aire	inH <sub>2</sub> O Pa	0.4420 109.99	0.4420 109.99	0.4420 109.99	0.4420 109.99
	Potencia requerida por los ventiladores	HP kW	4,711.08 3,513.05	4,214.73 3,142.92	3,855.51 2,875.06	3,575.75 2,666.44
	Costo del tubo por unidad de área externa del tubo	US\$/ft <sup>2</sup>	32.04	32.04	32.04	32.04
	Costo del condensador	US\$	9,611,740	8,599,051	7,866,164	7,295,384

## CONTINUACIÓN ANEXO 7

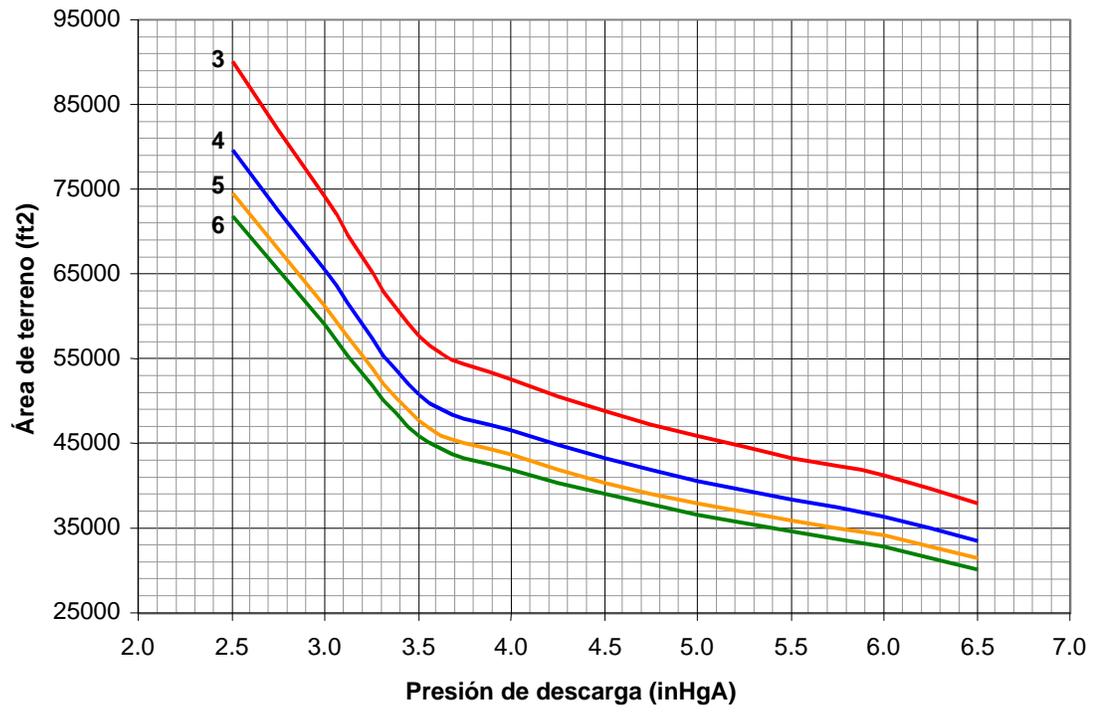
6	4	4.5	5	5.5	6
18.63	11.85	13.55	15.24	16.93	18.63
1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500	1,048,500
132.11	132.11	132.11	132.11	132.11	132.11
78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8
26.00	26.00	26.00	26.00	26.00	26.00
1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
2,326.00	2,326.00	2,326.00	2,326.00	2,326.00	2,326.00
2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000
11,356.53	11,356.53	11,356.53	11,356.53	11,356.53	11,356.53
1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
5,678.26	5,678.26	5,678.26	5,678.26	5,678.26	5,678.26
1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
25.40	25.40	25.40	25.40	25.40	25.40
0.625	0.625	0.625	0.625	0.625	0.625
15.88	15.88	15.88	15.88	15.88	15.88
0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035
0.89	0.89	0.89	0.89	0.89	0.89
10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00
393.70	393.70	393.70	393.70	393.70	393.70
2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50
63.50	63.50	63.50	63.50	63.50	63.50
12	12	12	12	12	12
1	1	1	1	1	1
Steel	Steel	Steel	Steel	Steel	Steel
25	25	25	25	25	25
43.27	43.27	43.27	43.27	43.27	43.27
2,752.29	2,752.29	2,752.29	2,752.29	2,752.29	2,752.29
15,628.25	15,628.25	15,628.25	15,628.25	15,628.25	15,628.25
