

UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO DE ESPECIALIDAD TÉRMICA Y
PROPUESTAS DE RECAMBIOS TECNOLÓGICOS A PLANTA DE
COGENERACIÓN EN PAPELES BÍO-BÍO S.A.”**

Informe de Habilitación Profesional
presentado en conformidad a los requisitos
para optar al Título de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía:
Sr. Luis Cerda Miskulini

NICOLÁS IGNACIO BASÁÑEZ GALAZ
CONCEPCIÓN - CHILE

2013

AGRADECIMIENTOS

Quisiera expresar a la Gerente General Cibele de Godeoy Carvalho Braga, al Gerente de ventas zona Sur Ernesto Díaz Espinosa y al Ingeniero en ventas Alejandro Astete Soto de la empresa Alfa Laval S.A.C.I. mis agradecimiento por haberme brindado la oportunidad de desarrollar mi memoria de título junto a ustedes.

También quisiera agradecer al Jefe de Ingeniería José Vergara Ramírez, al Ingeniero de Procesos Osvaldo Vera y al Ingeniero Trainee José Barra Sepúlveda de la empresa Papeles Bío-Bío el permitirme desempeñarme óptimamente en la labor para que cual fui contratado.

Un especial agradecimiento al profesor Luis Cerda Miskulini, del Departamento de Ingeniería Mecánica, por toda su ayuda y apoyo desde el principio, no sólo en su calidad de tutor.

A todos ellos, Gracias.

RESUMEN

El diagnóstico energético de especialidad térmica a la planta de cogeneración y las propuestas de recambios tecnológicos consta en primera parte, de una caracterización energética aludiendo a la parte cualitativa, en donde se analizan los principales equipos involucrados en la generación de vapor y posterior condensación del mismo. La segunda parte del diagnóstico es la caracterización energética parte cuantitativa, en donde se modela el funcionamiento actual de la planta de cogeneración utilizando toda la información recopilada en conjunto con las ecuaciones formuladas para cuantificar cual era la situación de la planta y sus componentes, delimitando las posibilidades de realizar eficiencia energética.

Finalizada la caracterización energética se prosigue a establecer medidas de eficiencia energética para generar ahorros de este tipo y ver la posibilidad de complementar estas medidas con la incorporación de tecnologías. Al realizar estas medidas se obtienen los siguientes resultados:

- Reducción aproximada de 294 m³/h de agua de enfriamiento en el condensador Siemens y la posibilidad de reemplazarlo por un AlfaCond FM-600 con una inversión de USD 88.000 .
- Reducción aproximada de 0,1578 t/h de vapor en el intercambiador de calor de tubos denominado “40-80 °C” y la posibilidad de reemplazarlo por un intercambiador de calor TS20-MFM con una inversión de USD 10.000 .

Explicadas las medidas y recambios que suponen mejoras en eficiencia energética, se realiza una evaluación técnica y económica para finalizar el estudio, estos dos puntos dan como resultado:

- Técnicamente es posible realizar los recambios tecnológicos, debido a que los equipos están especialmente diseñados para las condiciones de trabajo planteadas por Papeles Bío-Bío.
- La viabilidad económica de ambos equipos se logra por los ahorros energéticos y por la reducción de costos en mantenimiento. La inversión del AlfaCond 600-FM se recupera a los 18 meses y la del TS20-MFM a los 6 meses aproximadamente.

ÍNDICE

CAPÍTULO I “ANTECEDENTES GENERALES”	9
1.1) Introducción.....	10
1.2) Origen del tema	11
1.3) Alcances	11
1.4) Objetivos	12
1.4.1) Objetivo general.....	12
1.4.2) Objetivos específicos	12
CAPÍTULO II “LA EMPRESA”	13
2.1) Descripción de la empresa.....	14
2.2) Descripción del proceso de fabricación del papel	15
2.2.1) Pulpa mecánica	16
2.2.2) Fabricación de papel	16
2.2.3) Cogeneración	19
CAPÍTULO III “OPORTUNIDADES DE EFICIENCIA ENERGÉTICA EN ENERGÍA TÉRMICA”	23
3.1) Beneficios.....	25
3.1.1) Los beneficios directos	26
3.2) La auditoría energética	29
3.2.1) Pasos de una auditoría energética	29
3.2.2) Tipo de auditorías energéticas	29
CAPÍTULO IV “CARACTERIZACIÓN ENERGÉTICA: PARTE CUALITATIVA”	31
4.1) Descripción.....	32
4.2) Planta de cogeneración.....	32
4.2.1) Ciclo Hirn	33
4.3) Combustión	36
4.3.1) La biomasa de PABB.....	36

4.3.2)	Análisis elemental del combustible	37
4.3.3)	Poder calorífico.....	37
4.3.4)	Balance de combustión de un combustible sólido	38
4.3.5)	Aire estequiométrico y real.....	39
4.3.6)	Gases húmedos y secos producto de la combustión completa.....	40
4.4)	Los gases de combustión	41
4.4.1)	Gases de combustión de PABB	41
4.4.2)	Energía disponible en los gases de combustión.....	42
4.4.3)	Pérdidas por radiación	45
4.5)	Generador de vapor	46
4.5.1)	Generador de vapor de PABB	46
4.5.2)	Irreversibilidades en un ciclo real “Caldera”	49
4.5.3)	Métodos de evaluación de rendimiento	50
4.6)	Distribución del vapor en el sistema	52
4.6.1)	Balance de masa dentro de los Manifold	53
4.7)	Generación eléctrica	54
4.7.1)	Turbo máquina Siemens T-8509.....	54
4.7.2)	Irreversibilidades en un ciclo real “turbina”	55
4.7.3)	Potencia ideal y real de la turbina	56
4.7.4)	Rendimiento de la turbina.....	57
4.7.5)	Rendimiento mecánico	57
4.7.6)	Rendimiento transmisión.....	57
4.7.7)	Rendimiento del generador eléctrico	57
4.7.8)	Título del vapor a la salida del condensador.....	57
4.8)	Recuperación de condensados.....	58
4.11.1)	Condensador Siemens.....	58
4.11.2)	Irreversibilidades en un ciclo real “Condensador”	59

4.11.3)	Calor rechazado por el vapor húmedo en el condensador	60
4.11.4)	Flujo de agua de enfriamiento usado en el condensador	60
4.11.5)	Coefficiente global de transferencia de calor	61
4.11.6)	Transferencia de calor máxima posible	63
4.11.7)	Método de eficiencia-NUT	63
4.9)	Agua de enfriamiento	64
4.9.1)	Torre de enfriamiento	64
4.9.2)	Balance de masa de la torre de enfriamiento	65
4.10)	Distribución del agua en el sistema	66
4.10.1)	Planta de agua industrial	66
4.10.2)	Tanque de condensados	67
4.10.3)	Agua alimentación caldera.....	68
4.11)	Otros equipos.....	69
4.11.1)	Intercambiador de calor 40-80 °C.....	69
4.11.2)	Flujo de agua caliente usada en el intercambiador	71
4.11.3)	Coefficiente global de transferencia de calor.....	71
4.11.4)	Transferencia de calor máxima posible	73
4.11.5)	Método de eficiencia-NUT	73
4.11.6)	Trabajo de la bomba	74
4.12)	Eficiencia del sistema de cogeneración.....	76
4.12.1)	Eficiencia eléctrica.....	76
4.12.2)	Eficiencia térmica	76
4.12.3)	Eficiencia global	77
CAPÍTULO V “CARACTERIZACIÓN ENERGÉTICA: PARTE CUANTITATIVA”		78
5.1)	Descripción.....	79
5.2)	Condiciones de diseño.....	81
5.2.1)	Características técnicas de la caldera Distral	81

5.2.2)	Características técnicas de la turbina	82
5.2.3)	Características técnicas del condensador	83
5.2.4)	Funcionamiento del intercambiador de calor 40-80°C	84
5.3)	Modelo de operación	85
5.4)	Modelo de operación gases	85
5.4.1)	Análisis de los gases de combustión	85
5.4.2)	Energía total aportada por los reactivos	89
5.4.3)	Energía total aportada por los reactivos (hogar refrigerado)	90
5.4.4)	Cálculo de la energía de los productos a la salida del precipitador	90
5.4.5)	Energía de los productos a la temperatura mínima de salida del precipitador	91
5.4.6)	Máximo calor residual aprovechable a la salida del precipitador	91
5.4.7)	Rendimiento por combustión	91
5.4.8)	Conclusión del análisis de los productos de combustión	89
5.5)	Modelo de operación planta cogeneración	92
5.5.1)	Rendimiento directo en la caldera	94
5.5.2)	Análisis de la turbina	95
5.5.3)	Análisis del condensador	99
5.5.4)	Análisis del intercambiador de calor 40-80 °C	101
5.5.5)	Potencia de la bomba	105
5.5.6)	Eficiencia eléctrica	105
5.5.7)	Eficiencia térmica	105
5.5.8)	Eficiencia global	106
CAPÍTULO VI “PROPUESTAS DE RECAMBIO TECNOLÓGICO”		109
6.1)	Conclusiones del modelo de operación	110
6.2)	Descripción de los nuevos equipos	110
6.2.1)	AlfaCond 600-FM	110
6.2.2)	Intercambiador de calor de placas TS20-MFM	113

6.3)	Modelo con recambio tecnológico	116
6.3.1)	Reducción del recurso hídrico con AlfaCond 600-FM.....	116
6.3.2)	Reducción del consumo de vapor con TS20-MFM	118
CAPÍTULO VII “EVALUACIÓN ECONÓMICA”		124
7.1)	Ahorros energéticos.....	125
7.1.1)	Ahorro por el AlfaCond 600-FM.....	125
7.1.2)	Ahorro por el TS20-MFM	126
7.2)	Métodos de valoración y selección de inversores	127
7.2.1)	Payback simple	127
7.2.2)	VAN.....	127
7.2.3)	RBC	128
7.2.4)	TIR.....	129
7.2.5)	Estudio de viabilidad	130
CAPÍTULO VIII “CONCLUSIONES”		132
8.1)	Caracterización energética.....	133
8.2)	Medidas de eficiencia energética y recambio tecnológico	134
8.3)	Evaluación económica.....	136
CAPÍTULO XI “BIBLIOGRAFÍA”.....		138
CAPÍTULO X “ANEXOS”		140
10.1)	Modelo de operación gases	141
10.2)	Modelo de operación planta cogeneración	144
10.3)	AlfaCond 600-FM	152
10.4)	TS20-MFM.....	154
10.5)	Flujo de caja	156

CAPÍTULO I

“ANTECEDENTES GENERALES”

1.1) INTRODUCCIÓN

La Eficiencia Energética (EE) ha demostrado ser un pilar fundamental en el desarrollo energético mundial. Su existencia, reconocida hace décadas, sólo recientemente ha adquirido una relevancia sin precedentes en el sector energético nacional, por ser considerada como una gran contribuyente a la solución del déficit energético actual¹.

A principios del año 2005, el Gobierno creó el Programa País de Eficiencia Energética (PPEE), con el objetivo de establecer una política permanente en la sociedad para la utilización eficiente de los recursos energéticos de nuestro país. El año 2010, el PPEE pasa a depender del Ministerio de Energía y el año 2011 se transforma en la Agencia Chilena de Eficiencia Energética (AChEE) como entidad de carácter público privada, la que tiene como principal objetivo el implementar programas y proyectos específicos que impulsen la disminución del consumo energético².

El mercado energético en Chile está compuesto por cuatro grandes sectores de consumo: el sector industrial, el sector minero, el sector transporte y el sector de servicios, los que están integrados por 17 subsectores de consumo entre los que se destacan: la minería del cobre, la industria del papel y la celulosa, y el transporte terrestre, entre otros. En su conjunto, estos cuatro sectores han sido responsables de más del 70% del consumo energético nacional durante la última década, participación que se estima se mantendrá invariable en el futuro.

La empresa Papeles Bío-Bío produce papeles de impresión para máquinas y prensas rotativas de imprentas en base a pulpa mecánica con madera proveniente de bosques renovables de pino radiata. El papel para diarios es el principal producto que fabrica y vende a importantes diarios de la región. La producción de papeles requiere un alto consumo de energía, a tal nivel que se considera un gasto altamente significativo entre sus costos operacionales, lo que motivó el interés por parte de la gerencia a desarrollar estudios relacionados con el tema a fin de ser eficientes en el uso de sus energías.

En septiembre de 2012, la planta Papeles Bío-Bío aprobó exitosamente una auditoría realizada por la certificadora AENOR, convirtiéndola en la primera planta industrial en Chile en contar con un Sistema de Gestión de la Energía (SGE) certificado bajo la norma ISO 50001. La implementación

¹ Estudio de Mercado de Eficiencia Energética en Chile, 2011

² Instrumentos para la elaboración de una política energética sustentable, 2011

del SGE se desarrolló en el marco de un convenio de cooperación técnica que firmaron Papeles Bío-Bío y la Agencia Chile de Eficiencia Energética (AChEE) en octubre de 2011 y que contempló apoyo técnico y capacitación³.

Uno de los propósitos de contar con un sistema de gestión de este tipo es mejorar el desempeño de las unidades, aumentar la eficiencia y reducir impactos ambientales, además de ampliar las ventajas competitivas en los mercados, aumentando la productividad.

Para el gerente general de Papeles Bío-Bío, Glen Rybertt Werth, "esta certificación nos entrega un set de herramientas para mejorar en el tiempo. No se trata sólo de invertir en equipos, sino mejorar la gestión, tener un mejor conocimiento de los principales consumos de energía y ver cómo se pueden reducir éstos, sin afectar nuestros productos"⁴.

1.2) ORIGEN DEL TEMA

El tema se origina en Papeles Bío-Bío S.A., en el marco de su actual política de ahorro energético, particularmente, es influido por la Norma ISO 50001 quien asigna a la alta gerencia una serie de responsabilidades, entre las que se encuentra, la definición de una política energética propia de la organización en la que se establece una serie de objetivos y metas a cumplir para su renovación. El área técnica de dicha empresa, planteó en base a lo detectado por el sistema de gestión energética, "su mayor potencial de mejora, se encuentra en la implementación de nuevas tecnologías para optimizar el desempeño global de la compañía"⁵, que la planta de cogeneración es uno de los sectores que posee oportunidad de optimizar su desempeño, lo que se tradujo en la articulación de un diagnóstico energético de especialidad térmica (en el punto 3.2.2 se especifica este tipo de auditoria) junto con la empresa Alfa Laval S.A.C.I. para estudiar la posibilidad de mejorar su eficiencia con la implementación de nuevas tecnologías.

1.3) ALCANCES

- Las mediciones se realizaron el mes de mayo en conjunto con personal de planta de Papeles Bío-Bío, corroborando en terreno la veracidad de los datos entregados por su SGE. Es

³ Agencia Chilena de eficiencia energética: "<http://www.acee.cl/noticia>"

⁴ Ministerio de Energía: "<http://www.minenergia.cl/ministerio/noticias/regionales>"

⁵ ISO 50001: "<http://guiaiso50001.cl/caso-exito-bio-bio>"

importante destacar que algunos datos no se pudieron ratificar debido a restricciones para realizar las mediciones (como el del generador).

- Una vez presentadas las ecuaciones correspondientes, la obtención de las propiedades se logró con el software EES. El programa correspondiente se adjunta en la sección de Anexos.
- El diagnóstico energético se basa en la búsqueda de alguna alternativa de mejora en el proceso de producción de vapor, debido a las limitantes que la empresa Alfa Laval S.A.C.I. pueda presentar (como la tecnología que ofrece). De igual forma solo se abarcaran los beneficios directos planteados en el capítulo III, dejando otros beneficios (como ambientales) para posteriores estudios.
- Algunos datos de producción y la evaluación económica, quedan sujetos a alteraciones en respuesta a la restricción de “confidencialidad de datos” que fue solicitada por ambas empresas al comienzo del presente estudio.

1.4) OBJETIVOS

1.4.1) Objetivo general

Caracterizar y evaluar el funcionamiento actual de la planta de cogeneración y proponer, de ser posible, medidas eficiencia energética y complementarlas con recambio tecnológico, con su correspondiente evaluación económica.

1.4.2) Objetivos específicos

- Caracterizar energéticamente la planta de cogeneración.
- Evaluar el funcionamiento de la planta de cogeneración.
- Establecer medidas de eficiencia energética.
- Complementar estas medidas con recambio tecnológico.
- Verificar la factibilidad técnica y económica de los equipos.

CAPÍTULO II

“LA EMPRESA”

2.1) DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA

Papeles Bío-Bío s.a. (ex Norske Skog) se ubica cerca de la desembocadura del río Bío-Bío con el Océano Pacífico, al lado de la ciudad de Concepción, en la calle Pedro Aguirre Cerda 1054, comuna de San Pedro de la Paz, Concepción – Chile. La figura 2.1 muestra a la empresa y su entorno desde una vista aérea.

Inició sus operaciones el 27 de abril de 1957. Produce actualmente papeles de impresión sobre la base de pulpa mecánica PGW elaborada en la misma planta con la tecnología Nórdica de desfibradores presurizados.

- Papel para periódico.
- Papel para directorio telefónico.
- Papeles especiales sobre la base de pulpa mecánica.

El papel para diarios es el principal producto que fabrica, el cual vende a importantes diarios de la región. También, se fabrican papeles especiales o mejorados, los cuales son utilizados en la elaboración de insertos/volantes, revistas, guías telefónicas y libros, entre otros. Alrededor del 45% de su producción es destinada al mercado nacional. El otro 55% se exporta a otros países de América del Sur, principalmente Argentina, Perú, Bolivia, Ecuador, Colombia y Paraguay⁶. Los insumos/materias primas principales son:

- Madera de pino Radiata.
- Celulosa Kraft blanqueada y cruda.
- Energía eléctrica.
- Biomasa (partículas de madera) como combustible.
- Agua.

Los subproductos de la madera originados por la planta, son utilizados junto a la biomasa forestal comprada a terceros, en la producción de energía térmica y eléctrica. El 19% de la electricidad que consumen los procesos es generada internamente, a través de un turbo generador.

⁶ www.papelesbiobio.cl

Con el objeto de lograr un aseguramiento y mejoramiento de sus procesos, medio ambiente y personas, la empresa fue certificada en ISO 9001 (norma internacional para gestión de la calidad) en 1994, hacia fines del 2003 certificó en ISO 14001 (norma internacional para la gestión ambiental), en 2004 en OHSAS 18001 (norma internacional para la gestión de la salud y seguridad) y en 2008 certificó en el estándar CERTFOR de cadena custodia (CertforCoC 2007-PEC, que relaciona el uso de madera certificada con el producto obtenido). Durante el año 2012 trabajaron para obtener ISO 50001 (norma internacional para la gestión de la energía), logrando en septiembre del mismo año la certificación.



Figura 2.1: Vista aérea de la empresa Papeles Bío-Bío y su entorno.

Fuente: <http://seia.sea.gob.cl/archivo>

2.2) DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN DEL PAPEL

Los papeles de impresión para periódico y directorios telefónicos de Papeles Bío-Bío S.A. están constituidos básicamente (90%) por pulpa mecánica de pino Radiata, producido en la misma planta mediante el proceso de desfibrado presurizado PGW, a la que se ha agregado cantidades pequeñas de pulpa química para mejorar su resistencia⁷. En la figura 2.6 se presenta un diagrama del proceso de fabricación del papel que se explica a continuación.

⁷ <http://seia.sea.gob.cl/archivos>

2.2.1) Pulpa mecánica

La madera, que es transportada a la planta en camiones (mensualmente se consumen 22.500 m³ sólidos sin corteza), se recibe en trozos de 2,44 metros de largo, con diámetros comprendidos entre 10 y 35 cm. Estos trozos se cortan a 1.22 metros de largo y después se descortezan en seco en un descortezador de tambor por el efecto del roce entre ellos y las pestañas interiores de éste. La corteza de la madera que se extrae se usa como combustible para alimentar la caldera y producir vapor que se suministra al proceso.

Los trozos descortezados y lavados con regaderas de agua se envían por transportadores a la fábrica de pulpa, donde se cargan los 4 desfibradores de piedra presurizados PGW accionados por energía eléctrica. En estas máquinas los trozos son presionados contra una piedra cilíndrica, de material abrasivo, que gira con velocidad constante. Por abrasión y en presencia de agua, se van desfibrando hasta producir una pasta acuosa denominada pulpa. Ésta es enviada a los clasificadores para la separación de las astillas finas o rechazo de clasificación, las cuales se refinan en un refinador de discos accionado por energía eléctrica, que las transforma en pulpa mecánica aceptada.

La etapa siguiente es pasar la pasta aceptada por los purificadores, donde se separan los cuerpos extraños o impurezas (arena y otros). La pasta acuosa limpia constituye la pulpa mecánica apta para la fabricación del papel.

Posteriormente, para su almacenamiento final, se somete a un proceso de espesado para extraerle el agua, la cual es reutilizada. La pasta es almacenada en 2 estanques con capacidad total de 2.250 m³. El proceso de desfibrado mecánico descrito es de una alta eficiencia: 98% (se obtienen 98 toneladas de pulpa por cada 100 toneladas de madera seca que ingresa).

2.2.2) Fabricación de papel

La pulpa mecánica (celulosa) obtenida se combina con celulosa Kraft blanqueada y cruda proveniente del tanque disolvedor, la mezcla contiene una suspensión con un 97% de agua, que se bombea a un pequeño estanque de nivel que la entrega, a través de una válvula reguladora de flujo, a un circuito de dilución y enseguida, a un sistema de purificadores centrífugos.

En la caja de entrada de la máquina papelera, la pasta es distribuida uniformemente sobre el fourdrinier o mesa formadora de lámina. Este equipo es accionado por varios rodillos que sacan el

agua de la pasta por gravedad y bombas de vacío, dándole la forma de una lámina. La hoja abandona esta parte de la máquina con un 83 % de humedad.

Posteriormente, un sistema de prensas compuesto por una prensa triple y una cuarta prensa separada, extrae más agua y entrega la hoja de papel con una humedad del 54 % a una batería de 49 cilindros secadores. Los cilindros secadores, que interiormente están alimentados con vapor, transfieren calor desde su interior hacia la hoja logrando obtener una lamina con una humedad de 8%.



Figura 2.2: hoja de papel a la salida de la maquina papelera N°1

Una batería de 6 polines de acero (lisas) que giran en contacto entre sí, alisan la superficie de la hoja al pasar entre ellos. Un sensor (scanner) se desplaza a lo ancho de la hoja, tomando valores de humedad, peso base, espesor y temperatura y los informa al computador de procesos, que actúa sobre las válvulas de dosificación de pasta y vapor para controlar el gramaje y la humedad del papel.

Finalmente, el papel se enrolla en una barra de acero de 4,8 metros de largo en el sector final de la máquina llamado pope. De este rollo madre se cortan las bobinas de papel a las dimensiones especificadas por los clientes en una moderna bobinadora. El papel es embalado para protegerlo de los cambios ambientales y así evitar daños en el manejo. Las bobinas embaladas son almacenadas en bodegas, especialmente acondicionadas, con capacidad de 9.000 toneladas.



Figura 2.3: Papel enrollado en etapa final “pope”.



Figura 2.4: bobinas a embalar.

2.2.3) Cogeneración

La empresa posee una caldera (N°3) para producir vapor de alta presión con la combustión de biomasa (corteza, aserrín y lodos). El vapor de alta presión alimenta una turbina de 7 MW que genera el 16 % de la energía utilizada por la planta. El vapor de baja presión obtenido en la turbina se utiliza posteriormente en el proceso de fabricación de papel (secador de máquinas papeleras, principalmente).

El sistema de generación de vapor posee un circuito de retorno del agua hacia la caldera, este permite que el vapor saturado proveniente de la última etapa de la turbina ingrese al condensador de superficie. El vapor es enfriado con agua fresca proveniente de las torres de enfriamiento para lograr el condensado que ingresa al tanque de condensados donde se junta con distintos condensados de la planta para finalmente llegar al tanque desaireador que alimenta a la caldera.

Cuando se le realiza mantenimiento a la caldera N°3 (Distral) se utiliza la caldera N° 1 de respaldo que usa gas natural como combustible, la cual opera en promedio 10 días al año y produce 20 t/h de vapor.

La planta de cogeneración es el motivo del estudio, por lo que se verá en detalle más adelante; no obstante, las siguientes imágenes entregan una visión general de la empresa en los que respecta a sus procesos.

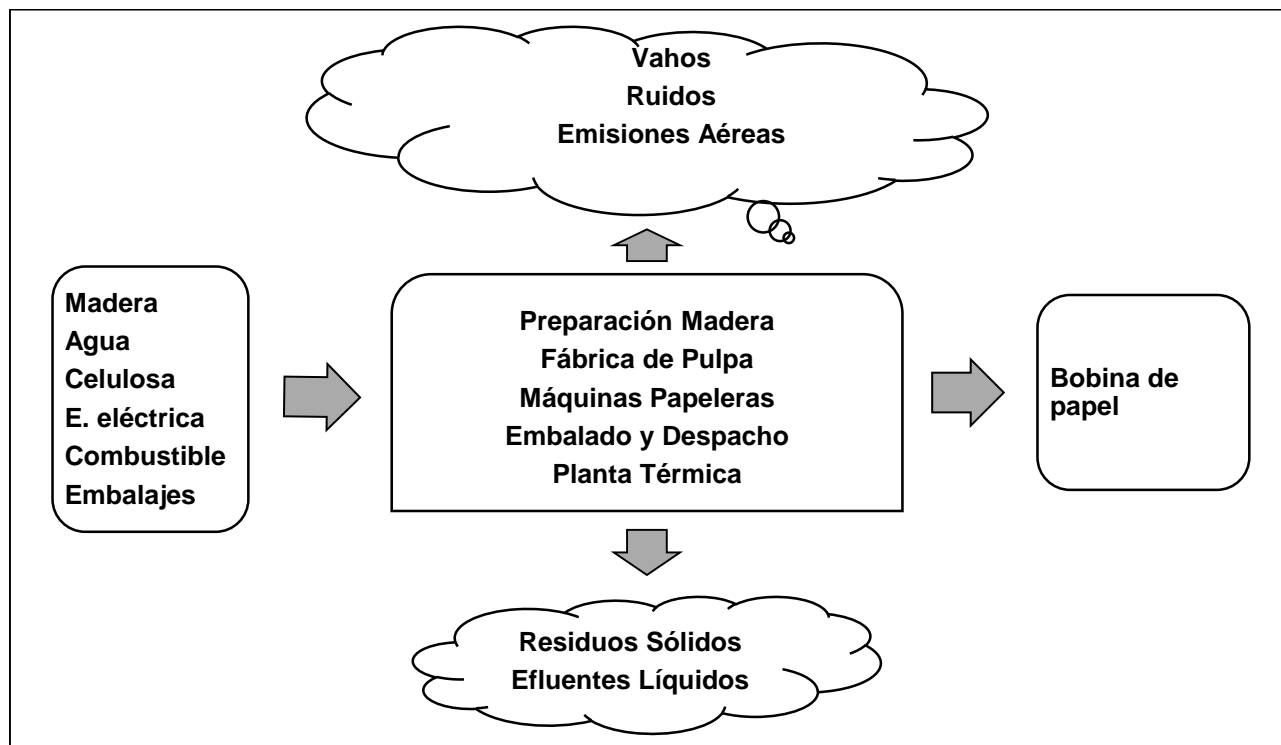


Figura 2.5: Esquema que representa el proceso productivo de la empresa en forma global.

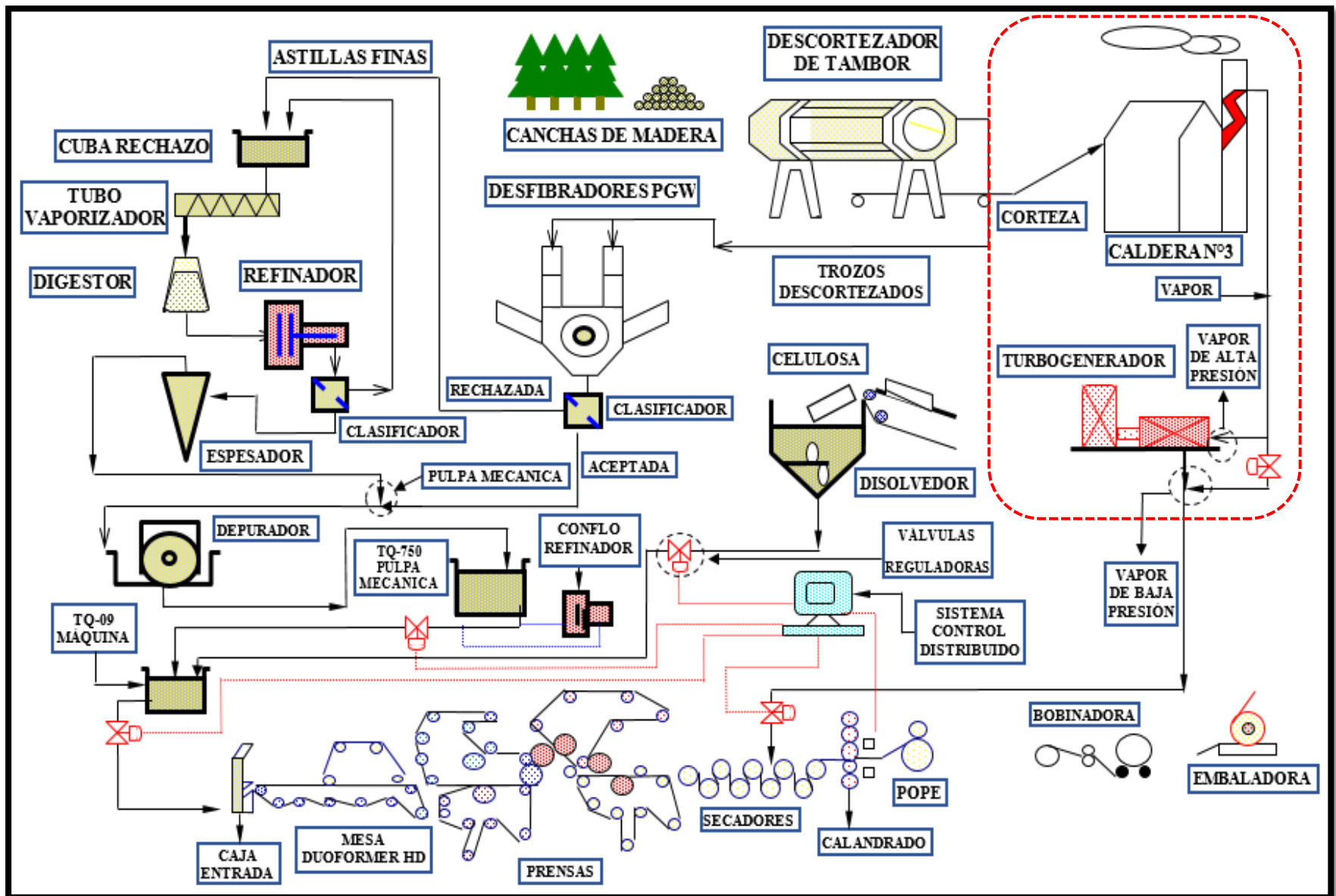


Figura 2.6: Diagrama del proceso de fabricación del papel en base a pulpa mecánica (sector a diagnosticar en recuadro rojo).

Fuente: “<http://seia.sea.gob.cl> “

CAPÍTULO III

“OPORTUNIDADES DE EFICIENCIA ENERGÉTICA EN ENERGÍA TÉRMICA”

La Eficiencia Energética en energía térmica es decir, el uso eficiente de los recursos térmicos, tiene diversos beneficios. El siguiente diagrama de flujo muestra de forma general el ciclo productivo de las empresas y se considerará como base a la hora de saber dónde buscar los distintos tipos de beneficios que éstas presentan.

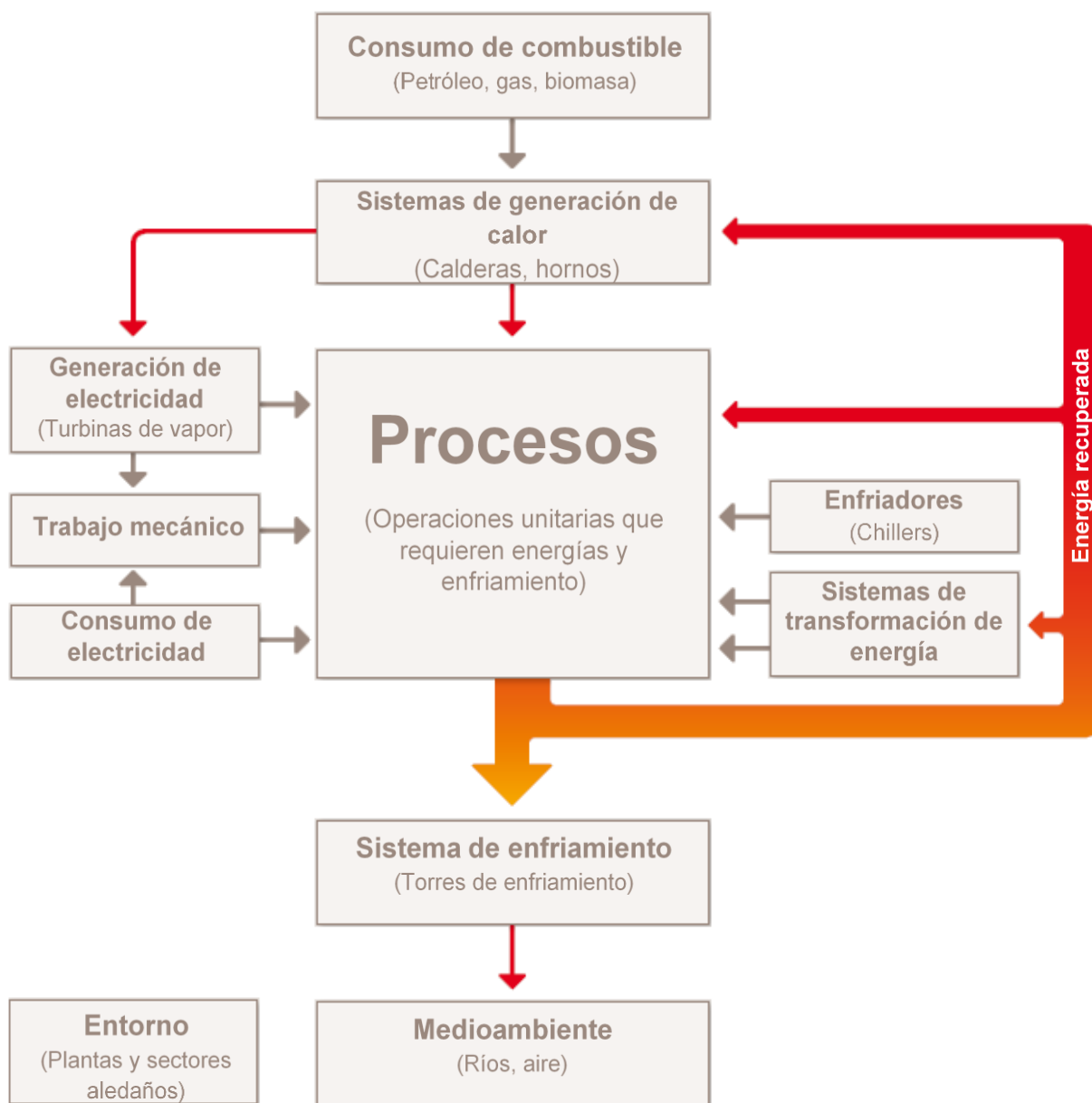


Figura 3.1: Sistemas básicos que se encuentran en la mayoría de las plantas.

3.1) BENEFICIOS

Antes de profundizar más en la eficiencia energética en energía térmica es importante analizar todas las ganancias directas que puedan existir; éstas suelen clasificarse en ocho, señalando, que todo beneficio directo da origen a un beneficio indirecto y luego a uno nacional. La figura 3.2 enmarca los ocho beneficios que pueden adquirir las empresas después de implementar medidas de eficiencia energética en energía térmica.



Figura 3.2: Principales beneficios directos que se pueden lograr con la eficiencia energética.

3.1.1) Los beneficios directos

Están directamente vinculados y se pueden cuantificar a partir del ahorro en la fuente de energía respectiva debido a la mayor eficiencia energética, entre ellos están:

1. Ahorro de combustible: Si se recuperan energías, éstas pueden ser reutilizadas en el sistema de generación para precalentar el agua de alimentación, el aire de combustión o también se puede utilizar directamente en el proceso. Su reutilización genera un ahorro de combustible significativo para las empresas.



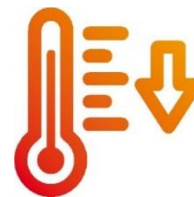
2. Generación eléctrica: Muchas plantas generan su propia electricidad al dirigir parte del vapor de procesos de una caldera hacia la turbina. Reducir la necesidad de vapor en el proceso significa que más vapor puede ser utilizado para la generación eléctrica.



3. Ventas de energía térmica y eléctrica: Las opciones más rentables, a veces, están en el exterior. Si la planta se encuentra en las proximidades de otras plantas o conectada a la red eléctrica, la venta de su energía térmica y eléctrica pueden ser una excelente oportunidad de negocio.



4. Disminuir las necesidades de enfriamiento: Cuanto más energía se recupera y reutiliza, menor es la cantidad que necesita ser enfriada después de las etapas del proceso. Una reducción de la carga en el sistema de enfriamiento puede resolver problemas de cuellos de botella en la producción.



5. Menores inversiones en utilidad: La consideración de la eficiencia energética puede conducir a ahorros energéticos en proceso, lo que reduce los costos de inversión en los sistemas de generación de calor, enfriamiento y reducción de espacios. Esto puede reducir los costos operativos e inversiones futuras.



6. Incremento de la producción: El incremento de la producción está ligado a la reducción de los cuellos de botella en puntos cruciales como torres de



enfriamiento o caldera. La eficiencia energética reduce la carga de trabajo liberando capacidad para aumentar la producción.

- 7. Reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI):** Dado que la eficiencia energética a menudo conduce a ahorros significativos de combustible y electricidad, las emisiones de CO₂ se ven reducidas. Su principal beneficio es el efecto positivo sobre el medio ambiente, y el valor monetario.



- 8. Transformación de energía:** La energía recuperada se puede utilizar en combinación con tecnologías de transformación para la producción de: agua de enfriamiento, agua caliente, agua destilada, electricidad, etc. Los chillers de absorción pueden ser atractivas alternativas de enfriamiento usando energías residuales a baja temperatura.





Figura 3.3: Lugar donde se obtiene cada uno de los ocho beneficios en la industria y sus alrededores.

3.2) LA AUDITORÍA ENERGÉTICA

Una auditoría energética consiste en la verificación, monitoreo y análisis del uso eficiente de la energía, incluyendo la presentación de informes técnicos y financieros sobre las recomendaciones para mejorar la EE con análisis de costo-beneficio y plan de acción para implementar las recomendaciones.

3.2.1) Pasos de una auditoria energética

- **Preparar la auditoría:** En esta fase pueden conocerse de forma global los principales procesos y oportunidades de mejora de eficiencia energética, de modo de priorizar el trabajo posterior de auditoría.
- **Caracterizar energéticamente la empresa:** Se recolecta la información, se toman mediciones, se caracteriza y analiza el uso de energía.
- **Identificar oportunidades de mejora:** A partir de este análisis se realiza una propuesta de mejoras de eficiencia energética, especificando sus características técnicas y económicas, y ahorro de energía asociado a la aplicación de cada medida.
- **Determinar beneficios e inversiones:** A partir de este análisis se priorizan y seleccionan aquellas medidas viables económicamente.
- **Reporte:** Se elabora un informe con las conclusiones finales.

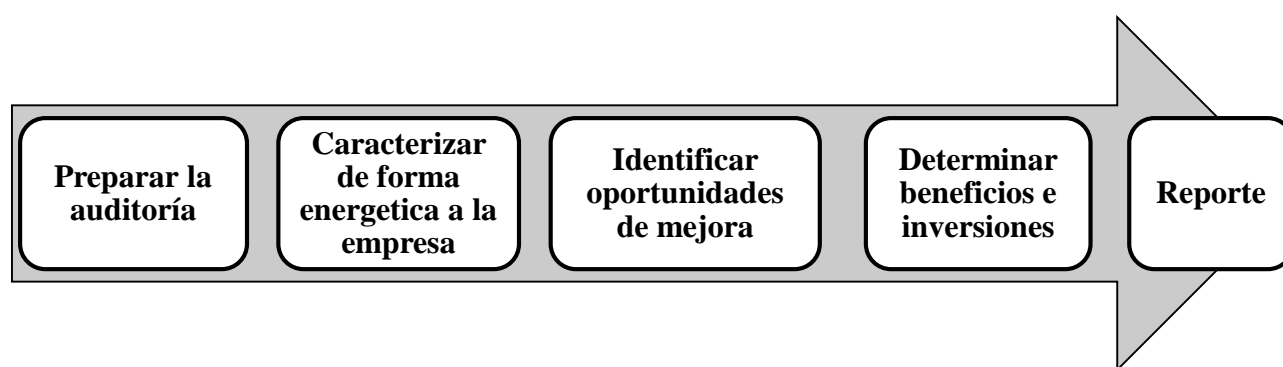


Figura 3.4: Pasos a seguir para realizar una auditoria energética.

3.2.2) Tipo de auditorías energéticas

- **Auditorías energéticas preliminares:** Este tipo de auditoría es sólo el inicio de la eficiencia energética en una empresa; puede ser realizada con los propios recursos de la organización y

pueden ser parte de un programa de gerenciamiento de la energía. Corresponde básicamente al levantamiento energético de las instalaciones con sus ineficiencias o pérdidas de energía más relevantes y evidentes, entregando información básica para llevar a cabo las primeras acciones remediales en esta área.

- **Auditorías energéticas detalladas:** Las auditorías energéticas detalladas tienen el propósito de conocer las fuentes de energía en procesos y subprocesos específicos, con potenciales de mejoramiento detectados en auditorías preliminares. Su objetivo principal es identificar, cuantificar y calcular de manera precisa los potenciales mejoramiento de la eficiencia, mediante la aplicación de medidas y tecnologías específicas más sofisticadas que las detectadas en forma preliminar.
- **Auditorías energéticas de especialidad:** Son el siguiente paso de las auditorías energéticas detalladas. Van de forma directa a los lugares/sectores/equipos detectados, con el fin de dar soluciones de mejora en eficiencia energética, se clasifican en:
 - **Especialidad eléctrica:** Iluminación, motores eléctricos, electricidad para procesos entre otras.
 - **Especialidad térmica:** Calderas, hornos, calefacción, intercambiadores de calor, entre otras.

No obstante, dentro del enfoque que se le da a cada especialidad, es posible lograr ambos beneficios aunque se vea sólo uno de ellos (disminuir consumo de agua para enfriamiento reduce el consumo eléctrico de las bombas).

CAPÍTULO IV

“CARACTERIZACIÓN ENERGÉTICA: PARTE CUALITATIVA”

4.1) DESCRIPCIÓN

Antes de tomar medidas para hacer más eficiente el uso de la energía dentro de la empresa es fundamental conocer su comportamiento dentro de los distintos procesos y analizar los puntos de fuga o pérdida, con la finalidad de atacar aquellos puntos importantes que permitirán un ahorro de energía permanente.

La caracterización energética es un procedimiento de análisis cualitativo y cuantitativo que permite evaluar la eficiencia con que la empresa administra y usa todos los tipos de energía requeridos en su proceso productivo. También, es el paso previo para implementar un sistema de gestión o administración de la energía.

Para el correcto desarrollo de este capítulo será necesario identificar los equipos principales que constituyen la planta de cogeneración, elaborar un diagrama de flujo y finalmente, presentar la metodología que se aplicará en el cálculo (parte cuantitativa).

El procedimiento de análisis cualitativo además permitirá conocer las debilidades del sistema de administración energética que posee la empresa, entendiéndose por sistema de administración energética los procedimientos y procesos relacionados con la planificación, compra, almacenamiento, transformación, distribución, control y uso final de la energía.

4.2) PLANTA DE COGENERACIÓN

La cogeneración se define como la producción secuencial de energía eléctrica y/o mecánica y de energía térmica aprovechable en los procesos industriales y comerciales a partir de una misma fuente de energía primaria. La cogeneración es, hoy, la alternativa más eficiente de conversión de la energía primaria a energía útil, por lo que resulta una de las mejores opciones de conservación de energía orientada a lograr un desarrollo sustentable. La aplicación de la cogeneración es factible en la industria forestal y representa una variante importante que agrega rentabilidad al proyecto.

Papeles Bío-Bío (PABB) no es la excepción, por lo que utiliza como fuente de energía biomasa de origen forestal para alimentar una caldera generadora de vapor. El vapor, proveniente de la caldera, entra en una turbina a través de un sistema de tuberías, la hace girar, produciendo energía mecánica, la cual se transforma en energía eléctrica por medio de un generador que está acoplado a la turbina.

4.2.1) Ciclo Hirn

El sobrecalentamiento introduce mejoras en el rendimiento del ciclo real de Rankine, que consiste simplemente en calentar el agua en la caldera hasta que llegue a un punto de mayor temperatura que la temperatura de saturación. Se pasa entonces de un ciclo donde el vapor, al inicio de expansión, está saturado, a uno donde está sobrecalentado. El ciclo de Rankine con sobrecalentamiento se conoce también como ciclo de Hirn y es el que posee actualmente la empresa PABB dentro de su ciclo de cogeneración.