4	6	6	6	6	6
32	32	32	32	32	32
9.75	9.75	9.75	9.75	9.75	9.75
137.36	120.48	125.39	129.73	133.72	137.36
58.53	49.16	51.88	54.30	56.51	58.53
120.20	114.54	118.75	122.47	125.89	129.01
49.00	45.86	48.19	50.26	52.16	53.89
0.0727	0.0727	0.0727	0.0727	0.0727	0.0727
1.1693	1.1693	1.1693	1.1693	1.1693	1.1693
105,519,094	122,239,982	109,360,836	100,040,132	92,781,083	87,011,189
13,295.18	15,401.98	13,779.23	12,604.84	11,690.22	10,963.23
660	600	600	600	600	600
3.35	3.05	3.05	3.05	3.05	3.05
205.52	195.96	195.96	195.96	195.96	195.96
1,167.02	1,112.71	1,112.71	1,112.71	1,112.71	1,112.71
1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000	1,048,500,000
307.29	307.29	307.29	307.29	307.29	307.29
33.72	18.35	20.51	22.42	24.17	25.78
18.74	10.19	11.39	12.46	13.43	14.32
145.60	140.73	140.73	140.73	140.73	140.73
826.73	799.10	799.10	799.10	799.10	799.10
213,541.57	406,067.11	363,284.07	332,321.77	308,208.04	289,041.12
19,838.66	37,724.87	33,750.19	30,873.70	28,633.46	26,852.80
36,791.36	46,641.17	41,727.10	38,170.77	35,401.06	33,199.54
3,418.03	4,333.11	3,876.57	3,546.18	3,288.87	3,084.34
32	32	32	32	32	32
9.75	9.75	9.75	9.75	9.75	9.75
1,149.73	1,457.54	1,303.97	1,192.84	1,106.28	1,037.49
350.44	444.26	397.45	363.58	337.20	316.23
6.372	8.078	7.227	6.611	6.132	5.750
25,490	48,471	43,364	39,668	36,790	34,502
40,470	51,305	45,900	41,988	38,941	36,519
3,760	4,766	4,264	3,901	3,618	3,393
0.4420	0.5585	0.5585	0.5585	0.5585	0.5585
109.99	138.98	138.98	138.98	138.98	138.98
3,353.38	4,695.24	4,200.55	3,842.54	3,563.72	3,342.10
2,500.62	3,501.24	3,132.35	2,865.38	2,657.47	2,492.21
32.04	25.89	25.89	25.89	25.89	25.89
6,841,697	10,511,437	9,403,957	8,602,468	7,978,261	7,482,107