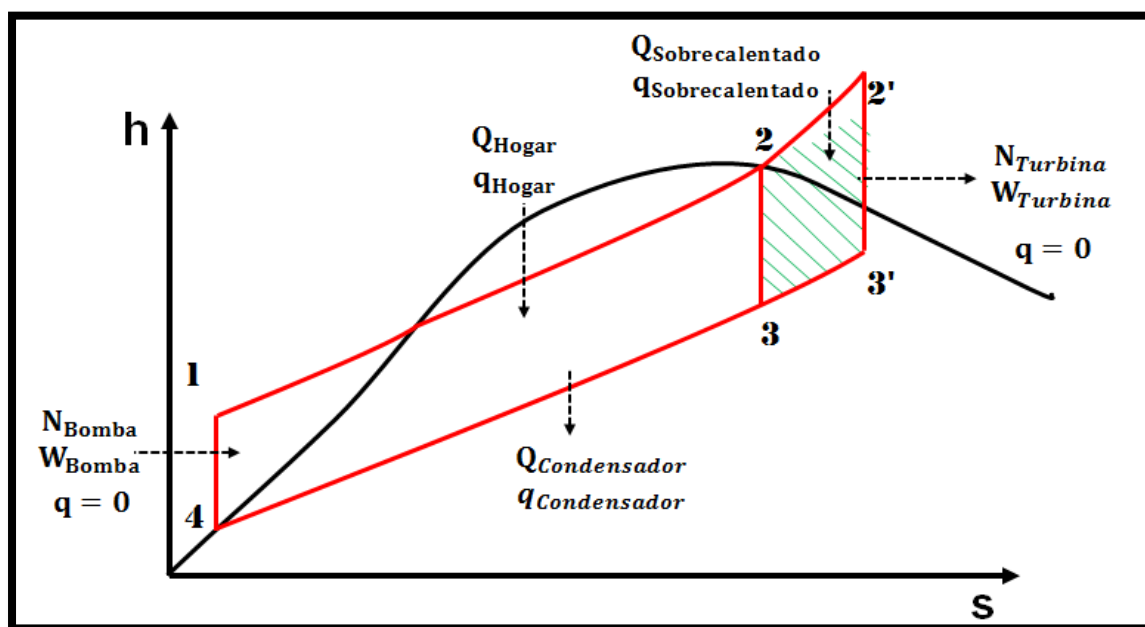


Figura 4.1: Diagrama h-s de la planta cogeneración de Papeles Bío-Bío (puntos de figura 4.2).
Fuente: Elaboración propia.

El diagrama de la figura 4.1 es de un ciclo de Rankine ideal con sobrecalentamiento. Como se observa, el sobrecalentamiento no implica que el título del vapor al final de la expansión sea mayor o igual que uno, en este punto, se puede tener vapor sobrecalentado, vapor saturado o vapor húmedo. El condensado de la mezcla, sin embargo, puede producir erosión en los alabes de la turbina en esta etapa, por lo que se considera aceptable que el título del vapor sea al menos de un 90%.

El límite de sobrecalentamiento del vapor lo impone la resistencia térmica del material en los tubos de la caldera (resistencia mecánica y resistencia a la oxidación): aceros al carbono 370 °C, ferríticos 540 °C, austeníticos (inoxidables) 650 °C. La decisión del material se realiza por estudios económicos.

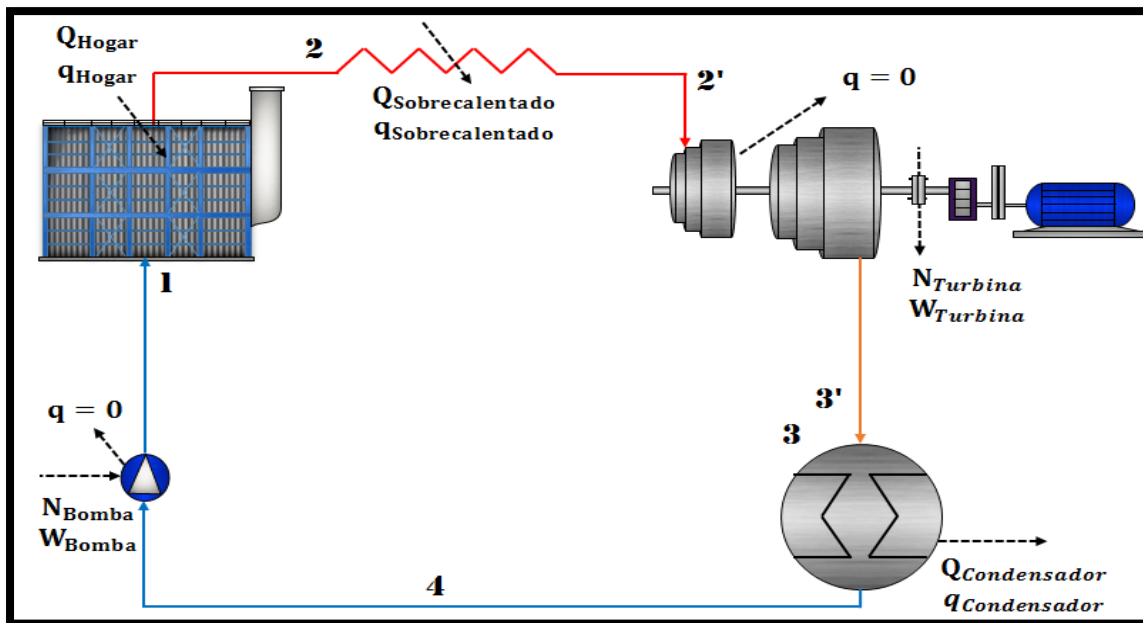


Figura 4.2: Ciclo Hirn de Papeles Bío-Bío (puntos asignados para entender el esquema).
Fuente: Elaboración propia.

- **4-1:** Compresión reversible y adiabática en la bomba. El fluido es líquido no una mezcla bifásica.
- **1-2:** Evaporación isobárica en la caldera.
- **2-2':** Transmisión de calor a presión en el sobrecalentado de la caldera.
- **2'-3':** Expansión reversible y adiabática en la turbina, con un límite práctico en el título ($x \geq 0,90$).
- **3'-4:** Condensación isobárica en el condensador. El calor retirado se vierte al foco frío (refrigerante).

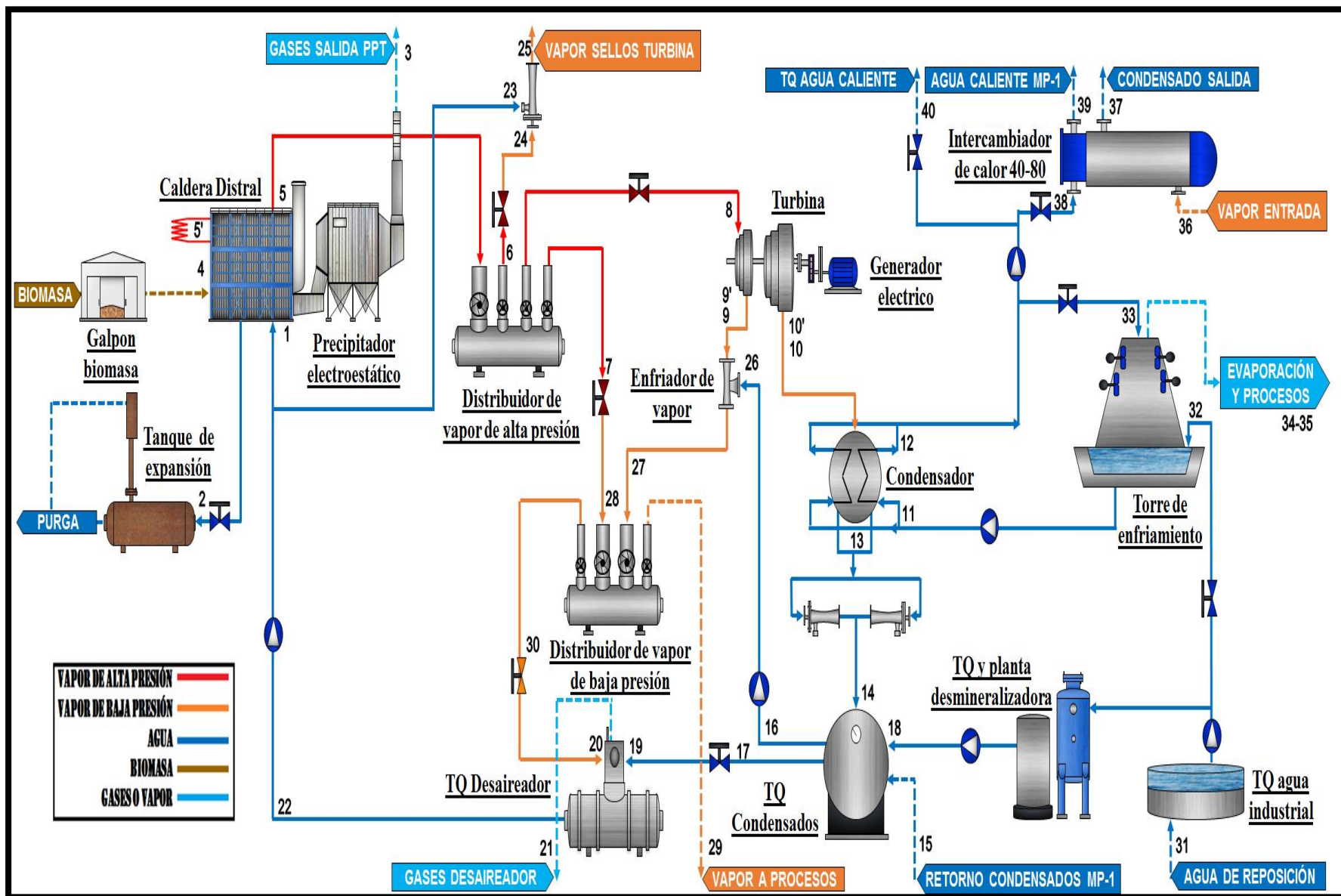


Figura 4.3: Esquema de la planta cogeneración de Papeles Bío-Bío (puntos reales de medición).

Fuente: Elaboración propia.

4.3) COMBUSTIÓN

En toda combustión, el elemento que arde se denomina combustible y el que produce la combustión, comburente. Una combustión es la reacción del oxígeno con diversas sustancias, en general el carbono y el hidrógeno. En la mayoría de los casos el portador del oxígeno es el aire; el nitrógeno (salvo en la generación de los NOx) y los demás componentes del aire no reaccionan con el combustible, por lo que en muchos cálculos no se han considerado. Los productos reaccionantes son, el combustible, el aire, los productos de la combustión gaseosos denominados humos o gases de escape y las cenizas que pueden originarse formadas por componentes no combustibles o no quemados del combustible

4.3.1) La biomasa de PABB



Figura 4.4: Biomasa interna con lodo, lodos secos (izq.) y chip (der.)

La biomasa externa está constituida por desechos forestales que provienen de distintas fuentes alrededor de PABB la que se recibe sin tratamientos. El transporte de ésta se realiza a través de camiones cerrados que son controlados en la entrada de la planta o por ferrocarril, para medir el contenido de humedad, poder calorífico y definir el punto de descarga y acopio del material. La biomasa interna se obtiene del descortezador y se junta con lodos secos proveniente de la etapa final de la planta de tratamiento de efluentes, la prensa de lodos.

Los desechos forestales (aserrín, hojas, ramas, etc.) se juntan con la biomasa interna para obtener la biomasa interna con lodos, utilizada para la producción de vapor.

4.3.2) Análisis elemental del combustible

Este análisis permite obtener en forma individual el contenido de cada elemento presente en el combustible. Entre estos elementos se tiene:

Tabla 4.1: Información de elementos presentes en el combustible.

Elemento	Información
Carbono (C)	Aporta calor
Hidrógeno H₂	Aporta calor
Azufre S	Produce contaminación y corrosión.
Oxígeno O₂	Favorece la combustión
Humedad H₂O	Reduce el poder calorífico
Nitrógeno N₂	Inerte
Ceniza	Reduce el poder calorífico

Para efectuar este análisis, el procedimiento es más complejo y se requiere un cromatógrafo de gases. Cabe señalar que los resultados de estos análisis pueden ser presentados en tres formas distintas; esto es:

- Base seca: b.s.
- Base seca y sin ceniza: b.s.s.c.
- Tal como viene o como se quema: c.s.q.

Además, pueden expresarse como análisis volumétrico (en volumen) o gravimétrico (en peso), este último para los combustibles sólidos. Para efectos prácticos la forma de presentación que interesa es; tal como viene o como se quema.

4.3.3) Poder calorífico

Mide la energía química presente en un combustible a través de su transformación en energía cinética molecular la que se manifiesta como un aumento de temperatura de los gases de reacción. Se distinguen dos poderes caloríficos:

- a) **Poder calorífico superior PCS:** Es la energía que libera un combustible cuando se quema completamente y el vapor de agua presente en los gases de combustión alcanzan el punto de rocío o la condensación.
- b) **Poder calorífico inferior PCI:** Es la energía que libera un combustible cuando se quema completamente y el vapor de agua presente en los gases de combustión sale en forma de vapor.

$$PCI_{b,h} = PCS - 600 \cdot (x + 9 \cdot H_2) \quad (\text{kcal/kg combustible húmedo}) \quad (\text{Ec. 1})$$

Con:

- **x:** Contenido de humedad base húmeda del combustible [kg H₂O/kg combustible húmedo].
- **600:** Calor latente de vaporización de H₂O [kcal/kg].
- **9 · H₂:** kg de agua por kg de combustible húmedo que se forma de la combustión del hidrógeno del combustible.
- **H₂:** Fracción en peso del hidrógeno presente en el combustible húmedo.

Luego, es posible establecer la siguiente expresión:

$$PC_{húmedo} = PC_{seco} - x (PC_{seco} + 600) \quad (\text{Kcal/Kg comb.}) \quad (\text{Ec. 2})$$

- c) **Presión de saturación vapor de agua a la temperatura del aire de combustión:**

$$P_{\text{Saturación}} = 1,41 \cdot 10^7 \cdot e^{\left(\frac{-3.928,5}{t_a+231,667}\right)} \quad \text{kPa} \quad (\text{Ec. 3})$$

Con:

- **t_a:** Temperatura del aire atmosférico [°C]

4.3.4) Balance de combustión de un combustible sólido

El balance de la combustión busca determinar de forma teórica la cantidad de gases que se formaran al quemar 1 kg de combustible para un exceso de aire conocido, esta información es importante, ya que nos permite calcular la relación aire-combustible (Ra/c), la cual indica de forma directa la cantidad de aire necesario que se debe aportar para lograr una combustión completa dentro del hogar, y además nos permite controlar la temperatura que alcanzan los gases de combustión bajo condiciones reales de operación.

Para lo anterior, se describe un procedimiento práctico, en base a tablas de cálculo, para determinar el balance de combustión de un combustible sólido a partir del análisis gravimétrico:

Tabla 4.2: Balance de combustión para combustible sólido, a partir del análisis gravimétrico.

Combustible			Volumen		Oxígeno	Productos de la Combustión				
Elemento	% Peso	PM	kmol/kgcomb.		O ₂ kmol /kgcomb.	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	N ₂	Exceso aire
Carbono	C'	12	a ₁	C'/12*100	a ₁	a ₁				
Hidrogeno	H ₂	2	a ₂	H ₂ /2*100	a ₂ /2			a ₂		
Azufre	S	32	a ₃	S/32*100	a ₃		a ₃			
Oxígeno	O ₂	32	a ₄	O ₂ /32*100	- a ₄					
Humedad	H ₂ O	18	a ₅	H ₂ O/18*100				a ₅		
Nitrógeno	N ₂	28	a ₆	N ₂ /28*100					a ₆	
Aire húmedo										
O ₂					Σ= a ₇					
N ₂					a ₈ =3,76*a ₇				a ₈	
H ₂ O					a ₉			a ₉		
Exceso de aire (λ)		%			a ₁₀					a ₁₀
						Σ=a ₁₁	Σ=a ₁₂	Σ=a ₁₃	Σ=a ₁₄	Σ=a ₁₅

Con:

- C': % de carbono efectivamente quemado.
- $C' = C * \left(1 - \frac{\chi}{100}\right)$
- χ: % de carbono no quemado.
- a₇: Cantidad de oxígeno necesaria para la combustión estequiométrica (k mol/Kg comb.).
- $a_7 = a_1 + a_2/2 + a_3 - a_4$
- a₈: Cantidad de nitrógeno presente en el aire estequiométrico (k mol/kg comb.).
- $a_8 = 3,76 \cdot a_7$
- a₉: Vapor de agua presente en el aire para la combustión (k mol/kg comb.).
- $a_9 = \left(\frac{\phi \cdot P_s}{P_{atm} - \phi \cdot P_s}\right) \cdot (a_7 + a_8) \cdot \left(1 + \frac{\lambda}{100}\right)$
- φ: Humedad relativa del aire (en forma decimal).
- P_s: Presión de saturación vapor de agua a la temperatura del aire de combustión.
- λ: Porcentaje de exceso de aire.
- a₁₀: Cantidad de exceso de aire seco (k mol/kg combustible).
- $a_{10} = (a_7 + a_8) \cdot \left(\frac{\lambda}{100}\right)$

4.3.5) Aire estequiométrico y real

El aire estequiométrico corresponde al aire mínimo o teórico necesario para la combustión, es decir, el aire teóricamente indispensable para que todo el carbono, todo el hidrógeno y todo el azufre de un combustible se combinen con el oxígeno del aire.

$$\mathbf{A. E. : (a_7 + a_8)} \qquad \qquad \qquad \mathbf{(Ec. 4)}$$

En cambio, el aire real corresponde a cierta cantidad de aire que se adiciona al estequiométrico (requerido), asegurando que la combustión sea lo más completa posible. Lo anterior es porque la reacción de todos los elementos combustibles es demasiado lenta o está atenuada por la presencia de una gran cantidad de gases inertes en el ambiente.

$$\mathbf{A. R : (a_7 + a_8) \cdot \left(\frac{\lambda}{100}\right) = A. E. \cdot \left(\frac{\lambda}{100}\right)} \qquad \qquad \qquad \mathbf{(Ec. 5)}$$

Un elevado exceso de aire es desfavorable porque disminuye la temperatura de combustión, arrastrando, además, un elevado número de calorías que se pierden por los humos, al mismo tiempo que se provoca la aparición de los NOx.

4.3.6) Gases húmedos y secos producto de la combustión completa

La combustión se denomina completa o perfecta cuando toda la parte combustible se ha oxidado al máximo. Si la combustión es incompleta o imperfecta, los productos de la combustión poseen sustancias todavía capaces de ser oxidadas, por ejemplo, el CO que puede pasar a CO₂. La combustión incompleta aparece cuando el aire es insuficiente, o en aquellas zonas de las cámaras de combustión en las que el aire no llega en cantidad suficiente. En general, se tiende a evitar las combustiones incompletas, ya que no sólo van ligadas a pérdidas de energía, sino también a procesos altamente contaminantes; el combustible que no ha reaccionado y los componentes combustibles de los humos, contienen una energía química que no se aprovecha, al tiempo que se generan elementos inquemados CH, y elementos contaminantes tales como: CO, NOx, etc.

Tabla 4.3: Total de gases húmedos y secos producto de la combustión completa.

Gases de combustión	kmol/kg_{comb.}	PM (kg gas/kmol)	kg gas/kg_{comb.}
CO₂	a ₁₁	44	a ₁₁ *44
H₂O	a ₁₃	18	a ₁₃ *18
N₂	a ₁₄	28	a ₁₄ *28
SO₂	a ₁₂	64	a ₁₂ *64
Aire	a ₁₅	29	a ₁₅ *29

Con:

- **Productos de combustión húmedos** = $a_{11} * PM_{CO_2} + a_{12} * PM_{H_2O} + a_{13} * PM_{N_2} + a_{14} * PM_{SO_2} + a_{15} * PM_{Aire}$ [kkgas/ kg combustible].
- **Productos de combustión secos** = $a_{11} * PM_{CO_2} + a_{13} * PM_{N_2} + a_{14} * PM_{SO_2} + a_{15} * PM_{Aire}$ [kkgas/ kg combustible].

4.4) LOS GASES DE COMBUSTIÓN

4.4.1) Gases de combustión de PABB

Para la combustión de la biomasa se requiere de aire precalentado, para ello se utilizan dos ventiladores de tiro forzado, los cuales tienen una capacidad total de 153 t/h de aire, a una temperatura ambiente de 16°C. El flujo de aire de los ventiladores pasa por intercambiadores de calor primario y secundario, en los cuales se realiza el intercambio de calor con una fracción del condensado de la turbina, llegando el aire a una temperatura aproximada de 66° C. Luego, el aire se precalienta con los gases de combustión de la caldera a través de un intercambiador de calor de tubos de acero llegando a una temperatura de 150°C, los gases de combustión bajaran su temperatura desde los 226 °C hasta los 200 °C.

El aire primario para la combustión ingresa a la cámara junto con la biomasa (y de ser necesario con gas natural), este aire tiene la función de enfriar la parrilla atravesando la cama de combustible y aporta el oxígeno para la combustión. La inyección secundaria de aire se realiza en la parte superior de la caldera a una razón de 61 t/h, este flujo de aire provoca turbulencia en el hogar y aporta el oxígeno necesario para asegurar de combustión final de los gases y de las partículas finas en suspensión. Una vez completada la combustión de los gases en el hogar de la caldera, lo abandonan y pasan al segundo cuerpo de la caldera donde se realiza el intercambio de calor con evaporadores y sobrecalentadores. Los gases de combustión que salen del intercambiador de calor de tubos de acero son conducidos a un banco de mult ciclones, éstos eliminan parte del material particulado de mayor diámetro. El flujo de gases ingresa a un ventilador de tiro inducido y luego a un precipitador electroestático con una carga MP de 400 mg/Nm³ reduciéndose sus emisiones a una emisión máxima de material particulado de 30 mg/Nm³, que es lo dictaminado en la normativa vigente D.S. 45/2007. Posterior a este tratamiento, los gases son evacuados a la atmósfera por una chimenea de 32 m de altura.

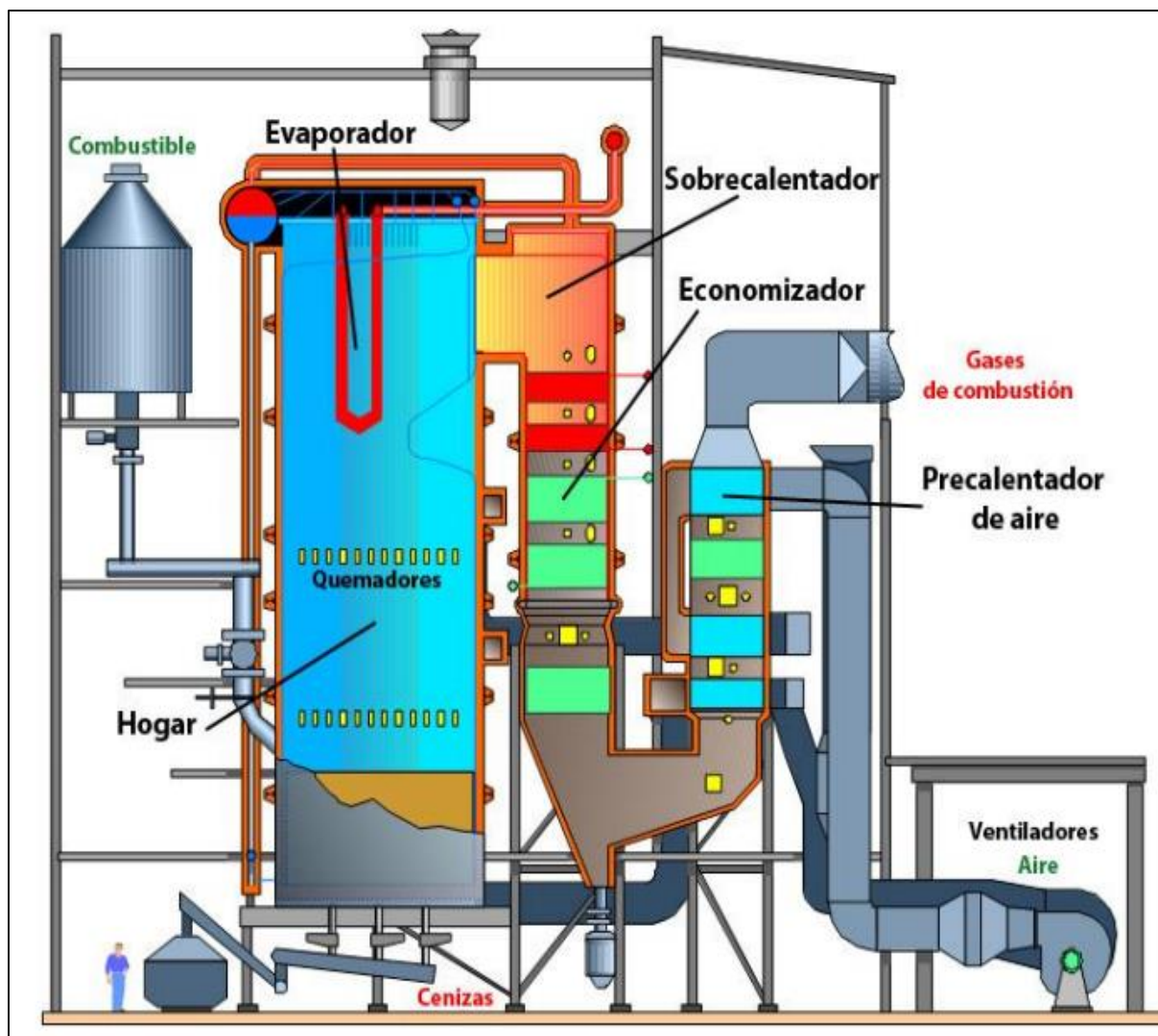


Figura 4.5: Vista en corte de un generador de vapor con sus principales componentes.

4.4.2) Energía disponible en los gases de combustión

La energía disponible de los gases de la combustión, depende directamente de la composición elemental del combustible a utilizar, de la temperatura de combustión, de las características propias del proceso de combustión y de las condiciones atmosféricas reinantes en la zona. Para calcular dicha energía primero se debe conocer la temperatura adiabática de combustión y la real; lo que se describe a continuación.

- a) **Temperatura adiabática de la llama:** Es la máxima temperatura que alcanzarían los productos de la combustión cuando un determinado combustible se quema completamente, en forma estequiométrica, en el interior de un sistema aislado térmicamente.



Con:

- $\dot{m}_a \cdot h_a$: Energía total del aire a la entrada (kJ/s).
- $\dot{m}_c \cdot h_c$: Energía total del combustible a la entrada (kJ/s).
- $\dot{m}_c \cdot E_{\text{Química}}$: Energía química del combustible (kJ/s).
- $\Sigma \dot{m}_p \cdot h_p$: Energía total de los productos de combustión (kJ/s).

El balance de energía resultante será:

$$\dot{m}_a \cdot h_a|_{t_a} + \dot{m}_c \cdot h_c|_{t_c} + \dot{m}_c \cdot E_{\text{Química}} = \Sigma \dot{m}_p \cdot h_p|_{t_p} \quad (\text{Ec. 6})$$

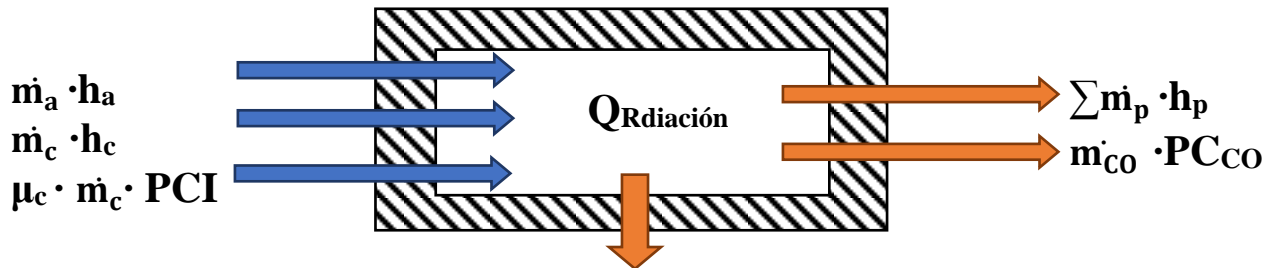
Con:

- $E_{\text{Química}}$: Poder calorífico inferior, como se quema (kJ/kg).
- h_c : Entalpía del combustible (kJ/kg).
- \dot{m}_c : Masa de combustible (kg/s).
- \dot{m}_a : Masa de aire entrada (kg/s).
- h_a : Entalpía del aire a la entrada (kJ/kg) para la combustión estequiométrica.

Donde los productos de la combustión son:

$$\Sigma \dot{m}_p \cdot h_p|_{t_p} = \dot{m}_{\text{CO}_2} \cdot h_{\text{CO}_2} + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot h_{\text{H}_2\text{O}} + \dot{m}_{\text{N}_2} \cdot h_{\text{N}_2} + \dot{m}_{\text{SO}_2} \cdot h_{\text{H}_2\text{O}} \quad (\text{Ec. 7})$$

b) **Temperatura real de los productos de la combustión:** Es la temperatura que alcanzan los productos de combustión cuando un determinado combustible se quema en condiciones reales.



Las condiciones reales de combustión se explican a continuación:

- Porcentaje de combustible efectivamente quemado, evaluado a partir del rendimiento de la combustión o de carbono efectivamente quemado.
- Exceso de aire.
- Posible formación de CO.
- Flujo de calor que pasa a través de las paredes de la cámara de combustión.

El balance de energía resultante será:

$$\underbrace{\dot{m}_a \cdot h_a|_{t_a} + \dot{m}_c \cdot h_c|_{t_c} + \dot{m}_c \cdot PCI \cdot \mu_c}_{\text{Reactivos}} = \underbrace{\dot{m}_{CO} \cdot PC_{CO} + \sum \dot{m}_p \cdot h_p|_{t_p} + Q_{\text{Radiación}}}_{\text{Productos}} \quad (\text{Ec. 8})$$

Ahora se procede a dividir la ecuación de balance (Ec.2) por la masa del combustible (m_c):

$$R_{a/c} \cdot h_a|_{t_a} + h_c|_{t_c} + PCI \cdot \mu_c = \frac{Q_{\text{Radiación}}}{\dot{m}_c} + a_{CO} \cdot PC_{CO} + a_{CO} \cdot h_{CO}|_{t_p} + a_{CO_2} \cdot h_{CO_2}|_{t_p} + a_{O_2} \cdot h_{O_2}|_{t_p} + a_{H_2O} \cdot h_{H_2O}|_{t_p} + a_{N_2} \cdot h_{N_2}|_{t_p} + a_{SO_2} \cdot h_{SO_2}|_{t_p} + a_{\text{aire}} \cdot h_{\text{aire}}|_{t_p} \quad (\text{Ec. 9})$$

La nomenclatura de la ecuación se presenta a continuación:

- $\mu_c \cdot PCI = (PCI - \chi \cdot PC_c)$
- μ_c : Rendimiento de la combustión.
- PCI : Poder calorífico inferior base húmeda.
- χ : Porcentaje de carbono no quemado.
- PC_c : Poder calorífico del elemento carbono cuando pasa a CO_2 (34,053 kJ/kg o 8,135 kcal/kg).
- $a_{CO} \cdot PC_{CO}$: Energía química del CO presente en los gases de combustión.
- $PC_{CO} = 10,640$ (kJ/kg CO) o 2542 (kcal/kg CO).
- $\frac{Q_{\text{Radiación}}}{\dot{m}_c}$: Calor que pasa a través de las paredes de la cámara de combustión (kcal/kg_{comb.}).

Dado que la temperatura de salida de los gases (t_p) se conoce, las entalpías de los gases resultantes de la combustión se calculan utilizando la siguiente ecuación:

$$\text{Entalía}|_{t_p} = A * t_p^5 + B * t_p^4 + C * t_p^3 + D * t_p^2 + E * t_p + F \quad (\text{Ec. 10})$$

Tabla 4.4: Constantes para el polinomio de orden 5, representativo de la ecuación de entalpía.

	A	B	C	D	E	F
CO₂	-5,00E-14	5,13E-10	-2,12E-06	4,63E-03	8,92E+00	-1,21E+01
H₂O	1,96E-14	-1,65E-10	2,91E-07	1,23E-03	7,80E+00	5,86E+00
N₂	2,43E-14	-1,42E-10	1,30E-07	7,47E-04	6,72E+00	1,55E+01
SO₂	-3,68E-13	2,04E-09	-4,62E-06	5,84E-03	9,09E+00	5,93E+00
Aire	-5,03E-15	6,72E-11	3,78E-07	1,21E-03	6,65E+00	1,48E+01

Fuente: elaboración propia (mediante Excel).

Esta ecuación entrega una buena aproximación del valor real de entalpía para la temperatura de escape (t_p) de los gases de combustión, donde: A, B, C, D, E y F son constantes para cada gas en particular.

4.4.3) Pérdidas por radiación

Dado que el flujo de vapor a la salida de la caldera es una variable que se conoce, es posible determinar el porcentaje de pérdidas por radiación de la energía total aportada en la caldera Distral bajo el siguiente polinomio:

$$\text{Pérdidas}_{\text{Radiación}} = A * \dot{m}_{\text{vapor}}^4 + B * \dot{m}_{\text{vapor}}^3 + C * \dot{m}_{\text{vapor}}^2 + D * \dot{m}_{\text{vapor}} + E \quad (\text{Ec. 11})$$

Polinomio de grado 4				
A	B	C	D	E
-9,33E-07	-4,83E-06	5,78E-03	-2,47E-01	3,82E+00

Fuente: elaboración propia (mediante Excel).

4.5) GENERADOR DE VAPOR



Figura 4.6: Caldera Distral (derecha) y Precipitador electrostático (izquierda).

4.5.1) Generador de vapor de PABB

Diseñado para operación bajo cubierta y para quemar desechos de madera como combustible principal, la caldera Distral opera bajo carga normal a una presión de 64,74 bar_(abs.) y una temperatura de 500 °C donde se producen 40 t/h de vapor sobrecalentado. El agua de alimentación líquida proveniente de un tanque desaireador (ver figura 4.5 para entender mejor la siguiente descripción). Los componentes involucrados en la producción de vapor dentro del generador son:

- a) **Domo de vapor (superior):** La bomba de alimentación de la caldera envía líquido subenfriado de forma directa a este sitio en donde se junta con el vapor saturado de los tubos vaporizadores, debido a que la caldera no posee un economizador para precalentarla el agua. Este es un recipiente cilíndrico horizontal de 1.524 mm de diámetro que separa el vapor del líquido, enviando el agua hacia el domo inferior por los tubos de bajada y el vapor saturado al sobrecalentado. Tiene una presión máxima de diseño de 78,58 bar_(g) y una boca de extracción de sólidos en suspensión.
- b) **Tubos de caída:** Los tubos de caída son los que comunican el colector superior con el inferior. Transportan únicamente agua líquida y deben estar alejados de la radiación de la llama.
- c) **Domo de lodos (inferior):** Este es un recipiente cilíndrico horizontal de 1.067 mm de diámetro. Esta encargado de recibir el agua de los tubos de caída y enviarlos a los tubos vaporizadores. Cuenta con una extracción para lodos.

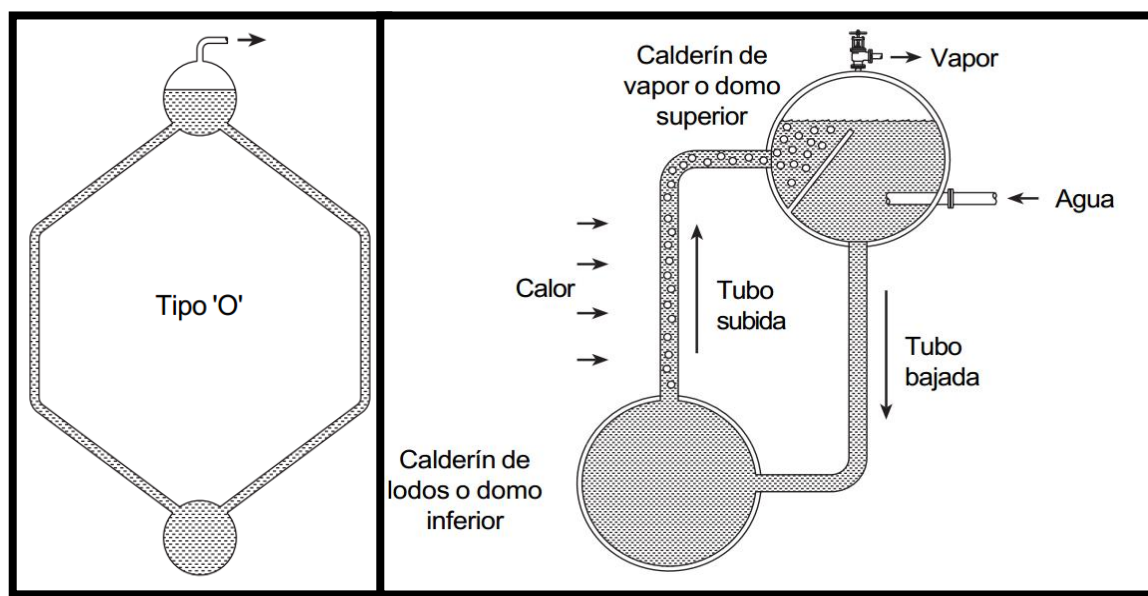


Figura 4.7: Domo superior e inferior del tipo "O", correspondiente al de la caldera Distral.

- d) **Tubos vaporizadores:** Son tubos unidos que forman las paredes de agua dentro de los cuales se produce la vaporización. Reciben el agua proveniente del colector inferior siguiendo un recorrido ascendente hacia el domo superior, formándose las burbujas de vapor.

- e) **Sobrecalentado:** Cumple la función de sobrecalentar el vapor saturado que sale del domo superior para que ingrese el 100% como vapor dentro de la turbina. Estos se localizan en la zona alta de la caldera. Logrando genera vapor a 64,74 bar_(g) y 500 °C.
- f) **Atemperador:** Ubicado en el cabezal que une el sobrecalentado primario y secundario, Está diseñado para inyectar agua líquida atomizada y así mantener una temperatura constante desde una generación de vapor de 24 t/h a 40 t/h.
- g) **Purgas:** Para mantener la calidad del agua de la caldera se extrae y envía a desagüe todas las impurezas que pueda tener la caldera mediante un sistema de purgas. Su composición está dada por:
- **Purga del domo superior:** Eliminan las impurezas y residuos químicos (fosfatos) suspendidos en el agua. Se realiza en forma continua mientras la caldera se encuentra en operación.
 - **Purga domo inferior:** Se realiza en forma intermitente con una extracción de fondo a través de dos válvulas manuales que elimina el lodo que decanta y se acumula en el interior.
- h) **Silenciador:** Reduce el nivel de ruido generado por el vapor que sale expulsado a presión del estanque de expansión.



Figura 4.8: Tanque de expansión y su silenciador.

- i) **Estanque de expansión:** Recibe el drenaje de la purga continua del domo superior, la extracción de fondo del domo inferior y otras purgas del sistema de vapor, principalmente de los tubos de agua, enviándolas a la línea de desagüe de la caldera Distral. Alrededor de 400 kg/h de vapor-agua son eliminados para asegurar la calidad.

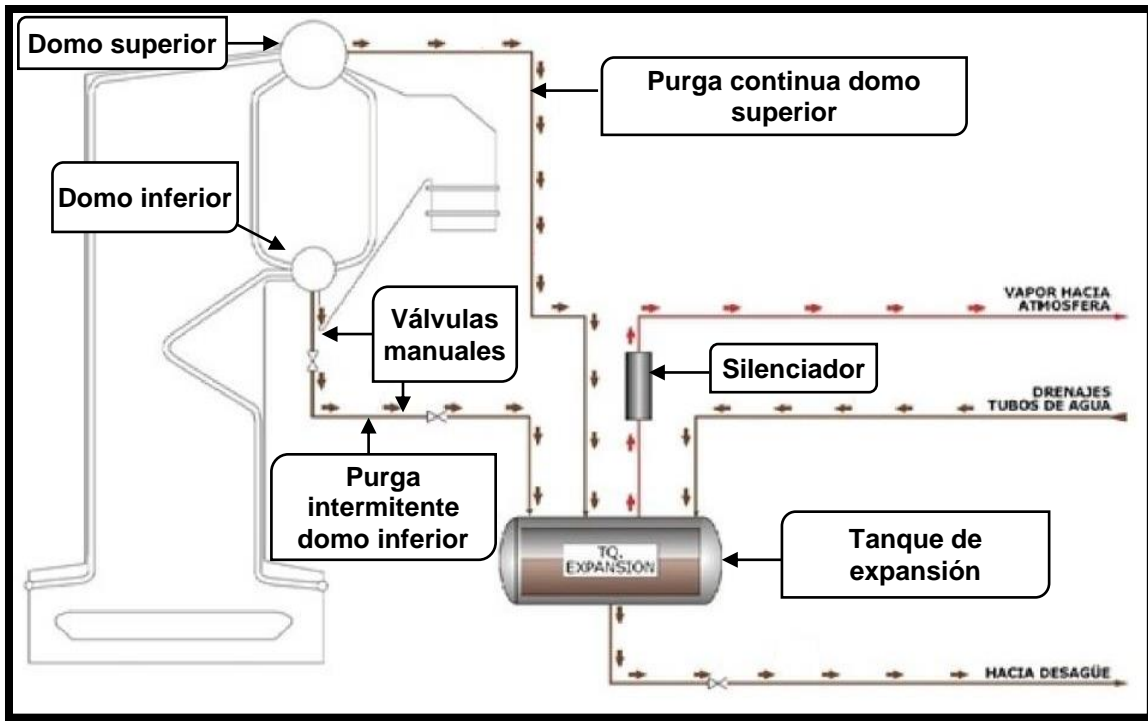


Figura 4.9: Funcionamiento del sistema de purga.

4.5.2) Irreversibilidades en un ciclo real “Caldera”

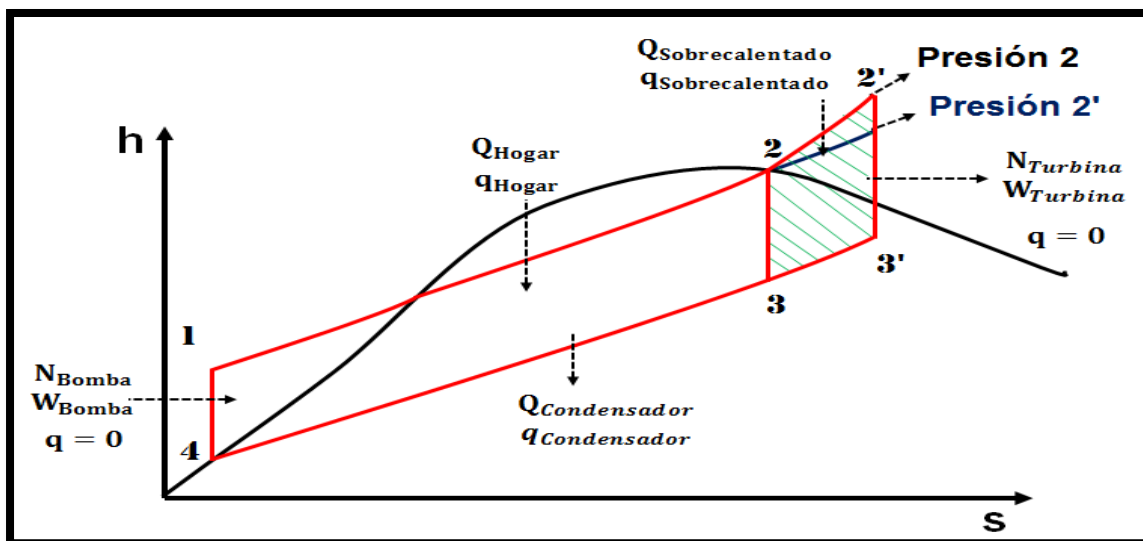


Figura 4.10: Irreversibilidad en la caldera (puntos de figura 4.2)

Con:

- **Presión 2:** Presión salida del domo de vapor
- **presión 2':** presión salida del sobrecalentado

Debido a que el estudio involucra evaluar el funcionamiento de la caldera en sus condiciones reales, es importante tener en cuenta los factores que contribuyen a la irreversibilidad; estos son:

- **Irreversibilidad interna:** Se produce por las pérdidas de presión que presenta el generador de vapor. Ocurre entre el domo de vapor y salida del sobrecalentado, en este trayecto la caldera Distral funcionando a plena carga presenta una caída de presión de 10 bar_(abs.) (ver figura 5.1)
- **Irreversibilidad externa:** Diferencia de temperatura del hogar y temperatura ambiente, la que fue analizada en el punto 4.3 de combustión.

4.5.3) Métodos de evaluación de rendimiento

Existen dos maneras diferentes de calcular el rendimiento en una caldera: el método directo y el método indirecto

- a) **Rendimiento directo:** En el método directo, el rendimiento de la caldera está directamente definido por el calor útil producido y por la energía del combustible.

$$\eta_{\text{caldera}} = \frac{Q_{\text{Salida}}}{Q_{\text{Entrada}}} \cdot 100 = \frac{Q_{\text{Caldera}}}{Q_{\text{Combustible}}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (\text{Ec. 12})$$

Este método presenta muchas dificultades para ser calculado, entre ellas:

- Medir con exactitud el flujo de combustible
- Medir con exactitud los flujos de vapor que entran y salen de las diferentes etapas de presión de la caldera.
- Medir los flujos de agua de reposición.
- Conocer los aportes de energía en el sistema de atomización con vapor.