## ANEXO 8

Variación del costo de procura, potencia de los ventiladores y área de terreno requerida asociados al condensador enfriado por aire horizontal en función del número de filas y de la presión de descarga

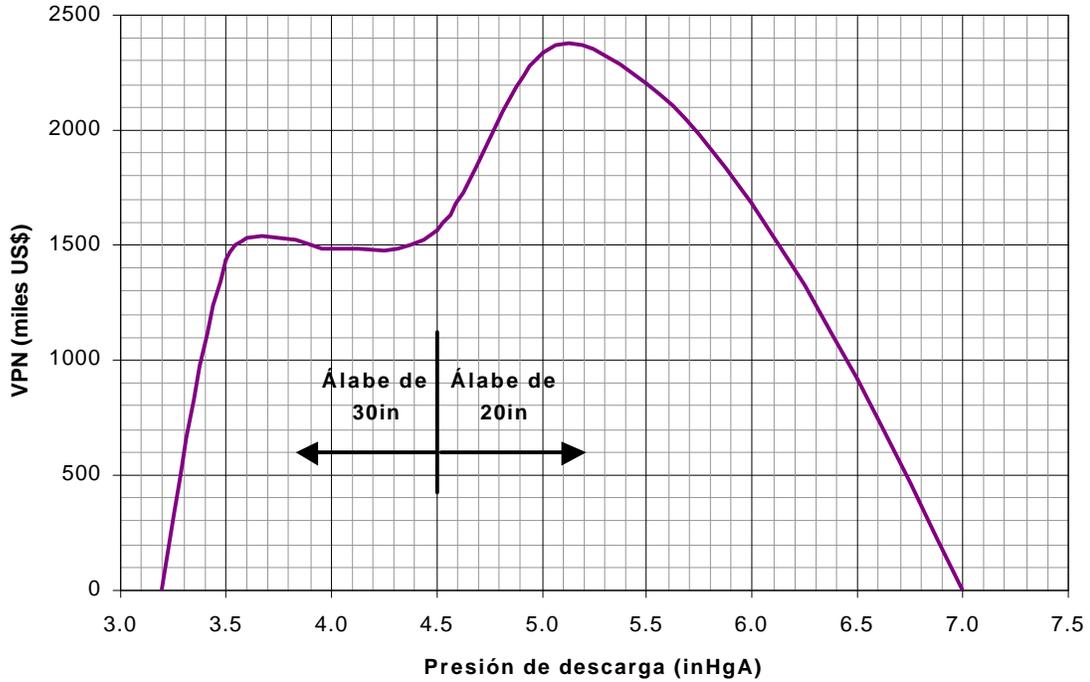


## CONTINUACIÓN ANEXO 8



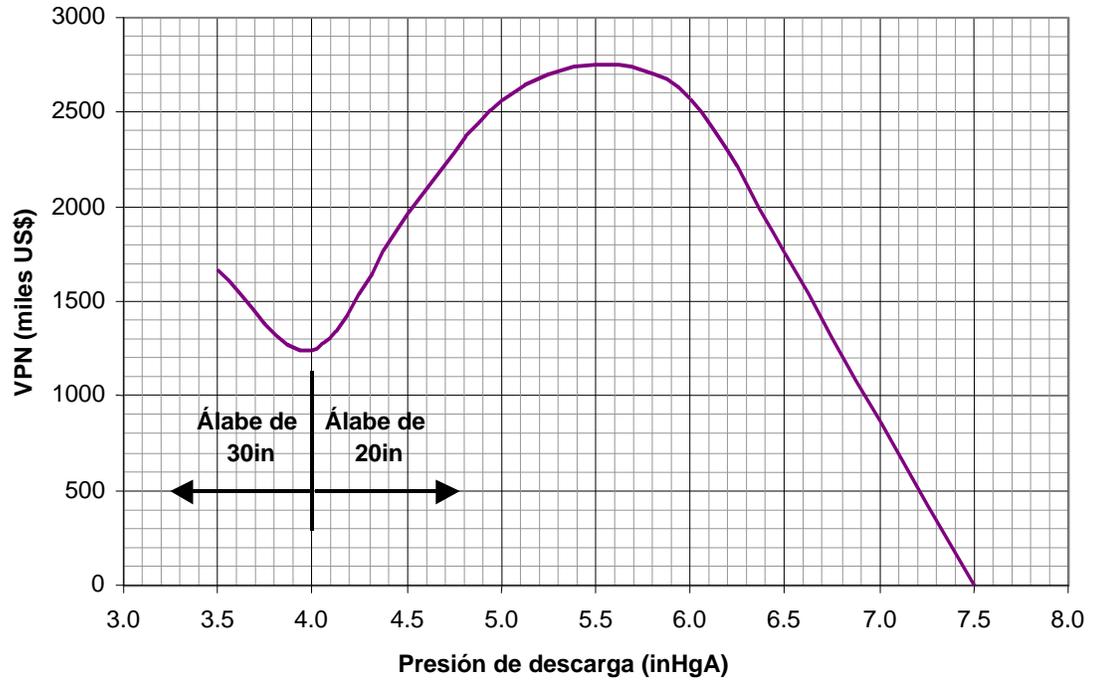
### ANEXO 9

Variación del valor presente neto relativo al caso base en función de la presión de descarga para condensador enfriado por aire horizontal