No obstante, las dificultades planteadas, se utilizará este método debido a que PABB posee un sistema de gestión energética, el que le proporciona las variables involucradas.

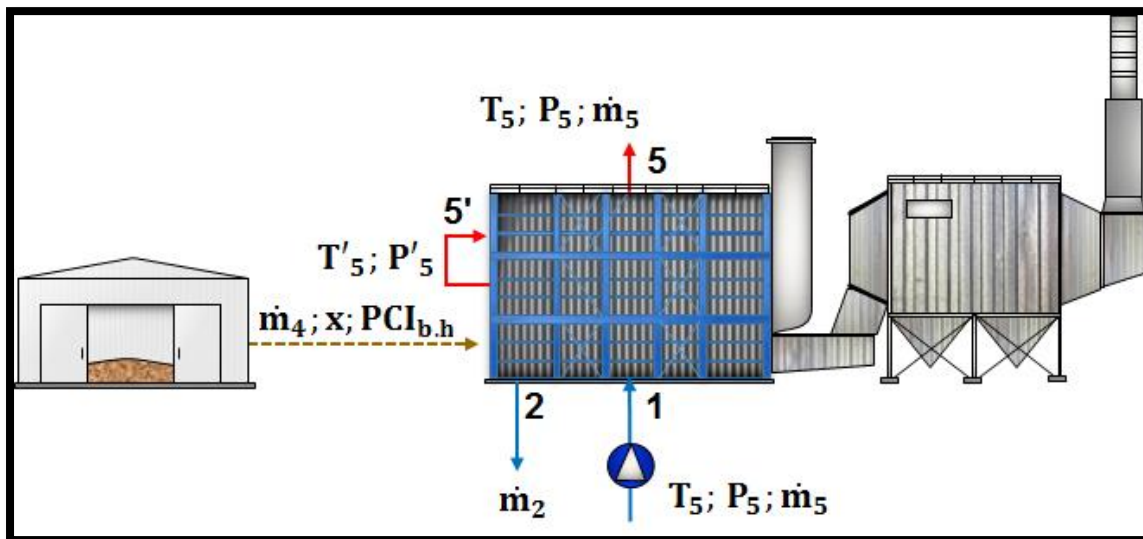


Figura 4.11: Diagrama de flujos de la caldera Distral (puntos de figura 4.3)

La cantidad de energía que recibió el vapor de parte del combustible dentro de la caldera se representa como:

$$Q_{\text{Caldera}} = Q_{\text{Domo}} + Q_{\text{Sobrecalentado}} = \dot{m}_1 \cdot (h'_5 - h'_1) + \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h'_5) \text{ [MW]} \quad (\text{Ec. 13})$$

Con:

- \dot{m}_1 : Flujo másico de vapor en el domo de vapor [Tonelada/hora].
- \dot{m}_5 : Flujo másico de vapor a la salida del sobrecalentado [Tonelada/hora].
- h'_5 : Entalpia del vapor a la presión de saturación del domo de vapor [kJ/kg].
- h_5 : Entalpia del vapor a la salida del sobrecalentado [kJ/kg].
- h'_1 : Entalpia del líquido subenfriado a la entrada de la caldera [kJ/kg].

Para obtener la energía aportada por el combustible considerando su humedad se utilizará la siguiente expresión:

$$Q_{\text{Combustible}} = \dot{m}_4 \cdot \text{PCI}_{b,h} \text{ [MW]} \quad (\text{Ec. 14})$$

Con:

- \dot{m}_4 : Flujo másico de biomasa que ingresa al hogar [Tonelada combustible /hora].
- $\text{PCI}_{b,h}$: Poder calorífico inferior (base húmeda) de la biomasa [kJ/kg combustible].

b) Rendimiento por combustión: El análisis energético de combustión para este caso en particular queda definido por la siguiente expresión (ver ec. 8 para mayores detalles).

$$\eta_{\text{caldera}} = \frac{Q_{\text{Reactivos}} - Q_{\text{Productos}}}{Q_{\text{Combustible}}} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (\text{Ec. 15})$$

- $Q_{\text{Reactivos}}$: Energía de los reactivos en el hogar refrigerado [MW].
- $Q_{\text{Productos}}$: Energía total de los productos de la combustión a la salida del precipitador [MW].

4.6) DISTRIBUCIÓN DEL VAPOR EN EL SISTEMA

El vapor generado es distribuido por dos Manifold dentro del sistema. Estos son recipientes que agrupan todas las válvulas de suministro de vapor en un solo conjunto, conteniendo el vapor a presión y temperatura requerida. Los distribuidores de vapor se clasifican en:

- a) **Distribuidor de vapor de alta presión:** Se encarga de recibir el vapor sobrecalentado proveniente de la caldera y enviarlo a un eyector, un distribuidor de vapor de baja presión (solo cuando se abre la válvula de paso) y a la turbina, su carga normal de trabajo es a 64,74 bar_(abs.) y 500 °C.



Figura 4.12: Distribuidor de vapor de alta presión.

- b) **Distribuidor de vapor de baja presión:** Se encarga de recibir el vapor de baja presión proveniente de la turbina y distribuidor de vapor de alta presión (solo cuando se abre la válvula). Éste se encarga de enviar vapor al tanque desaireador y distintos procesos de fábrica, entre los que destaca, los cilindros secadores de máquina papelera N°1 y calentamiento de disco de refinador Sunds en fábrica de pulpa. Su carga normal de trabajo es a 3,5 bar_(abs.) y 146°C .



Figura 4.13: Distribuidor de vapor de baja presión.

4.6.1) Balance de masa dentro de los Manifold

a) **Distribuidor de vapor de alta presión:** El balance de masa está dado por la ecuación 16.

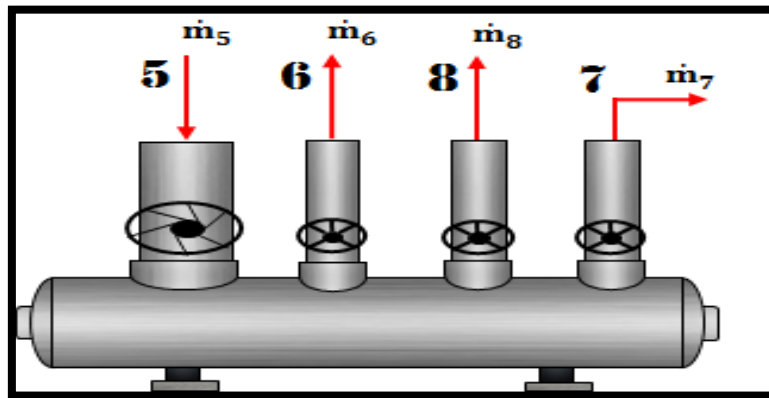


Figura 4.14: Diagrama de flujos del Distribuidor de vapor de alta presión.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_8 + \dot{m}_7 \quad (\text{Ec. 16})$$

Con:

- \dot{m}_5 = Masa de vapor proveniente de la caldera [t/h].
- \dot{m}_6 = Masa de vapor a eyector [t/h].
- \dot{m}_8 = Masa de vapor a distribuidor de vapor de baja presión, para efectos de cálculos se considerara cero debido a que solo se utiliza cuando la turbina presenta problemas [t/h].
- \dot{m}_7 = Masa de vapor a turbina de vapor [t/h].

b) **Distribuidor de vapor de alta presión:** El balance de masa está dado por la ecuación 17.

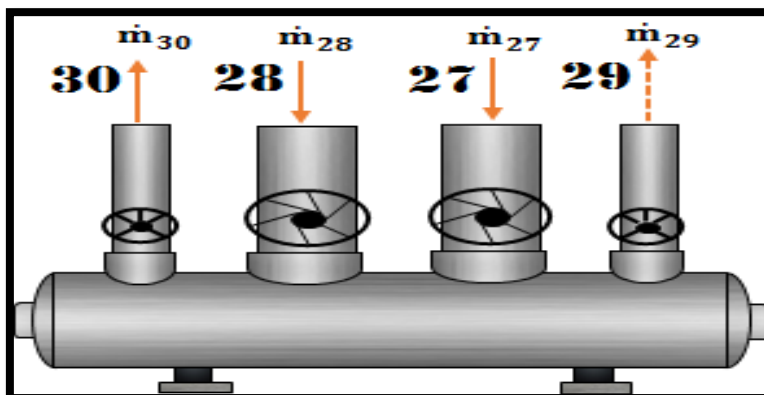


Figura 4.15: Diagrama de flujos del Distribuidor de vapor de baja presión.

$$\dot{m}_{V.T.} + \dot{m}_{V.B} = \dot{m}_{V.D.} + \dot{m}_{V.P} \quad (\text{Ec. 17})$$

Con:

- \dot{m}_{27} =Masa de enfriador de vapor [t/h].
- $\dot{m}_{28} = \dot{m}_8$
- \dot{m}_{29} = Masa de vapor a procesos [t/h].
- \dot{m}_{30} = Masa de vapor a desaireador [t/h].

4.7) GENERACIÓN ELÉCTRICA

4.7.1) Turbo máquina Siemens T-8509

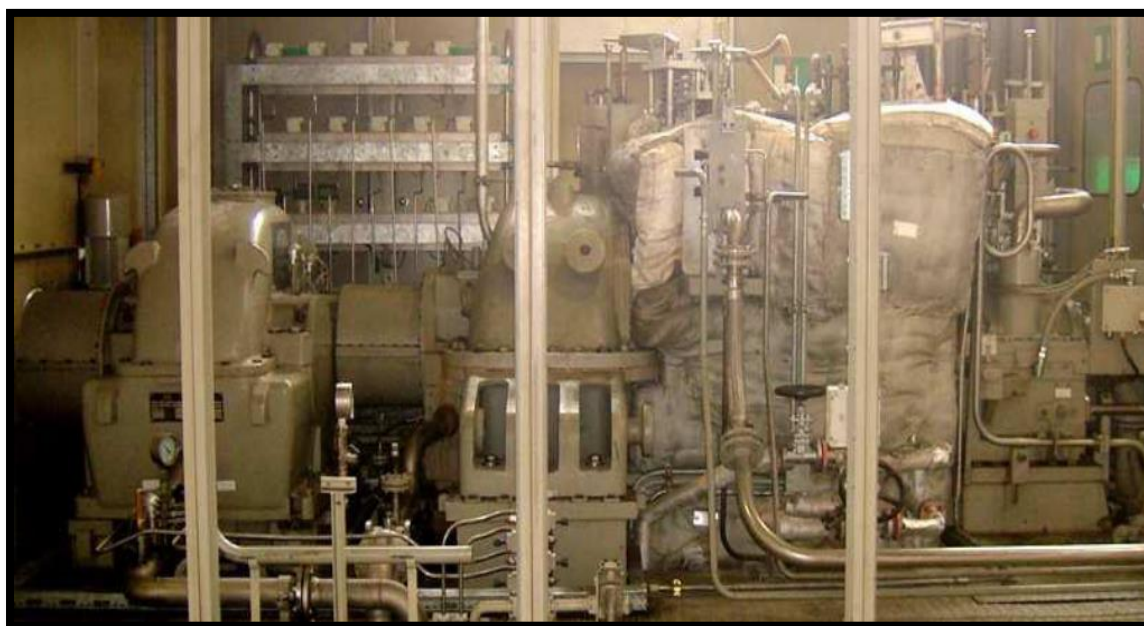


Figura 4.16: Carcasa de la turbina. Siemens T-8509

La turbomáquina de reacción Siemens T-8509 es del tipo de condensación, debido a que su presión de descarga es inferior a la atmosférica debido a la condensación del vapor de salida. En ésta ingresa vapor vivo proveniente del distribuidor de vapor de alta presión donde se transforma la energía de flujo de vapor en energía mecánica. La energía mecánica es aprovechada por un generador y convertida en energía eléctrica, la que se utiliza para los procesos productivos de PABB. La turbina posee una etapa de extracción de 30 t/h de vapor sobrecalentado que se destina a equipos que usan el calor latente de condensación tales como: Cilindro secadores de papel y calentamiento de disco de refinador Sunds. La presión de trabajo es de 3,5 bar_(abs.) a una temperatura de 146 °C. Entre la salida de la extracción y el distribuidor de vapor de baja presión se encuentra un enfriador de vapor sobrecalentado. Este sistema enfriador por agua proveniente del estanque de condensados es efectivo para reducir la temperatura del vapor sobrecalentado proveniente de la extracción de la turbina, evitando que el vapor salga a temperaturas que signifiquen un riesgo para los distintos procesos en donde se involucre.

4.7.1) Irreversibilidades en un ciclo real “turbina”

Considera las pérdidas de energía no recuperables que sufre el vapor en los procesos que conforman el ciclo. Estas energías no recuperables permanecen en la sustancia de trabajo como energía térmica con una mayor entropía. Los procesos afectados a estas irreversibilidades son los que transfieren trabajo, esto es: la bomba y la turbina.

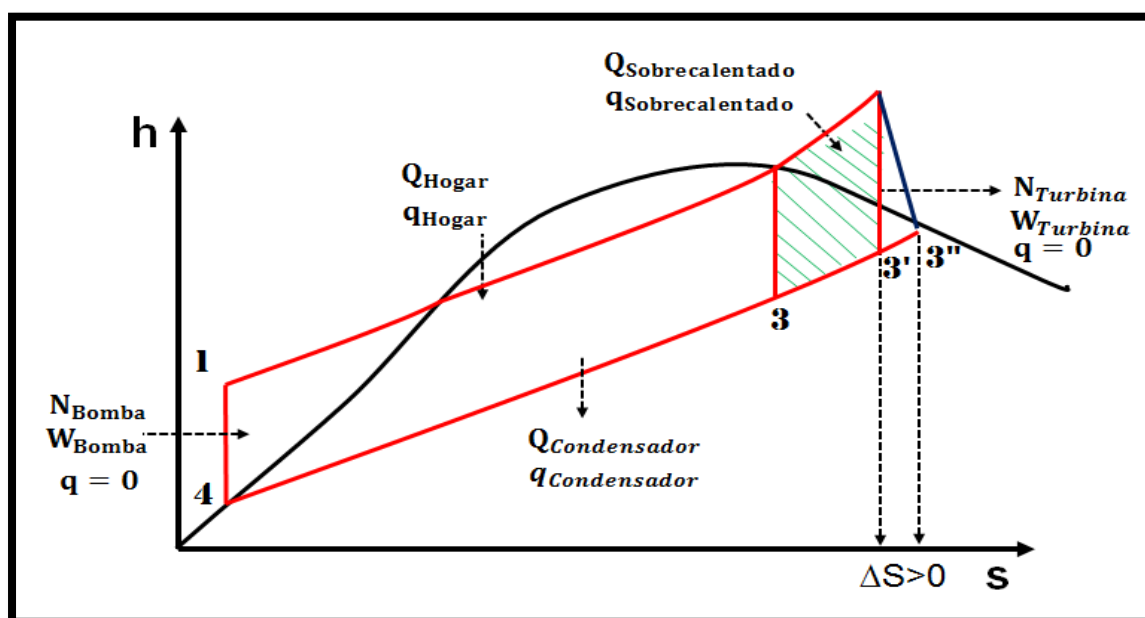


Figura 4.17: Irreversibilidad en el proceso de expansión de la turbina (puntos de figura 4.2)

Con:

- **Punto 3'**: Expansión isentrópica de la turbina (adiabática).
- **Punto 3''**: Expansión no isentrópica de la turbina (adiabática).

Debido a que el estudio involucra evaluar el funcionamiento de la turbina en sus condiciones reales, es importante tener en cuenta los factores que contribuyen a la irreversibilidad, éstos son:

- **La Irreversibilidad interna:** Procesos no isoentrópico (aunque sean adiabáticos)

Ésta se considera en un proceso no isoentrópico, aunque sean adiabáticos. Para determinar el funcionamiento de la turbina se plantean las ecuaciones que definen las potencias, rendimientos y los estados termodinámicos a la entrada, extracción y salida de la turbina.

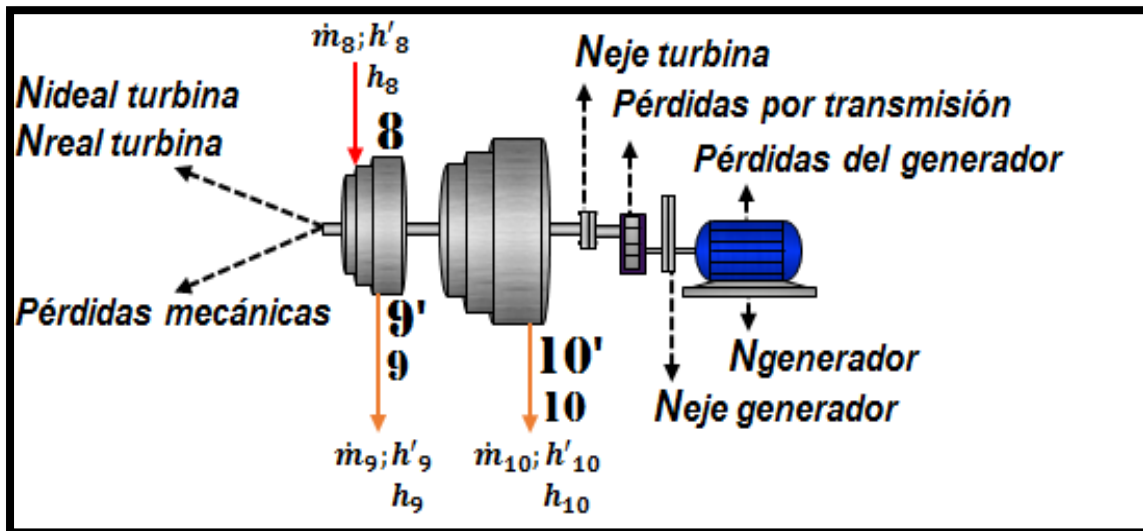


Figura 4.18: Diagrama de flujo de la turbina Siemens T-8509 (puntos figura4.3).

4.7.2) Potencia ideal y real de la turbina

$$N_{\text{Turbina}} = N_{\text{Turbina alta presión}} + N_{\text{Turbina baja presión}}$$

$$N_{\text{Ideal turbina}} = \dot{m}_8 \cdot (h_8 - h_9) + \dot{m}_{10} \cdot (h_9 - h_{10}) \quad (\text{Ec. 18})$$

$$N_{\text{Real turbina}} = \dot{m}_8 \cdot (h_8 - h'_{9'}) + \dot{m}_{10} \cdot (h'_{9'} - h'_{10}) \quad (\text{Ec. 19})$$

Con:

- \dot{m}_8 : Flujo másico de vapor sobrecalentado atravesando la turbina.
- h_8 : Entalpía a la entrada de la turbina.
- \dot{m}_9 : Flujo másico de vapor en la extracción de la turbina.
- h_9 : Entalpía en la extracción de la turbina para condición isentrópica (ideal).
- $h'_{9'}$: Entalpía en la extracción de la turbina para condición real.

- h_{10} : Flujo másico de vapor a la salida de la turbina.
- h_{10} : Entalpia en la salida de la turbina para condición isentrópica (ideal).
- h'_{10} : Entalpia en la salida de la turbina para condición real.

4.7.3) Rendimiento de la turbina

$$\eta_{\text{Turbina}} = \frac{N_{\text{Real}}}{N_{\text{Ideal}}} = \frac{\dot{m}_8 \cdot (h_8 - h'_9) + \dot{m}_{10} \cdot (h'_9 - h'_{10})}{\dot{m}_8 \cdot (h_8 - h_9) + \dot{m}_{10} \cdot (h_9 - h_{10})} \quad (\text{Ec. 20})$$

4.7.4) Rendimiento mecánico

El que se estima por personal de planta en un 92%.

$$\eta_{\text{Mecánico}} = \frac{N_{\text{eje turbina}}}{N_{\text{Real}}} \quad (\text{Ec. 21})$$

4.7.5) Rendimiento transmisión

El que se estima por personal de planta en un 92%.

$$\eta_{\text{Transmisión}} = \frac{N_{\text{eje generador}}}{N_{\text{eje turbina}}} \quad (\text{Ec. 22})$$

4.7.6) Rendimiento del generador eléctrico

El que se estima por personal de planta en un 96%.

$$\eta_{\text{generador}} = \frac{N_{\text{eléctrica}}}{N_{\text{eje generador}}} \quad (\text{Ec. 23})$$

4.7.7) Título del vapor a la salida del condensador

$$h'_9 = h'_g|_{P_9} + x \cdot h_{fg}|_{P_9} \quad (\text{Ec. 24})$$

4.8) RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS

4.8.1) Condensador Siemens

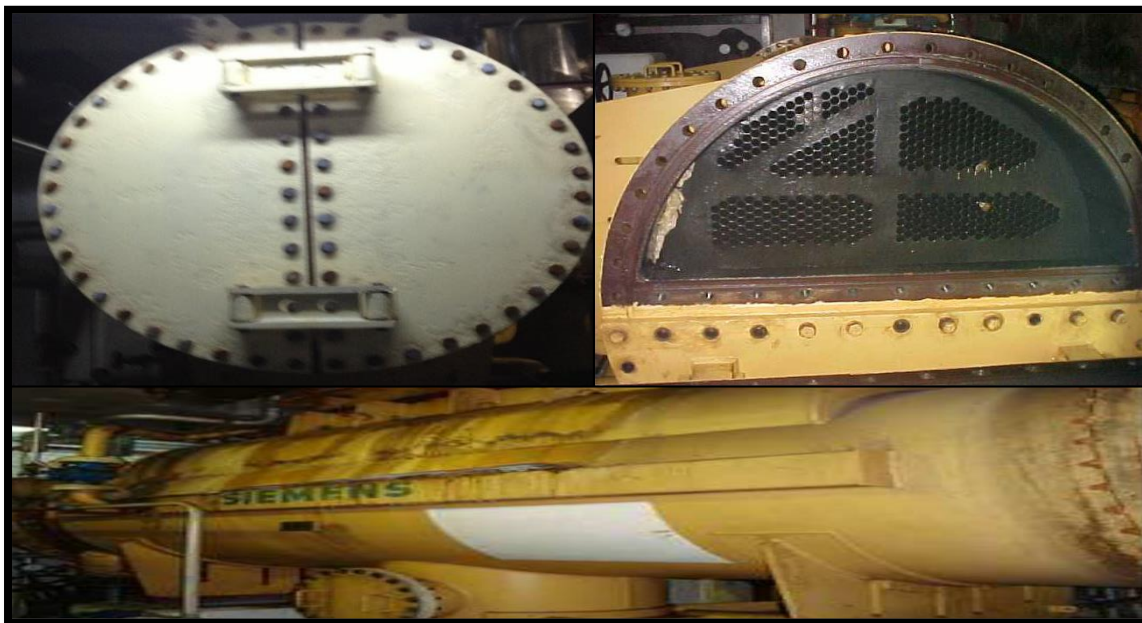


Figura 4.19: Condensador Siemens.