### ANEXO 10

Variación del valor presente neto relativo al caso base en función de la presión de descarga para condensador enfriado por aire tipo A



## ANEXO 11

**Resultados de la proforma financiera para el caso de enfriamiento evaporativo óptimo  
con un precio del combustible de US1,00/MMBtu**

## Resumen Proforma Financiera

<b>Datos generales</b>			<b>Datos gastos anuales</b>		
Horas de operación al año	h/año	8,000	Seguro	%	0.50
Tiempo de vida de la planta	Años	25	Financiamiento		
Potencia neta	kW	1,378,716	Porcentaje financiado	%	90.00
Eficiencia neta	%	52.57	Periodo de pago de la deuda	Años	10
Precio de venta de la energía	US\$/kWh	0.0300	Interes del financiamiento	%	15.00
Tasa de descuento	%	15.00	Depreciación		
			Valor de recuperación por depreciación	miles US\$	0
			Periodo de depreciación	Años	25
			Impuesto municipal	%	0.50
<b>Datos costos directos de inversión</b>			<b>Costos directos de inversión</b>		
Procura importada	miles US\$	410,938	Procura total	miles US\$	439,387
Procura nacional	miles US\$	28,449	Instalación	miles US\$	63,012
Instalación	miles US\$	63,012	Costos directos de inversión	miles US\$	502,399
<b>Datos costos indirectos de inversión</b>			<b>Costos indirectos de inversión</b>		
Flete y seguro	%	7.00	Costos por flete y seguro	miles US\$	28,765.66
Arancel único	%	5.00	Costo por arancel único	miles US\$	20,546.90
Caleta	%	4.50	Costo por caleta	miles US\$	18,492.21
Transporte local	%	2.00	Costos por transporte local	miles US\$	8,787.74
Varios	miles US\$	69,421	Costos varios	miles US\$	69,421.00
			Costos indirectos de inversión	miles US\$	146,013.51
<b>Datos costos anuales</b>			Costos de inversión total sin I.V.A.	miles US\$	648,412.51
Precio del combustible	US\$/MMBtu	1.00	Costos de inversión total con I.V.A.	miles US\$	742,432.32
O&M variables	US\$	26,289			
O&M fijos	US\$	8,797			
<b>Datos gastos por impuestos</b>			<b>Principales resultados</b>		
Impuesto al valor agregado (I.V.A.)	%	14.50	Valor presente neto	miles US\$	113,042.7
Impuesto sobre la renta (I.S.R.)	%	34.00	Costo específico de la energía generada	US\$/kWh	0.0204