El condensador de superficie Siemens, es un intercambiador de calor de tubo y carcaza de 1.360 mm de diámetro y 2 pasos, especialmente diseñados para condensar el vapor-líquido proveniente de la turbina de condensación. Éste opera a una presión máxima de 0,062 bar_(abs.) logrando condensar en vacío, con lo que el salto de presión es mayor por lo que el rendimiento y la potencia de la turbina aumentan, obteniendo un condensado en forma de agua-líquida que ingresa al tanque de condensados, cerrando el ciclo del agua.

El fluido utilizado para captar el calor rechazado por el vapor húmedo es el agua de enfriamiento que proviene de una torre de enfriamiento, la cual tiene como condición una temperatura máxima de entrada de 24 °C y máxima de salida de 33°C para 899 m³/h.

A continuación se describen componentes fundamentales en el ciclo del condensador:

- a) **Eyectores:** Bomba de chorro que se emplea en lugares donde se hace vacío como en el condensador, para desalojar aire, gases o vapores. Los gases extraídos son generalmente incondensables, tales como el aire.
- b) **Bombas de condensado:** El agua condensada es bombeada con la ayuda de las bombas de condensado aumentando la presión lo suficiente como para alcanzar el tanque de condensados. Posee una capacidad de

18 m³/h y genera problemas si el nivel de condensado es demasiado alto y no quedan tubos libres para condensar el vapor.

- c) **Purgas de condensado:** Sistema que permite la eliminación del condensado de equipo y líneas cuando la turbina está en situación de parada y puesta en marcha.
- d) **Agua de enfriamiento:** La energía térmica remanente en el vapor saturado se extrae mediante agua de refrigeración, obteniéndose un condensado que se devuelve a la caldera mediante bombas centrífugas. Posteriormente, el agua de refrigeración utilizada para condensar el vapor de la turbina es enviada mediante bombas a las torres de enfriamiento para bajar su temperatura y luego es impulsada nuevamente al condensador.

4.8.2) Irreversibilidades en un ciclo real “Condensador”

Recupera el vapor que sale de la turbina mediante condensación utilizando agua de refrigeración proveniente de lagos, mar, aguas subterráneas, etc. Corresponde a un proceso de intercambio de calor a p=cte en términos ideales.

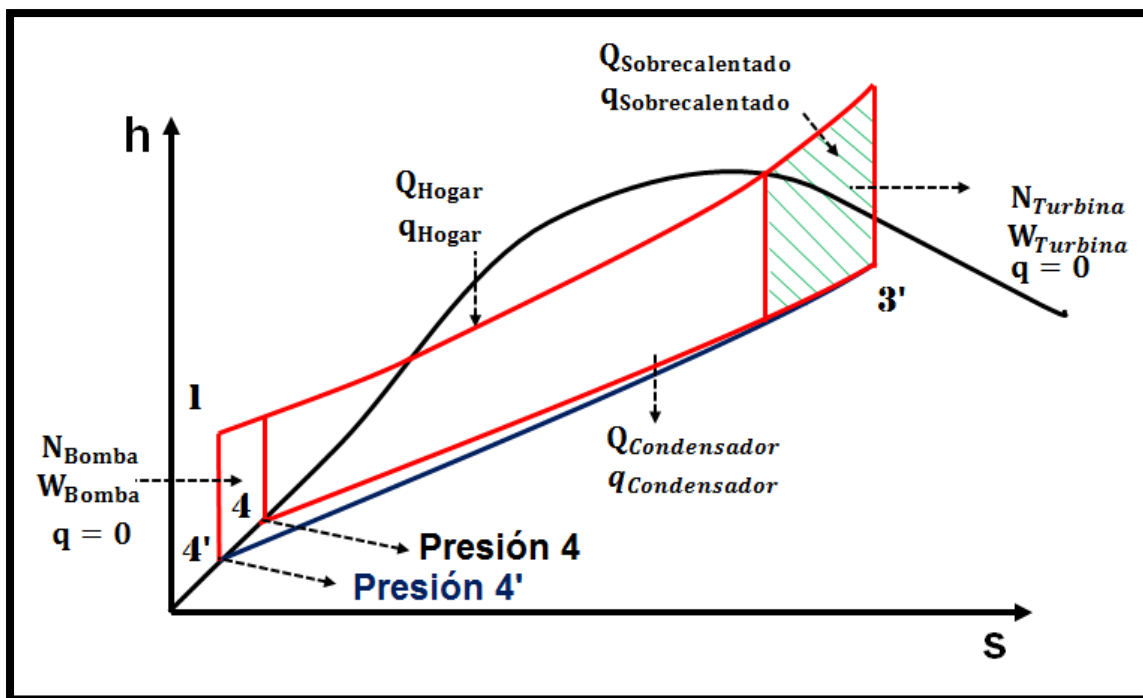


Figura 4.20: Irreversibilidad en el proceso de condensación en el condensador (puntos de figura 4.2)

Debido a que el estudio involucra evaluar el funcionamiento de la turbina en sus condiciones reales. Es importante tener en cuenta los factores que contribuyen a la irreversibilidad, estos son:

- **Irreversibilidad interna:** Pérdida de presión (mucho menos importante, se desprecia).
- **Irreversibilidad externa:** Diferencia de temperatura con el refrigerante (agua).
- **El agua del refrigerante no suele usarse:** Pérdida de energía.

Para determinar el funcionamiento del condensador se plantean las ecuaciones que definen la eficiencia, coeficiente global de calor, área de transferencia de calor y los estados termodinámicos a la entrada, extracción y salida de la turbina.

4.8.3) Calor rechazado por el vapor húmedo en el condensador

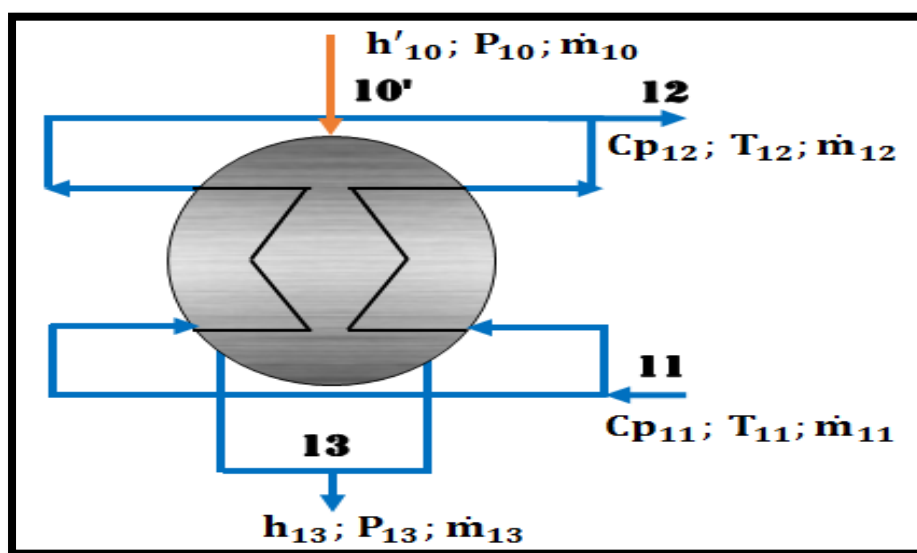


Figura 4.21: Diagrama de flujo de la turbina Siemens T-8509 (puntos figura 4.3).

Para cuantificar el flujo de agua de enfriamiento requerido para captar este calor, primero se debe establecer la cantidad de calor latente a rechazar, para ello se recurre a la ecuación 25.

$$Q_{\text{Condensador}} = \dot{m}_{10} \cdot (h'_{10} - h_{13}) \text{ [MW]} \quad (\text{Ec. 25})$$

Con:

- \dot{m}_{10} : Flujo másico de vapor-líquido proveniente de la turbina [t/h].
- h'_{10} : Entalpía en la salida de la turbina para condición no isentrópica (real) [kJ/kg].
- h_{13} : Entalpía en la salida de la carcasa del condensador [kJ/kg].

4.8.4) Flujo de agua de enfriamiento usada en el condensador

Establecida la ecuación que permite determinar la cantidad de calor a rechazar se prosigue a establecer el caudal de refrigeración que utiliza el condensador bajo la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{12} = \frac{Q_{\text{Condensador}}}{C_{p12} \cdot (T_{12} - T_{11})} \text{ [t/h]} \quad (\text{Ec. 26})$$

Con:

- \dot{m}_{12} : Flujo másico de agua de enfriamiento proveniente de la torre de enfriamiento [t/h].
- C_{p12} : Calor específico del agua (4,183 kJ/kg K).
- T_{11} : Temperatura entrada del agua de enfriamiento proveniente de la torre de enfriamiento [°C].
- T_{12} : Temperatura salida del agua de enfriamiento de los tubos del condensador [°C].

4.8.5) Coeficiente global de transferencia de calor

Dado que este valor es una incógnita a determinar, primero se debe establecer la ecuación de la transferencia de calor:

$$U = \frac{Q_{\text{Condensador}}}{A \cdot \Delta T_{ml}} \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad (\text{Ec. 27})$$

Con:

- U : Coeficiente global de transferencia de calor [W/m²K].
- A : Área de transferencia de calor [m²].
- ΔT_{ml} : Diferencia de temperaturas media logarítmica [°C].

Donde el área de transferencia de calor se determina con la ecuación 28.

$$A_{\text{Transferencia de calor}} = \pi \cdot \phi \cdot L \cdot N^{\circ}_{\text{Tubos}} \text{ [m}^2\text{]} \quad (\text{Ec. 28})$$

Con:

- ϕ : Diámetro interior de los tubos [m].
- L : Largo de los tubos [m].
- N°_{Tubos} : Número total de tubos.

La diferencia de temperaturas media logarítmica sin factor de corrección se obtiene con la ecuación 29.

$$\Delta T_{mlFC} = \frac{(T_{13} - T_{11}) - (T'_{10} - T_{12})}{\ln\left(\frac{T_{13} - T_{11}}{T'_{10} - T_{12}}\right)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (\text{Ec. 29})$$

Con:

- T'_{10} : Temperatura en la salida de la turbina para condición no isentrópica (real) [kJ/kg].
- T_{13} : Temperatura en la salida del condensador [kJ/kg].

La diferencia de temperaturas media logarítmica se obtiene aplicando el factor de corrección para un paso por carcasa y dos pasos por tubos en un condensador, determinada por la ecuación 30 y la figura 4.22:

$$\Delta T_{ml} = \Delta T_{mlCF} \cdot F_{\text{Corrección}} \quad (\text{Ec. 30})$$

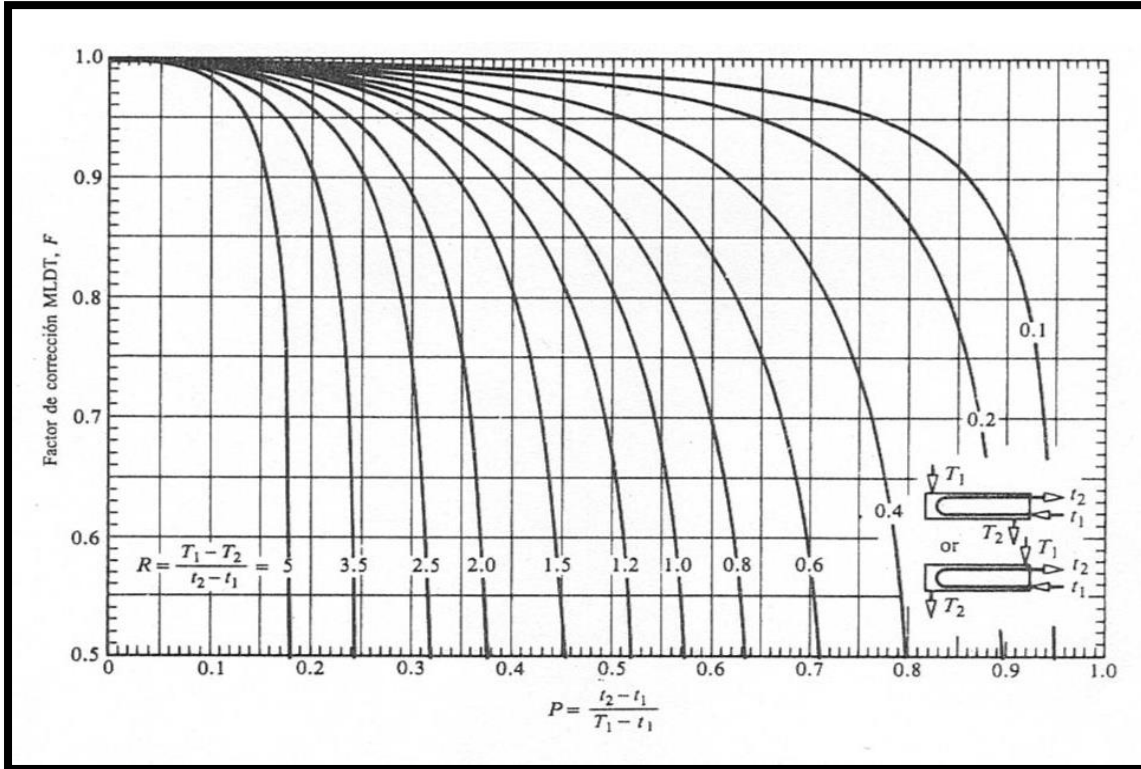


Figura 4.22: Factor de corrección según el método DTML para un intercambiador de calor de un paso por coraza y 2, 4, 6, ... pasos por tubos.

La efectividad, P, es la relación entre el flujo de calor absorbido por el fluido frío y el máximo flujo de calor que podría absorber, con lo que:

$$P = \frac{m_{12} \cdot Cp_{12} \cdot (T_{12} - T_{11})}{m_{12} \cdot Cp_{12} \cdot (T'_{10} - T_{11})} \quad (\text{Ec. 31})$$

La relación de capacidad, R, es el cociente entre la velocidad de capacidad calorífica, (mCp), del fluido frío y la del caliente, es decir:

$$R = \frac{m_{12} \cdot Cp_{12}}{m_{13} \cdot Cp_{13}} = \frac{T_{13} - T'_{10}}{T_{12} - T_{11}} = \frac{0}{T_{12} - T_{11}} = 0 \quad (\text{Ec. 32})$$

El caso del condensador, el fluido caliente es el que experimenta el cambio de estado (cede su calor latente) al ser T₁₀ = T₁₃. Sea cual sea la configuración geométrica del cambiador se obtendrá F = 1.

4.8.6) Transferencia de calor máxima posible

Las distribuciones de temperatura del fluido caliente y frío asociado al condensador de contraflujo se muestran en la figura 4.23. Esta configuración mantiene transferencia de calor entre las partes más calientes de los dos fluidos en un extremo, así como entre las partes más frías en el otro.

Por otra parte, el fluido que pudiera experimentar esta diferencia máxima de temperatura sería aquel tuviera la capacidad calorífica mínima entre los dos. Este valor debe ser el mínimo puesto que en un balance de masa y energía requiere que el flujo de calor cedido por uno de los dos fluidos debe ser absorbido por el otro. Por consiguiente, el máximo flujo de calor que se podría transferir a un intercambiador de calor está dado por la expresión,

$$Q_{\text{Máximo}} = C_{\text{Frío}} \cdot (T'_{10} - T_{11}) = C_{p12} \cdot \dot{m}_{12} \cdot (T'_{10} - T_{11}) \text{ [MW]} \quad (\text{Ec. 33})$$

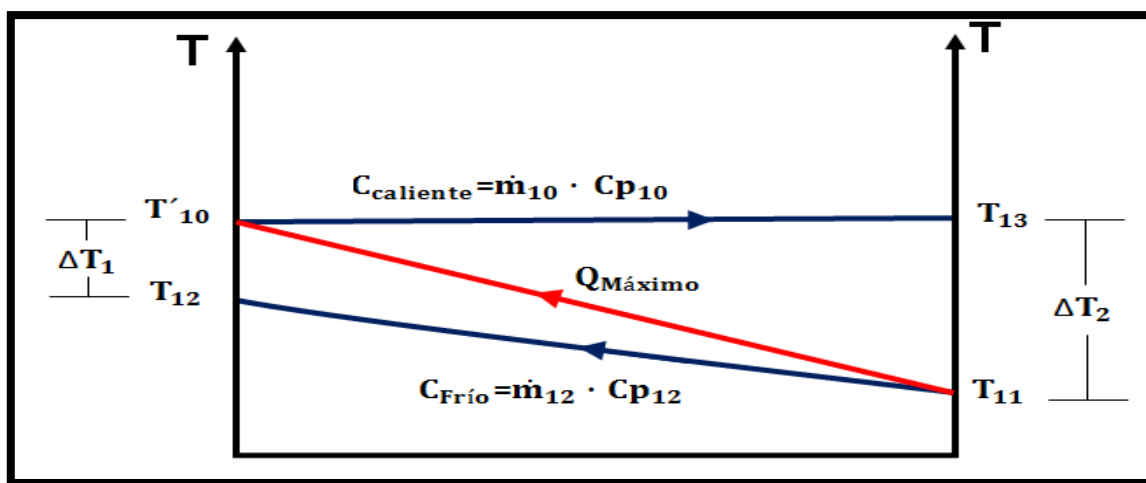


Figura 4.23: Distribución de temperaturas para un intercambiador de calor en contraflujo (puntos de figura 4.3)

4.8.7) Método de eficiencia-NUT

Es necesario definir la eficiencia (ϵ), como la razón entre la transferencia real de calor para el condensador y la transferencia máxima posible:

$$\epsilon = \frac{\text{Flujo real de calor transferido}}{\text{Máximo flujo de calor que podría transferir}} = \frac{Q_{\text{Condensador}}}{Q_{\text{Máximo}}} \quad (\text{Ec. 34})$$

Se define como “número de unidades de transferencia” al parámetro adimensional utilizado ampliamente para análisis de intercambiadores de calor. En cierta forma permite interpretar el tamaño físico del equipo y se define como.

$$NUT = \frac{U \cdot A}{(mCp)_{Frío}} \quad (\text{Ec. 35})$$

Generalizando las expresiones de R y P empleadas anteriormente de la forma siguiente (ver figura 4.22), se obtiene el coeficiente de capacidad C_r :

$$C_r = \frac{(mCp)_{Frío}}{(mCp)_{Caliente}} = \frac{(\Delta T)_{menor}}{(\Delta T)_{mayor}} = \frac{(T'_{10} - T_{13})}{(T'_{10} - T_{11})} = \frac{0}{(T'_{10} - T_{11})} = 0 \quad (\text{Ec. 36})$$

Simplificando el cálculo de la eficiencia del condensador a la expresión:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (\text{Ec. 37})$$

4.9) AGUA DE ENFRIAMIENTO

4.9.1) Torre de enfriamiento



Figura 4.24: Torre de enfriamiento.

El agua de las torres es acumulada en su pozo, donde es bombeada hacia el intercambiador de calor de superficie de la planta (condensador), a un flujo máximo de 500 m³/h con una temperatura máxima de 24 °C, para retornar a una temperatura tope de 40°C. En el proceso de caída libre, alrededor del 43% del agua caliente, entra en contacto con el aire permitiendo su enfriamiento por la

transferencia de calor lo que induce a pérdidas de agua por evaporación y arrastre mecánico, la cual debe ser suplida por el agua de reposición proveniente de la planta industrial. Por otra parte, el sistema genera una purga controlada para disminuir la concentración de sales y eliminar la posibilidad de incrustaciones en el intercambiador de calor de la planta, las pérdidas por evaporación en la torre de enfriamiento son alrededor del 2%.

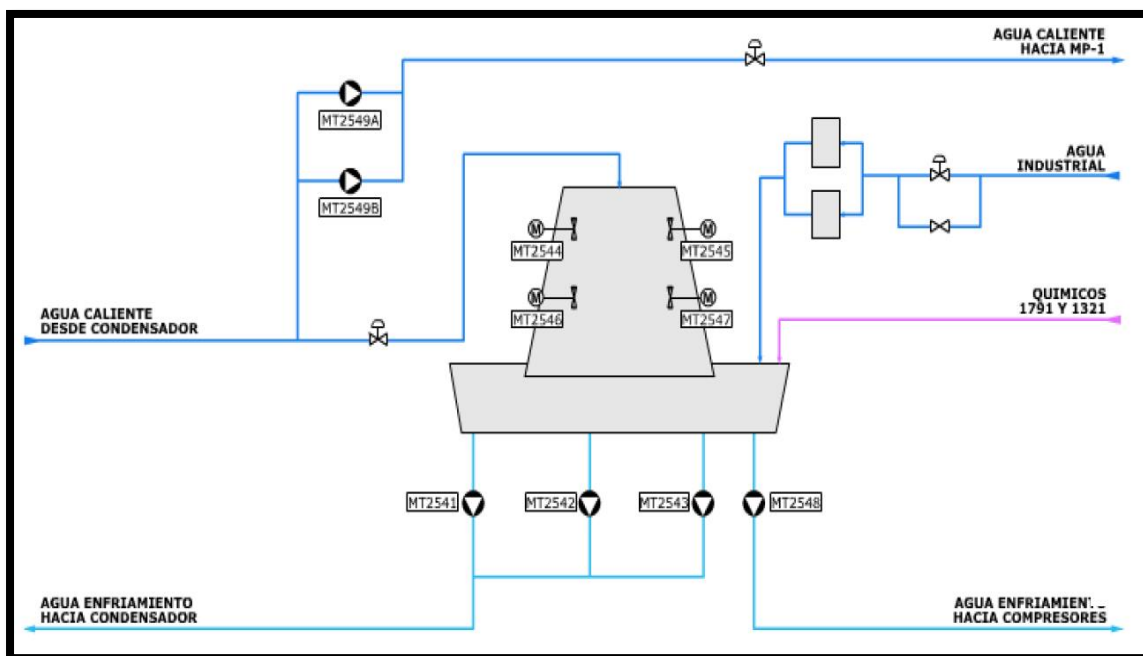


Figura 4.25: Diagrama torre de enfriamiento.

Un otro 40% del agua es enviada a la máquina papelera 1, un 10% como agua de enfriamiento hacia compresores y el 5% restante es enviada al intercambiador de calor de nominado 40-80°C.