## CONTINUACIÓN ANEXO 11

Flujo de caja detallado											
Periodo	Años	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Energía generada	GWh	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73
Ingresos por venta de energía	miles US\$	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892
<b>Costos anuales</b>											
Costos combustible	miles US\$	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590
Costos O&M variables	miles US\$	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289
Costos O&M fijos	miles US\$	8,797	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289
Costos anuales sin I.V.A.	miles US\$	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387
Costos anuales con I.V.A.	miles US\$	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043
<b>Gastos anuales</b>											
Gastos por seguro sin I.V.A.	miles US\$	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197
Gastos por seguro con I.V.A.	miles US\$	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515
Balance financiamiento	miles US\$	668,189	601,370	534,551	467,732	400,913	334,095	267,276	200,457	133,638	66,819
Anualidad financiamiento	miles US\$	66,819	66,819	66,819	66,819	66,819	66,819	66,819	66,819	66,819	66,819
Intereses financiamiento	miles US\$	100,228	90,206	80,183	70,160	60,137	50,114	40,091	30,069	20,046	10,023
Gastos de financiamiento	miles US\$	167,047	157,024	147,002	136,979	126,956	116,933	106,910	96,887	86,865	76,842
Gastos de depreciación	miles US\$	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937
Gastos impuestos municipales	miles US\$	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654
Gastos anuales	miles US\$	197,154	187,131	177,108	167,085	157,062	147,040	137,017	126,994	116,971	106,948
<b>Flujo de efectivo anual</b>											
Flujo de efectivo gravable	miles US\$	41,695	51,718	61,740	71,763	81,786	91,809	101,832	111,855	121,877	131,900
Gastos por impuesto sobre la renta	miles US\$	14,176	17,584	20,992	24,400	27,807	31,215	34,623	38,031	41,438	44,846
Flujo de efectivo neto	miles US\$	27,519	34,134	40,749	47,364	53,979	60,594	67,209	73,824	80,439	87,054
<b>Costo específico de la energía generada</b>	US\$/kWh	0.0275	0.0269	0.0263	0.0257	0.0251	0.0245	0.0239	0.0233	0.0227	0.0221

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73	11,029.73
330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892	330,892
71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590	71,590
26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289
26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289	26,289
80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387	80,387
92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043	92,043
2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197	2,197
2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515	2,515
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937	25,937
1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654	1,654
30,106	30,106	30,106	30,106	30,106	30,106	30,106	30,106	30,106	30,106	30,106	30,106	30,106	30,106	30,106
208,742	208,742	208,742	208,742	208,742	208,742	208,742	208,742	208,742	208,742	208,742	208,742	208,742	208,742	208,742
70,972	70,972	70,972	70,972	70,972	70,972	70,972	70,972	70,972	70,972	70,972	70,972	70,972	70,972	70,972
137,770	137,770	137,770	137,770	137,770	137,770	137,770	137,770	137,770	137,770	137,770	137,770	137,770	137,770	137,770
0.0175	0.0175	0.0175	0.0175	0.0175	0.0175	0.0175	0.0175	0.0175	0.0175	0.0175	0.0175	0.0175	0.0175	0.0175

## ANEXO 12

**Resultados de la proforma financiera para el caso de enfriamiento seco directo  
horizontal óptimo con un precio del combustible de US1,00/MMBtu**

## Resumen Proforma Financiera

<b>Datos generales</b>			<b>Datos gastos anuales</b>		
Horas de operación al año	h/año	8,000	Seguro	%	0.50
Tiempo de vida de la planta	Años	25	Financiamiento		
Potencia neta	kW	1,350,090	Porcentaje financiado	%	90.00
Eficiencia neta	%	51.48	Periodo de pago de la deuda	Años	10
Precio de venta de la energía	US\$/kWh	0.0300	Interes del financiamiento	%	15.00
Tasa de descuento	%	15.00	Depreciación		
			Valor de recuperación por depreciación	miles US\$	0
			Periodo de depreciación	Años	25
			Impuesto municipal	%	0.50
<b>Datos costos directos de inversión</b>			<b>Costos directos de inversión</b>		
Procura importada	miles US\$	420,214	Procura total	miles US\$	446,036
Procura nacional	miles US\$	25,822	Instalación	miles US\$	62,298
Instalación	miles US\$	62,298	Costos directos de inversión	miles US\$	508,334
<b>Datos costos indirectos de inversión</b>			<b>Costos indirectos de inversión</b>		
Flete y seguro	%	7.00	Costos por flete y seguro	miles US\$	29,414.98
Arancel único	%	5.00	Costo por arancel único	miles US\$	21,010.70
Caleta	%	4.50	Costo por caleta	miles US\$	18,909.63
Transporte local	%	2.00	Costos por transporte local	miles US\$	8,920.72
Varios	miles US\$	69,421	Costos varios	miles US\$	69,421.00
			Costos indirectos de inversión	miles US\$	147,677.03
<b>Datos costos anuales</b>			Costos de inversión total sin I.V.A.	miles US\$	656,011.03
Precio del combustible	US\$/MMBtu	1.00	Costos de inversión total con I.V.A.	miles US\$	751,132.63
O&M variables	US\$	24,309			
O&M fijos	US\$	8,797			
<b>Datos gastos por impuestos</b>			<b>Principales resultados</b>		
Impuesto al valor agregado (I.V.A.)	%	14.50	Valor presente neto	miles US\$	73,318.04
Impuesto sobre la renta (I.S.R.)	%	34.00	Costo específico de la energía generada	US\$/kWh	0.0207

## CONTINUACIÓN ANEXO 12

## Flujo de caja detallado

Periodo	Años	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Energía generada	GWh	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72
Ingresos por venta de energía	miles US\$	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022
<b>Costos anuales</b>											
Costos combustible	miles US\$	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588
Costos O&M variables	miles US\$	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309
Costos O&M fijos	miles US\$	8,797	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309
Costos anuales sin I.V.A.	miles US\$	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385
Costos anuales con I.V.A.	miles US\$	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041
<b>Gastos anuales</b>											
Gastos por seguro sin I.V.A.	miles US\$	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230
Gastos por seguro con I.V.A.	miles US\$	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554
Balance financiamiento	miles US\$	676,019	608,417	540,815	473,214	405,612	338,010	270,408	202,806	135,204	67,602
Anualidad financiamiento	miles US\$	67,602	67,602	67,602	67,602	67,602	67,602	67,602	67,602	67,602	67,602
Intereses financiamiento	miles US\$	101,403	91,263	81,122	70,982	60,842	50,701	40,561	30,421	20,281	10,140
Gastos de financiamiento	miles US\$	169,005	158,865	148,724	138,584	128,444	118,303	108,163	98,023	87,883	77,742
Gastos de depreciación	miles US\$	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240
Gastos impuestos municipales	miles US\$	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620
Gastos anuales	miles US\$	199,419	189,279	179,138	168,998	158,858	148,717	138,577	128,437	118,297	108,156
<b>Flujo de efectivo anual</b>											
Flujo de efectivo gravable	miles US\$	32,562	42,702	52,842	62,983	73,123	83,263	93,403	103,544	113,684	123,824
Gastos por impuesto sobre la renta	miles US\$	11,071	14,519	17,966	21,414	24,862	28,309	31,757	35,205	38,653	42,100
Flujo de efectivo neto	miles US\$	21,491	28,183	34,876	41,568	48,261	54,954	61,646	68,339	75,031	81,724
<b>Costo específico de la energía generada</b>	US\$/kWh	0.0280	0.0274	0.0268	0.0262	0.0255	0.0249	0.0243	0.0237	0.0231	0.0224
valores llevados al presente		18,687.57	16,250.06	14,130.49	12,287.38	10,684.68	9,291.03	8,079.15	7,025.35	6,109.00	5,312.17

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72	10,800.72
324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022	324,022
71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588	71,588
24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309
24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309
80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385	80,385
92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041	92,041
2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230	2,230
2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554	2,554
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240	26,240
1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620
30,414	30,414	30,414	30,414	30,414	30,414	30,414	30,414	30,414	30,414	30,414	30,414	30,414	30,414	30,414
201,567	201,567	201,567	201,567	201,567	201,567	201,567	201,567	201,567	201,567	201,567	201,567	201,567	201,567	201,567
68,533	68,533	68,533	68,533	68,533	68,533	68,533	68,533	68,533	68,533	68,533	68,533	68,533	68,533	68,533
133,034	133,034	133,034	133,034	133,034	133,034	133,034	133,034	133,034	133,034	133,034	133,034	133,034	133,034	133,034
0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177
4,619.28	4,016.77	3,492.84	3,037.25	2,641.09	2,296.60	1,997.04	1,736.56	1,510.05	1,313.09	1,141.82	992.88	863.38	750.76	652.84

## ANEXO 13

**Resultados de la proforma financiera para el caso de enfriamiento seco directo tipo A  
óptimo con un precio del combustible de US1,00/MMBtu**