4.9.2) Balance de masa de la torre de enfriamiento

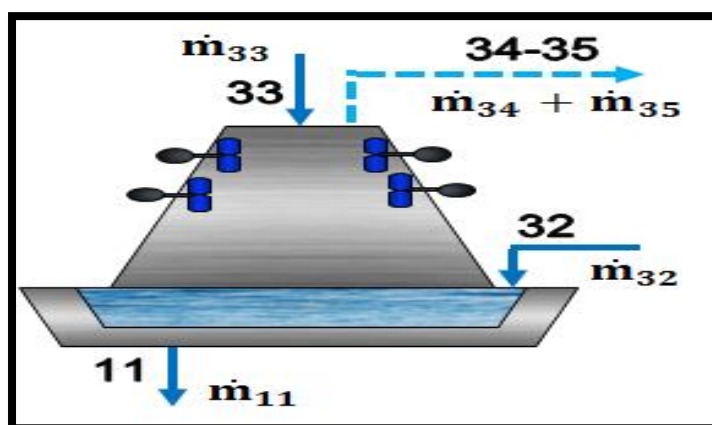


Figura 4.26: Diagrama de flujos en la torre de enfriamiento.

$$\dot{m}_{11} + \dot{m}_{34} + \dot{m}_{35} = \dot{m}_{33} + \dot{m}_{32} \quad (\text{Ec. 38})$$

Con:

- \dot{m}_{11} : Flujo másico de agua de enfriamiento hacia condensador [t/h].
- \dot{m}_{34} : Flujo másico de agua evaporada y purgas [t/h].
- \dot{m}_{35} : Flujo másico de agua de enfriamiento a compresores [t/h].
- \dot{m}_{32} : Flujo másico de agua de reposición proveniente de la planta de agua industrial [t/h].
- \dot{m}_{33} : Flujo másico de agua caliente ingresando a la torre de enfriamiento [t/h].

4.10) DISTRIBUCIÓN DEL AGUA EN EL SISTEMA

4.10.1) Planta de agua industrial



Figura 4.27: Ubicación captaciones, lagunas y pozos.

El agua utilizada en el proceso es obtenida desde el río Bío-Bío a través de captaciones de agua cruda (punteras) 1, 2, 3, 5, 7, 8, 9 y/o a través de los pozos 200 y 400 ubicados en el interior de la planta, provocando que ésta contenga grandes concentraciones de impureza. El agua obtenida se almacena en el tanque de agua industrial de 1000 m³ de capacidad, donde es clorada con dosificaciones de cloro menores a las utilizadas para agua potable. Las inyecciones de agua fresca tienen la finalidad de suplir las pérdidas generadas en la torre de enfriamiento, la purga operativa de la caldera, venteo del desgasificador y pérdidas en los procesos de la industria. Las bombas de laguna norte y sur envían agua hacia el estanque de agua industrial cuando los pozos y captaciones

no suministran agua suficiente para mantener un nivel que satisfaga la demanda. El flujo de agua debe ser calculado y la temperatura de ésta debe ser medida ya que varía constantemente.

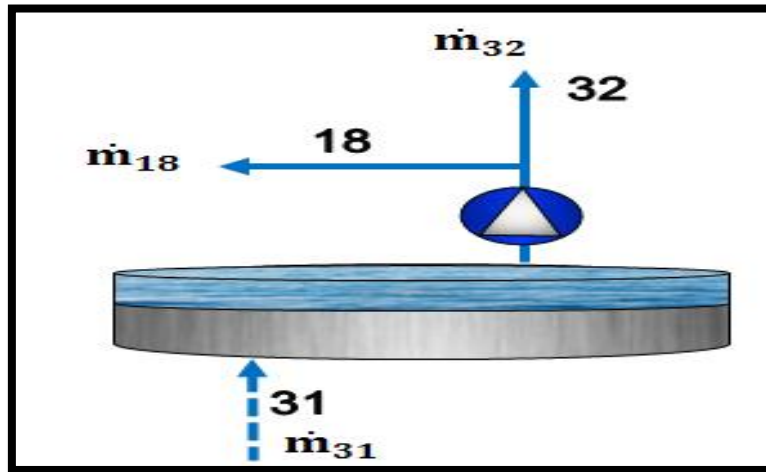


Figura 4.28: Esquema de estanque para recepción de agua industrial.

$$\dot{m}_{31} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_{32} \quad (\text{Ec. 39})$$

Con:

- \dot{m}_{31} : Agua de reposición por pérdidas en la planta [t/h].
- \dot{m}_{18} = Flujo másico de agua a tanque de condensados [t/h].

4.10.2) Tanque de condensados



Figura 4.29: Estanque de condensados general

A este estanque ingresa el agua desmineralizada para juntarse con condensados de procesos y del condensador. Su función principal es juntar los condensados de la planta y enviarlos al desaireador

para la eliminación de gases disueltos como O₂, CO₂ y Sulfuros de Hidrógeno, que son altamente corrosivos y deben eliminarse.

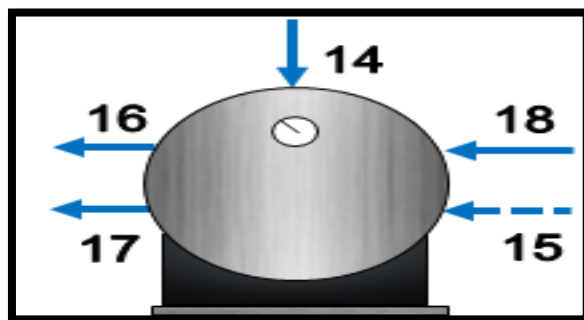


Figura 4.29: Esquema de estanque condensados general.

$$\dot{m}_{15} + \dot{m}_{18} + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{16} + \dot{m}_{17} \quad (\text{Ec. 40})$$

Con:

- \dot{m}_{14} : Condensados provenientes del condensador [t/h].
- \dot{m}_{15} : Retorno de condensados de procesos [t/h].
- \dot{m}_{16} : Condensado a enfriador de vapor [t/h].
- \dot{m}_{17} : Condensados a desaireador [t/h].

4.10.3) Agua alimentación caldera



Figura 4.30: Tanque desaireador y dosificación de químicos.

El agua condensada y desmineralizada proveniente del estanque de condensados; ingresa al interior del desaireador (no presurizado) donde es calentada con vapor proveniente del distribuidor de vapor de baja presión (Manifold) para la eliminación de gases corrosivos, principalmente oxígeno (O₂), dióxido de carbono (CO₂) y sulfuro de hidrógeno (H₂S).

El tanque de dosificación de químicos tiene una capacidad máxima de 500 m³, este es el encargado de suministrar los químicos para la dosificación de alta presión de la caldera a petróleo (domo) y de baja presión para la caldera N°3 (estanque desaireador). Para esta última, se suministra el inhibidor de oxígeno TRASAR 22130 y el inhibidor de corrosión TRI-ACT 1820, ambos de Nalco.

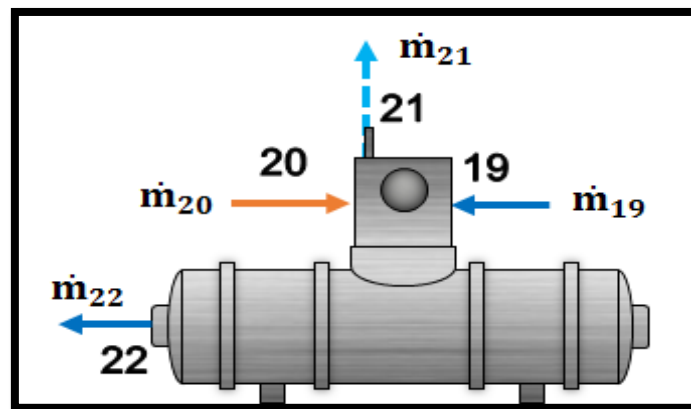


Figura 4.31: Esquema tanque desaireador.

$$\dot{m}_{19} + \dot{m}_{20} = \dot{m}_{22} + \dot{m}_{21} \quad (\text{Ec. 41})$$

Con:

- \dot{m}_{19} : Condensados provenientes del tanque de condensados [t/h].
- \dot{m}_{20} : Vapor sobrecalentado del distribuidor de vapor de baja presión [t/h].
- \dot{m}_{21} : Vapor a la atmosfera [t/h].
- \dot{m}_{22} : Agua de alimentación de la caldera [t/h].

4.11) OTROS EQUIPOS

4.11.1) Intercambiador de calor 40-80 °C



Figura 4.32: Intercambiador de calor de 40 y 80 °C.

Este intercambiador cumple la función de calentar agua proveniente de la salida del condensador hasta los 60 °C y utilizarla en procesos de la planta. Para lograrlo utiliza un pequeño flujo de vapor sobrecalentado proveniente de procesos de la maquina papelera 1.

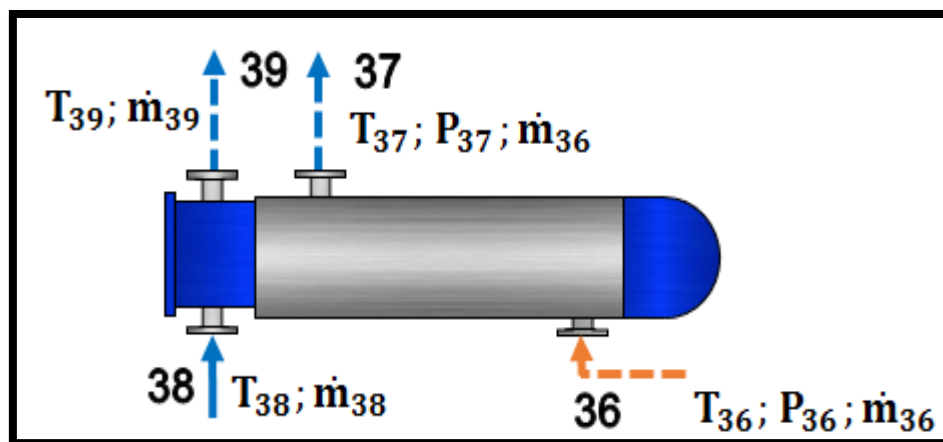


Figura 4.33: Esquema tanque desaireador.

Para cuantificar el flujo de agua caliente requerida para captar calor latente y llegar hasta los 60°C, primero se debe conocer la cantidad de calor rechazado por el vapor sobrecalentado en el intercambiador de calor, para esto se recurre a la ecuación 25.

$$Q_{\text{Inter } 40-80} = \dot{m}_{36} \cdot (h_{36} - h_{37}) \text{ [MW]} \quad (\text{Ec. 42})$$

Con:

- \dot{m}_{36} : Flujo másico de vapor sobrecalentado proveniente de procesos (MP-1) [t/h].
- h_{36} : Entalpia en la entrada de la carcasa del intercambiador de calor 40-80 [kJ/kg].
- h_{37} : Entalpia en la salida de la carcasa del intercambiador de calor 40-80 [kJ/kg].

4.11.2) Flujo de agua caliente usada en el intercambiador

Establecida la ecuación que permite determinar la cantidad de calor a rechazar se prosigue a establecer el caudal de agua caliente a calentar bajo la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{39} = \frac{Q_{\text{Inter } 40-80}}{Cp_{39} \cdot (T_{39} - T_{38})} \quad [\text{t/h}] \quad (\text{Ec. 43})$$

Con:

- \dot{m}_{39} : Flujo másico de agua de enfriamiento proveniente de la torre de enfriamiento [t/h].
- Cp_{39} : Calor específico del agua (4,183 kJ/kg K).
- T_{38} : Temperatura entrada del agua de enfriamiento proveniente de la torre de enfriamiento [°C].
- T_{39} : Temperatura salida del agua de enfriamiento proveniente de la torre de enfriamiento [°C].

4.11.3) Coeficiente global de transferencia de calor

Dado que este valor es una incógnita a determinar, primero se debe establecer la ecuación de la transferencia de calor:

$$U = \frac{Q_{\text{Inter } 40-80}}{A \cdot \Delta T_{ml}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (\text{Ec. 44})$$

Con:

- U : Coeficiente global de transferencia de calor [W/m²K].
- A : Área de transferencia de calor [m²]
- ΔT_{ml} : Diferencia de temperaturas media logarítmica [°C].

Donde el área de transferencia de calor se determina con la ecuación 28.

$$A_{\text{Transferencia de calor}} = \pi \cdot \phi \cdot L \cdot N^{\circ}_{\text{Tubos}} \quad [\text{m}^2] \quad (\text{Ec. 45})$$

Con:

- ϕ : Diámetro interior de los tubos [m].
- L : Largo de los tubos [m]
- N°_{Tubos} : Número total de tubos.

La diferencia de temperaturas media logarítmica, sin factor de corrección, se obtiene con la ecuación 29 (ver figura 4.35).

$$\Delta T_{mlFC} = \frac{(T_{37} - T_{38}) - (T_{36} - T_{39})}{\ln\left(\frac{T_{37}-T_{38}}{T_{36}-T_{36}}\right)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (\text{Ec. 46})$$

Con:

- T'_{10} : Temperatura en la salida de la turbina para condición no isentrópica (real) [kJ/kg].

- T_{13} : Temperatura en la salida del condensador [kJ/kg].

Finalmente, la diferencia de temperaturas media logarítmica se obtiene aplicando el factor de corrección para un paso por carcasa y dos pasos por tubos en un condensador, determinada por la ecuación 30 y la figura 4.22:

$$\Delta T_{ml} = \Delta T_{mlCF} \cdot F_{Corrección} \tag{Ec. 47}$$

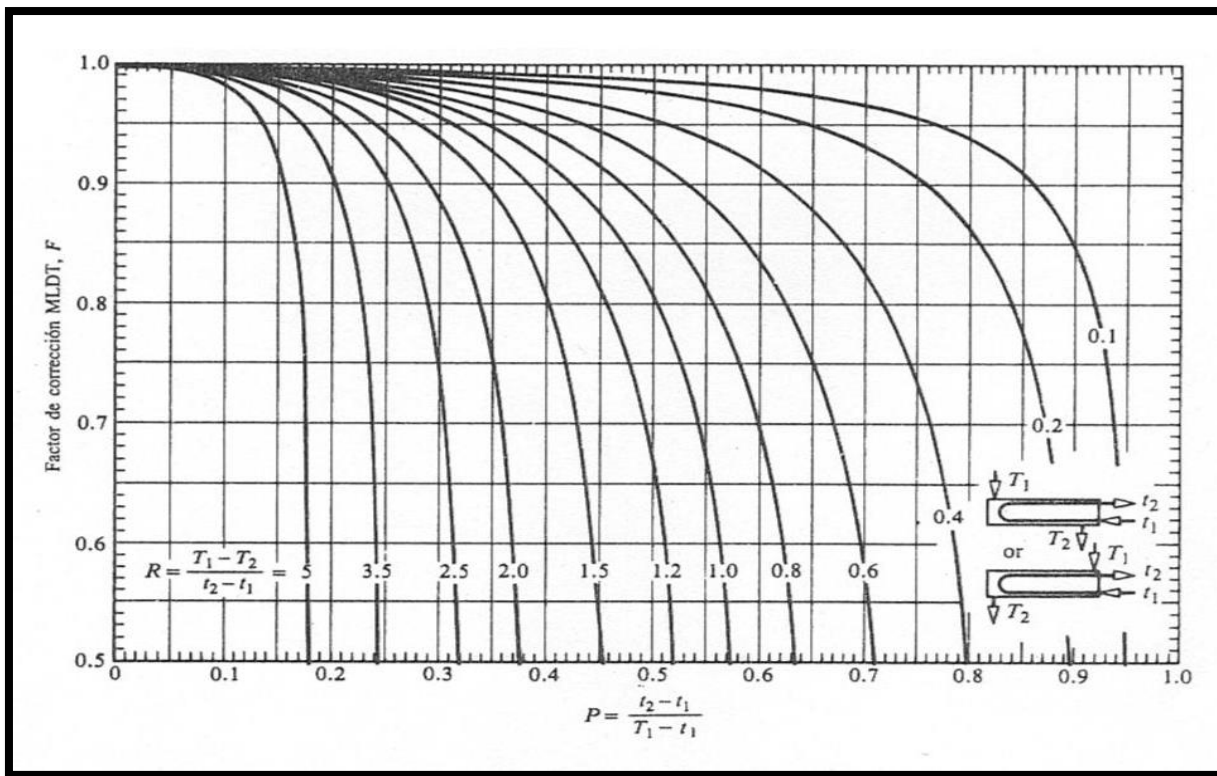


Figura 4.34: Factor de corrección según el método DTML para un intercambiador de calor de un paso por carcasa y 2, 4, 6, ... pasos por tubos.

La efectividad, P, es la relación entre el flujo de calor absorbido por el fluido frío y el máximo flujo de calor que podría absorber, con lo que:

$$P = \frac{m_{39} \cdot Cp_{39} \cdot (T_{39} - T_{38})}{m_{39} \cdot Cp_{39} \cdot (T_{36} - T_{38})} = \frac{(T_{39} - T_{38})}{(T'_{36} - T_{38})} \tag{Ec. 48}$$

La relación de capacidad, R, es el cociente entre la velocidad de capacidad calorífica, (mCp), del fluido frío y la del caliente, es decir:

$$R = \frac{m_{39} \cdot Cp_{39}}{m_{36} \cdot Cp_{36}} = \frac{T_{13} - T'_{10}}{T_{12} - T_{11}} \tag{Ec 49}$$

4.11.4) Transferencia de calor máxima posible

Esta transferencia de calor se puede alcanzar, en principio, solo en un intercambiador de calor en contra flujo, donde el máximo flujo de calor se calcula:

$$Q_{\text{Máximo}} = C_{\text{Frío}} \cdot (T_{36} - T_{38}) = C_{p39} \cdot \dot{m}_{39} \cdot (T_{36} - T_{38}) \text{ [MW]} \quad (\text{Ec. 50})$$

Las distribuciones de temperatura del fluido caliente y frío asociado al intercambiador de calor de contraflujo se muestran en la figura 4.35. Esta ecuación para $C_{\text{Frío}}$ se aplica sólo cuando no ocurra cambio de fase.

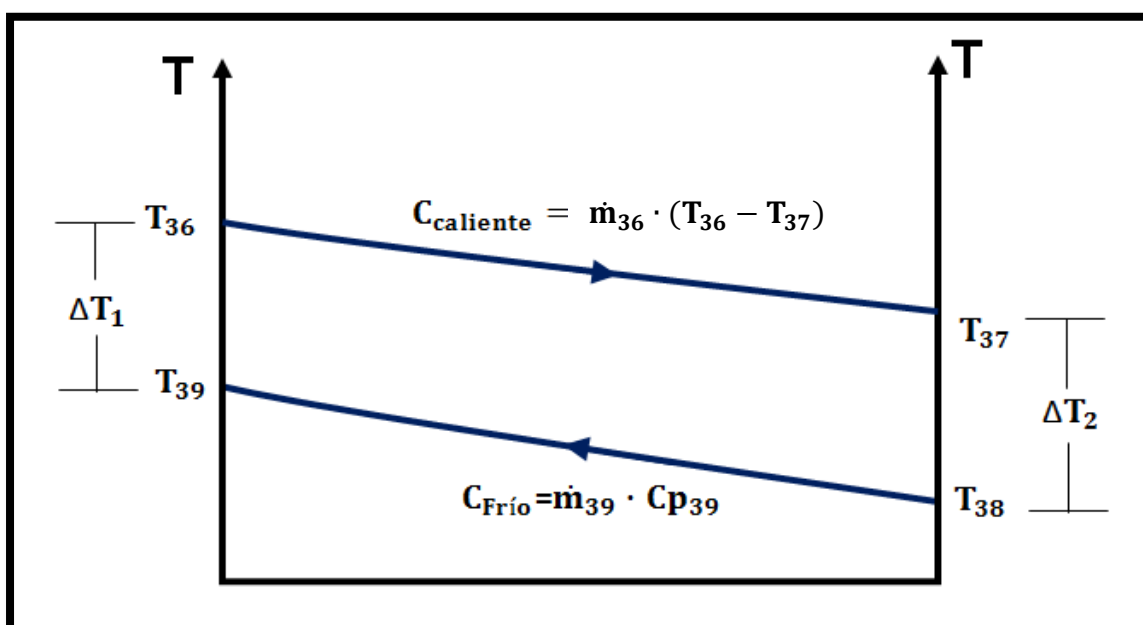


Figura 4.35: Distribución de temperaturas para un intercambiador de calor en contraflujo (puntos de figura 4.3)

4.11.5) Método de eficiencia-NUT

Es necesario definir la eficiencia (ϵ), como la razón entre la transferencia real de calor y la transferencia máxima posible:

$$\epsilon = \frac{Q_{\text{Inter 40-80}}}{Q_{\text{Máximo}}} \quad (\text{Ec. 51})$$

Se define como “número de unidades de transferencia” al parámetro adimensional utilizado ampliamente para análisis de intercambiadores de calor. En cierta forma permite interpretar el tamaño físico del equipo y se define como:

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{Frío}} \quad (\text{Ec. 52})$$

Generalizando las expresiones de R y P empleadas anteriormente de la forma siguiente (ver figura 4.34), se obtiene el coeficiente de capacidad C_r :

$$C_r = \frac{(mCp)_{Frío}}{(mCp)_{Caliente}} = \frac{(\Delta T)_{menor}}{(\Delta T)_{mayor}} = \frac{(T_{36} - T_{37})}{(T_{39} - T_{38})} \quad (\text{Ec. 53})$$

Donde el cálculo de la eficiencia del intercambiador de calor por el método del NUT está dado para un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos:

$$\varepsilon = 2 \cdot \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \cdot \frac{1 + e^{-NUT \cdot (1 + C_r^2)^{1/2}}}{1 - e^{-NUT \cdot (1 + C_r^2)^{1/2}}} \right\}^{-1} \quad (\text{Ec. 54})$$

4.11.6) Trabajo de la bomba



Figura 4.36: Bomba alimentación caldera

Eleva la presión del agua para su inyección a la caldera. Como la compresión es de un líquido saturado a líquido subenfriado, se considera que, si la presión de trabajo de la caldera es inferior a 60 bar_(abs.), el trabajo y/o potencia de la bomba se estima despreciable.

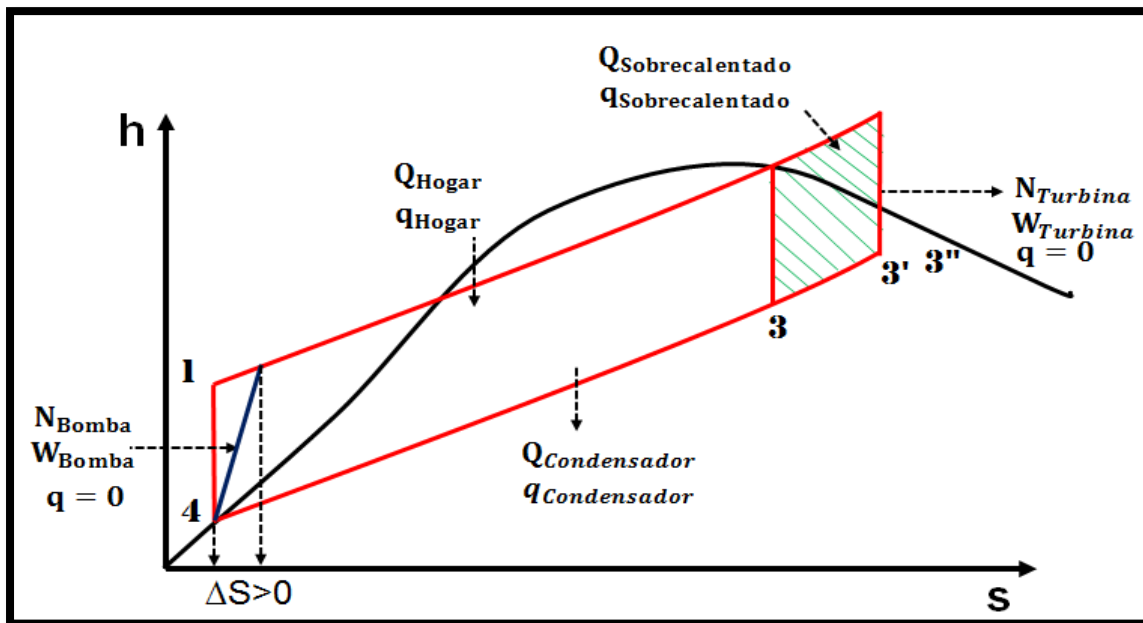


Figura 4.37: Irreversibilidad en el proceso de compresión de la turbina (puntos de figura 4.2)

Puesto que la presión de trabajo de la caldera es superior a 60 bar_(abs.), se considera una irreversibilidad interna (proceso no isoentrópico), aunque sea adiabático.