## Resumen Proforma Financiera

<b>Datos generales</b>			<b>Datos gastos anuales</b>		
Horas de operación al año	h/año	8,000	Seguro	%	0.50
Tiempo de vida de la planta	Años	25	Financiamiento		
Potencia neta	kW	1,342,995	Porcentaje financiado	%	90.00
Eficiencia neta	%	51.21	Periodo de pago de la deuda	Años	10
Precio de venta de la energía	US\$/kWh	0.0300	Interes del financiamiento	%	15.00
Tasa de descuento	%	15.00	Depreciación		
			Valor de recuperación por depreciación	miles US\$	0
			Periodo de depreciación	Años	25
			Impuesto municipal	%	0.50
<b>Datos costos directos de inversión</b>			<b>Costos directos de inversión</b>		
Procura importada	miles US\$	424,657	Procura total	miles US\$	450,437
Procura nacional	miles US\$	25,780	Instalación	miles US\$	63,606
Instalación	miles US\$	63,606	Costos directos de inversión	miles US\$	514,043
<b>Datos costos indirectos de inversión</b>			<b>Costos indirectos de inversión</b>		
Flete y seguro	%	7.00	Costos por flete y seguro	miles US\$	29,725.99
Arancel único	%	5.00	Costo por arancel único	miles US\$	21,232.85
Caleta	%	4.50	Costo por caleta	miles US\$	19,109.57
Transporte local	%	2.00	Costos por transporte local	miles US\$	9,008.74
Varios	miles US\$	69,421	Costos varios	miles US\$	69,421.00
			Costos indirectos de inversión	miles US\$	148,498.15
<b>Datos costos anuales</b>			Costos de inversión total sin I.V.A.	miles US\$	662,541.15
Precio del combustible	US\$/MMBtu	1.00	Costos de inversión total con I.V.A.	miles US\$	758,609.61
O&M variables	US\$	24,309			
O&M fijos	US\$	8,797			
<b>Datos gastos por impuestos</b>			<b>Principales resultados</b>		
Impuesto al valor agregado (I.V.A.)	%	14.50	Valor presente neto	miles US\$	57,041.08
Impuesto sobre la renta (I.S.R.)	%	34.00	Costo específico de la energía generada	US\$/kWh	0.0208
Impuesto municipal	%	0.50			

## CONTINUACIÓN ANEXO 13

## Flujo de caja detallado

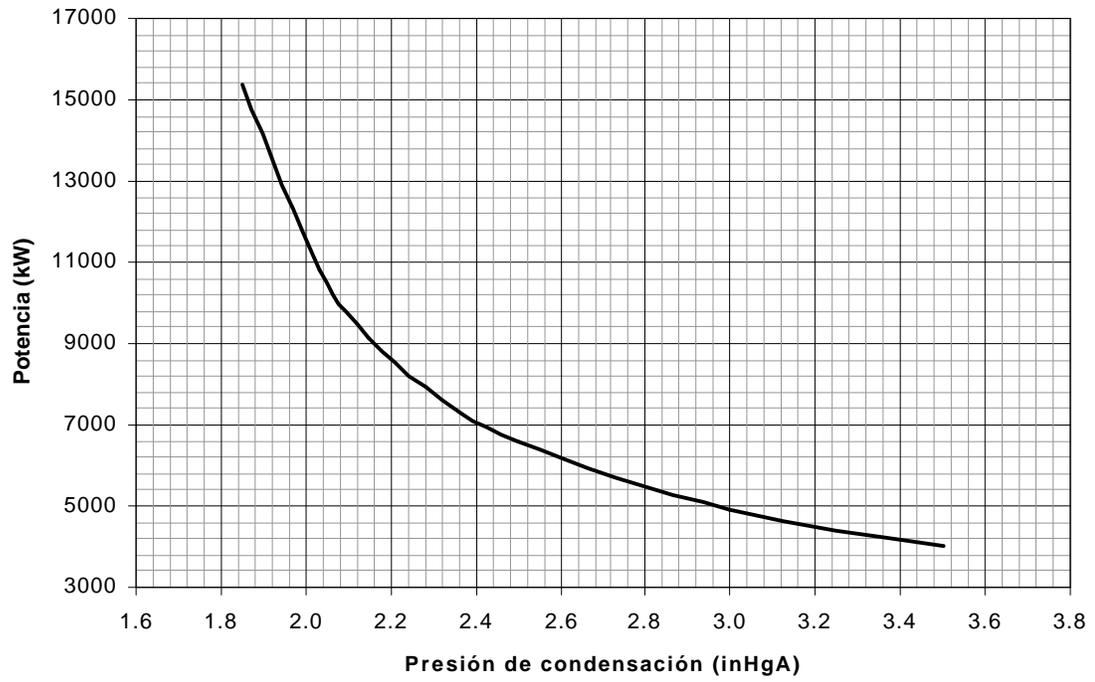
Periodo	Años	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Energía generada	GWh	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96
Ingresos por venta de energía	miles US\$	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319
<b>Costos anuales</b>											
Costos combustible	miles US\$	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587
Costos O&M variables	miles US\$	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309
Costos O&M fijos	miles US\$	8,797	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309
Costos anuales sin I.V.A.	miles US\$	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384
Costos anuales con I.V.A.	miles US\$	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040
<b>Gastos anuales</b>											
Gastos por seguro sin I.V.A.	miles US\$	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252
Gastos por seguro con I.V.A.	miles US\$	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579
Balance financiamiento	miles US\$	682,749	614,474	546,199	477,924	409,649	341,374	273,099	204,825	136,550	68,275
Anualidad financiamiento	miles US\$	68,275	68,275	68,275	68,275	68,275	68,275	68,275	68,275	68,275	68,275
Intereses financiamiento	miles US\$	102,412	92,171	81,930	71,689	61,447	51,206	40,965	30,724	20,482	10,241
Gastos de financiamiento	miles US\$	170,687	160,446	150,205	139,963	129,722	119,481	109,240	98,999	88,757	78,516
Gastos de depreciación	miles US\$	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502
Gastos impuestos municipales	miles US\$	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612
Gastos anuales	miles US\$	201,379	191,138	180,897	170,655	160,414	150,173	139,932	129,691	119,449	109,208
<b>Flujo de efectivo anual</b>											
Flujo de efectivo gravable	miles US\$	28,900	39,141	49,382	59,623	69,864	80,106	90,347	100,588	110,829	121,071
Gastos por impuesto sobre la renta	miles US\$	9,826	13,308	16,790	20,272	23,754	27,236	30,718	34,200	37,682	41,164
Flujo de efectivo neto	miles US\$	19,074	25,833	32,592	39,351	46,111	52,870	59,629	66,388	73,147	79,907
<b>Costo específico de la energía generada</b>	US\$/kWh	0.0282	0.0276	0.0270	0.0263	0.0257	0.0251	0.0245	0.0238	0.0232	0.0226

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96	10,743.96
322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319	322,319
71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587	71,587
24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309
24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309	24,309
80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384	80,384
92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040	92,040
2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252	2,252
2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579	2,579
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502	26,502
1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612	1,612
30,692	30,692	30,692	30,692	30,692	30,692	30,692	30,692	30,692	30,692	30,692	30,692	30,692	30,692	30,692
199,587	199,587	199,587	199,587	199,587	199,587	199,587	199,587	199,587	199,587	199,587	199,587	199,587	199,587	199,587
67,859	67,859	67,859	67,859	67,859	67,859	67,859	67,859	67,859	67,859	67,859	67,859	67,859	67,859	67,859
131,727	131,727	131,727	131,727	131,727	131,727	131,727	131,727	131,727	131,727	131,727	131,727	131,727	131,727	131,727
0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177	0.0177

## ANEXO 14

Variación de la potencia de los ventiladores del condensador enfriado por aire en función de la presión de descarga



## ANEXO 15

Determinación de la presión de descarga del sistema directo para el caso de máxima capacidad instalada