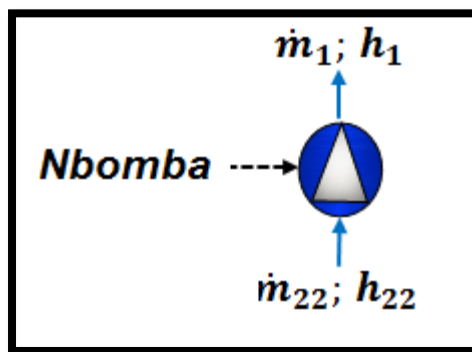


Figura 4.38: Esquema bomba alimentación caldera (puntos de figura 4.2)

Donde su trabajo (Ec.52) y potencia (Ec.53) se encuentran dados por las expresiones:

$$W_{Bomba} = h'_1 - h_{22} \tag{Ec. 55}$$

$$N_{Bomba} = (h'_1 - h_{22}) \cdot \dot{m}_{22} = W_{Bomba} \cdot \dot{m}_{22} \text{ [MW]} \tag{Ec. 56}$$

4.12) EFICIENCIA DEL SISTEMA DE COGENERACIÓN

Según lo establecido por la AChEE⁸, la cogeneración en general es más eficiente que la generación separada de electricidad y calor porque aprovecha calores residuales de los equipos motrices usados comúnmente para la generación de electricidad, como son: las turbinas de vapor (disipan calor de baja temperatura en condensadores al generá sólo electricidad), turbinas de gas (liberan calor a la atmósfera a alta temperatura) y motores de combustión interna (liberan calor de alta y baja temperatura a la atmósfera). La eficiencia energética de un sistema de cogeneración se define mediante tres indicadores de eficiencia, cuyos nombres son más bien prácticos, todos dependientes o asociados al consumo de energía del sistema de cogeneración:

4.12.1) Eficiencia eléctrica

Corresponde a la razón entre la electricidad cogenerada y el consumo de energía del sistema de cogeneración.

$$\eta_{\text{Eléctrica}} = \frac{\text{Potencia eléctrica}}{\text{Consumo energía cogeneración}} = \frac{N_{\text{eléctrica}}}{Q_{\text{Caldera}}} [\%] \quad (\text{Ec. 57})$$

4.12.2) Eficiencia térmica

Corresponde a la razón entre la energía térmica útil cogenerada y el consumo de energía del sistema de cogeneración; la energía térmica útil cogenerada depende del balance de energía del equipo motriz o tecnología y de la eficiencia energética de los equipos de recuperación de calor que constituyen el sistema de cogeneración (ver figura 4.3).

$$\eta_{\text{Térmica}} = \frac{\text{Potencia térmica útil}}{\text{Consumo energía cogeneración}} = \frac{Q_{\text{Extracción}} + Q_{\text{Inter 40-80}} + Q_{\text{MRA}}}{Q_{\text{Caldera}}} [\%] \quad (\text{Ec. 58})$$

Con:

$$Q_{\text{Extracción}} = \dot{m}_{29} \cdot (h_{29} - h_{15}) \text{ [MW]} \quad (\text{Ec. 59})$$

- $Q_{\text{Extracción}}$: Energía térmica útil para distintos procesos de la empresa (Cilindro secadores de papel y calentamiento de disco de refinador Sunds) [MW].

$$Q_{\text{Inter 40-80}} = \dot{m}_{39} \cdot C_{p39}(T_{39} - T_{38}) = \dot{m}_{39} \cdot C_{p39}(60 - T_{38}) \text{ [MW]} \quad (\text{Ec. 60})$$

⁸ Agencia Chilena de Eficiencia Energética.

- $Q_{\text{Inter } 40-80}$: Energía térmica útil utilizada para calentar agua hasta los 60°C y ser mezclada en un tanque de agua caliente (usada en limpiezas y otros servicios) [MW].

$$Q_{\text{MRA}} = \dot{m}_{40} \cdot C_{p40} (T_{\text{TQcaliente}} - T_{40}) = \dot{m}_{40} \cdot C_{p40} (40 - T_{40}) \text{ [MW]} \quad (\text{Ec. 61})$$

- Q_{MRA} : Energía térmica útil utilizada para calentar agua hasta los 40°C y ser mezclada en un tanque de agua caliente (usada en la máquina regadora de agua de la máquina papelera 1) [MW].

4.12.3) Eficiencia global

Corresponde al efecto combinado de la eficiencia eléctrica y la eficiencia térmica de la cogeneración.

$$\eta_{\text{Global}} = \frac{\text{Potencia eléctrica} + \text{Potencia térmica útil} - \text{Potencia bomba}}{\text{Consumo energía cogeneración}} \text{ [%]} \quad (\text{Ec. 62})$$

Todos estos indicadores de eficiencia toman valores distintos según el factor de carga al que opera el sistema de cogeneración.

CAPÍTULO V

“CARACTERIZACIÓN ENERGÉTICA: PARTE CUANTITATIVA”

5.1) DESCRIPCIÓN

El método cuantitativo es el procedimiento utilizado para explicar el funcionamiento de la planta de cogeneración a través de una gran cantidad de datos que otorgan valores cuantificables dentro del sistema. La claridad que entrega este método permite entender los elementos que conforman el sistema, conocer los niveles de eficiencia, rendimientos, pérdidas, lugares donde se producen estas últimas y saber con exactitud donde existen posibilidades de mejoras.

Para tener un análisis completo se establecen las condiciones de diseño y se expone un modelamiento del sistema energético estudiado:

- **Condiciones de diseño:** Entrega información de los equipos pertenecientes a la planta de cogeneración, en sus condiciones óptimas de funcionamiento.
- **Modelo de operación:** Simula las condiciones actuales de funcionamiento, utilizando datos de mediciones y de ser requerido, se presentará información relevante facilitada por personal de planta.

Estos dos puntos en conjunto permiten realizar contrastes entre las condiciones ideales y reales de la planta de cogeneración, obteniendo información relevante a la hora de sacar conclusiones para determinar las oportunidades de mejora tecnológica. El modelo del sistema se ha implementado en:

- **EES:** Potente software informático concebido para ser empleado en análisis termodinámicos rigurosos gracias a su amplia base de datos de diferentes fluidos y sus propiedades, entre ellos, el vapor de agua. Utilizado en los cálculos realizados para determinar el ciclo del agua dentro del sistema.
- **Excel:** Es un programa de Microsoft, el cual consiste en una hoja de cálculo, utilizada para realizar fórmulas matemáticas y cálculos aritméticos exhaustivos, o simplemente bases de datos. El programa posee una interfaz intuitiva, con herramientas de cálculos y gráficos de muy fácil uso. Utilizado para el análisis de los gases de combustión.

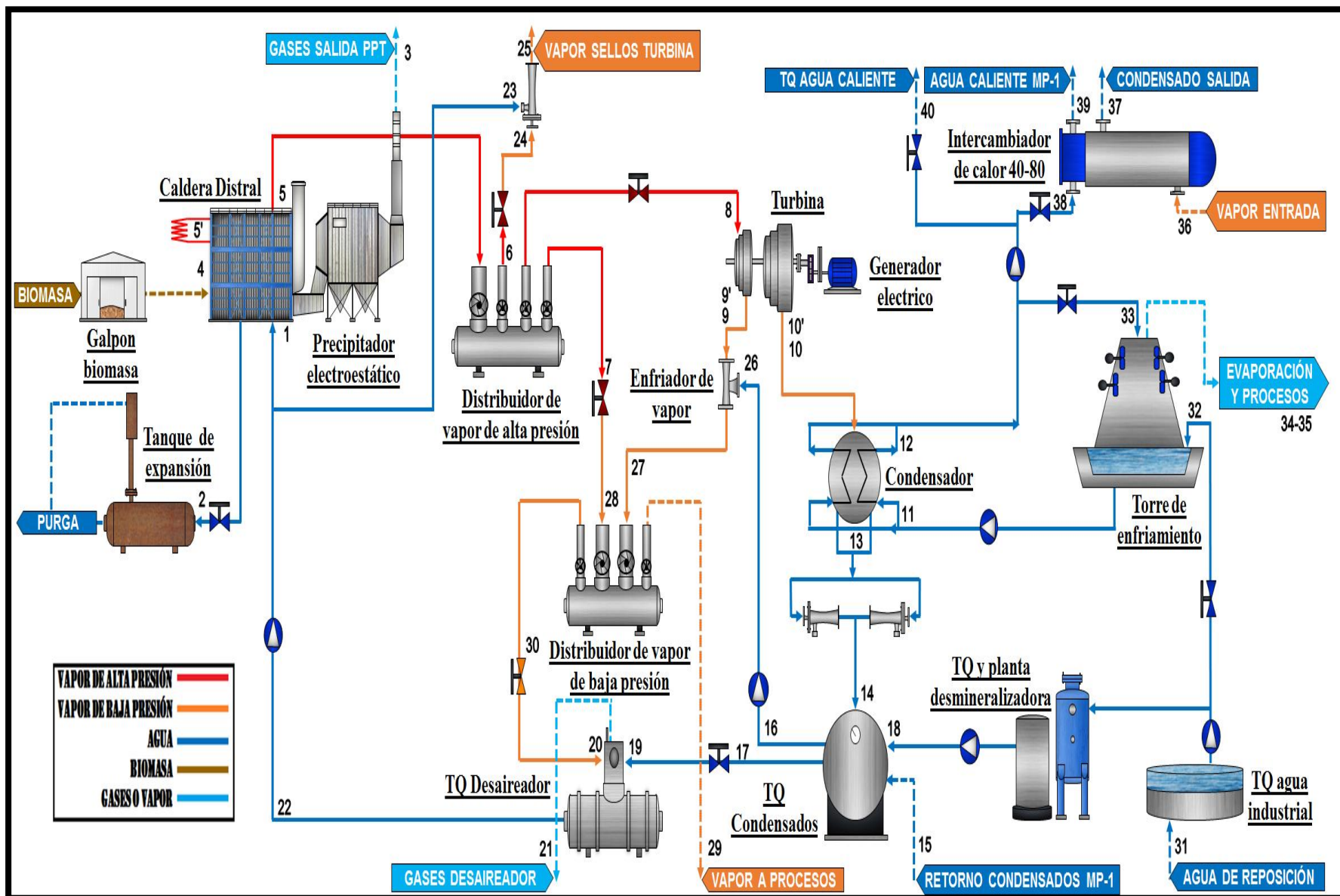


Figura 5.1: Esquema de la planta cogeneración de Papeles Bío-Bío (puntos reales de medición).

Fuente: Elaboración propia.

5.2) CONDICIONES DE DISEÑO

En este punto se presenta la información técnica de los equipos que forman parte de la de la planta de cogeneración en las condiciones óptimas de operación dentro de la planta. Los datos se proporcionan con el objetivo de facilitar las comparaciones con el modelo de operación y obtener conclusiones de peso.

5.2.1) Características técnicas de la caldera Distral

La figura 5.1 muestra información técnica del generador de vapor y la biomasa utilizada. Ésta permitirá tener parámetros de referencia para evaluar cómo se encuentra su funcionamiento actual.

Tabla 5.1: Condiciones de diseño de la caldera utilizando biomasa como combustible.

Datos de diseño óptimo: Caldera Distral				
Carga		Vapor Sobrecalentado (5)	Domo de Vapor (5')	Agua de Alimentación (22)
100%	Presión	: $P_5=64,74 \text{ bar}_{(abs.)}$	$P'_{5}=74,74 \text{ bar}_{(abs.)}$	$P_{22}=2,058 \text{ bar}_{(abs.)}$
	Temperatura	: $T_5=500 \text{ °C}$	$T'_{5}=290,31 \text{ °C}$	$T_{22}=121,11 \text{ °C}$
	Flujo	: $m_5=40 \text{ t/h}$	-	$m_{22}=40,4 \text{ t/h}$
	Rendimiento	: $\eta=68,15\%$	-	-
70%	Presión	: $P_5=64,74 \text{ bar}_{(abs.)}$	$P'_{5}=69,64 \text{ bar}_{(abs.)}$	$P_{22}=2,058 \text{ bar}_{(abs.)}$
	Temperatura	: $T_5=500 \text{ °C}$	$T'_{5}=285,51 \text{ °C}$	$T_{22}=121,11 \text{ °C}$
	Flujo	: $m_5=28 \text{ t/h}$	-	$m_{22}=28,4 \text{ t/h}$
	Rendimiento	: $\eta=69,11\%$	-	-

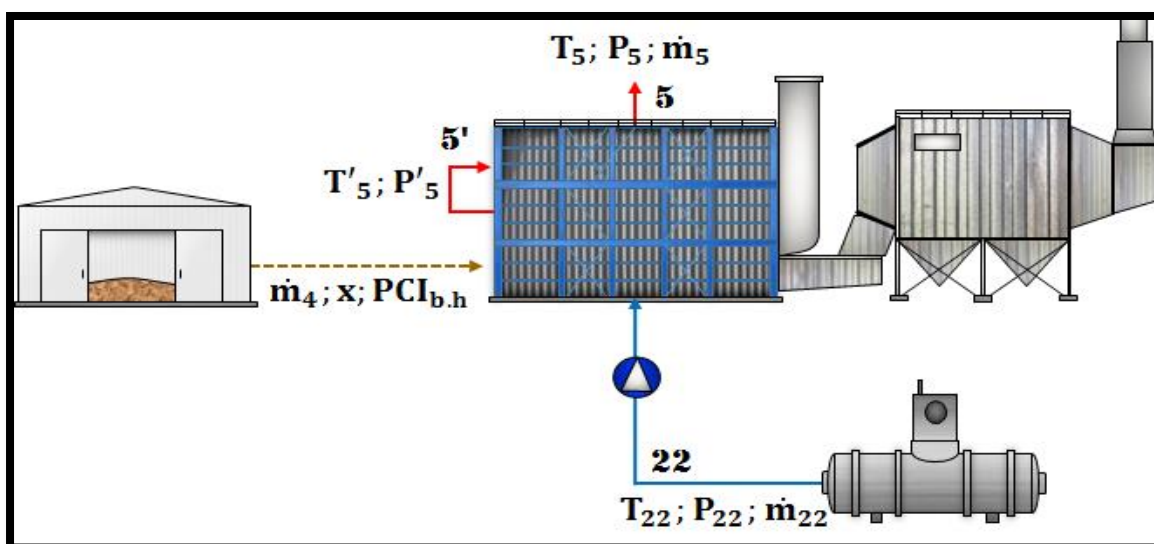


Figura 5.1: Información técnica de la caldera Distral y la biomasa utilizada.

5.2.2) Características técnicas de la turbina

La figura 5.3 muestra información técnica de la turbo máquina Siemens T-8509, ésta se encarga de transformar la energía cinética del vapor en energía mecánica. Esta última energía es transformada en energía eléctrica mediante un generador eléctrico.

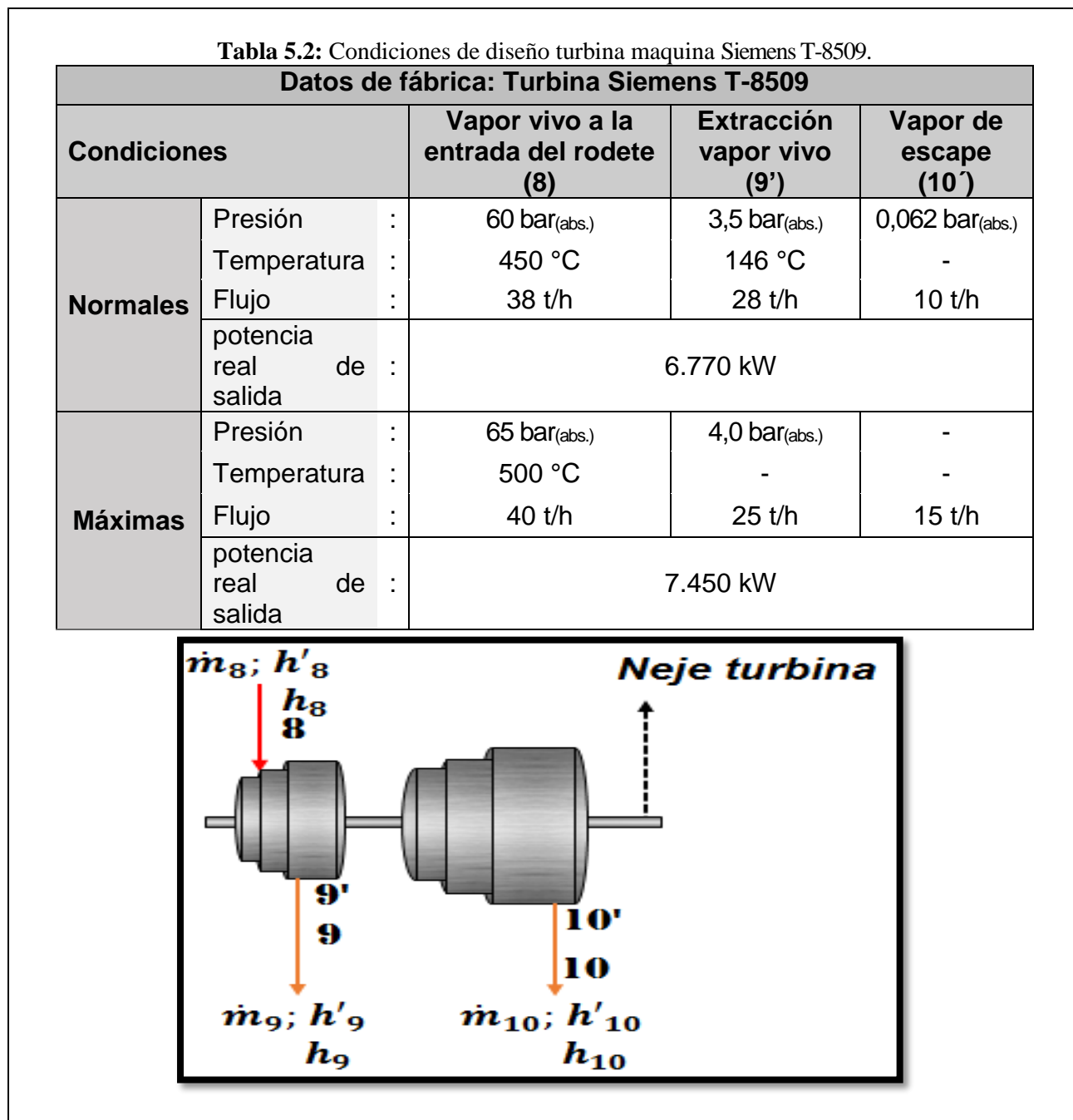


Figura 5.2: Información técnica de la turbina Siemens T-8509.

5.2.3) Características técnicas del condensador

La figura 5.4 muestra la información técnica del condensador de superficie Siemens, es un intercambiador de calor de tubo y carcasa de dos pasos que funciona a contra flujo, trabajando a presión de vacío para aprovechar al máximo la energía dentro de la turbina para la generación eléctrica. Sus condiciones de diseño se presentan a continuación:

Tabla 5.3: Datos de placa para el condensador Siemens.

Datos de fábrica: Condensador	
Tipo	: Tubo y carcasa
Diámetro exterior de carcasa	: 1,36 m
Número de tubos	: 860
Largo de tubos	: 3,455 m
Diámetro interior de los tubos	: 0,023 m
Número de pasos	: 2
Flujo de vapor (10-13)	: 15 t/h
Flujo de agua (11-12)	: 899 m ³ /h
Temperatura entrada agua (11)	: 24°C
Temperatura salida agua (12)	: 34°C
Presión de trabajo (10)	: 0,134 bar _(abs.)

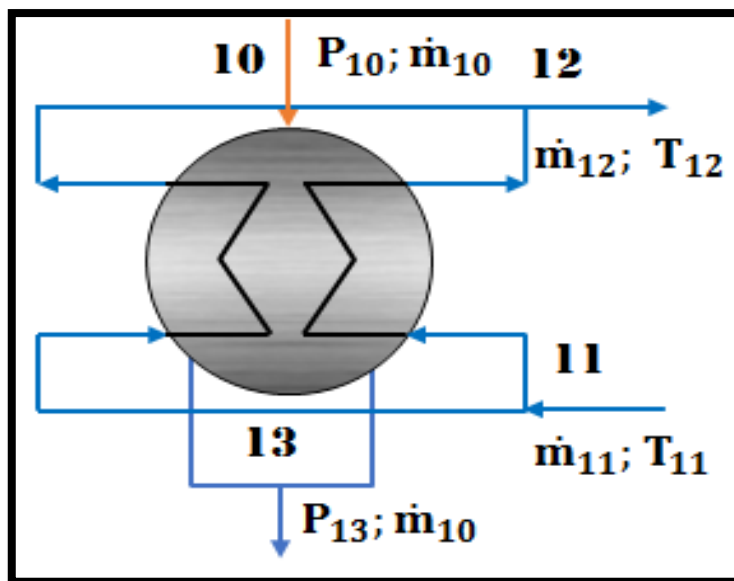


Figura 5.3: Información técnica del condensador Siemens.

5.2.4) Funcionamiento del intercambiador de calor 40-80°C

La figura 5.5 muestra la información técnica del intercambiador de calor, el cual cumple la función de calentar agua proveniente de la salida del condensador hasta los 60 °C y enviarla a la planta de agua caliente la que posteriormente será utilizarla en la máquina papelera. Sus condiciones de diseño son:

Tabla 5.4: Datos de placa para el intercambiador de calor.

Datos de fábrica: Intercambiador de calor		
Datos geométricos	Tipo	: Tubo y carcasa
	Diámetro exterior de carcasa	: 1,36 m
	Numero de tubos	: 180
	Largo de tubos	: 2,9 m
	Diámetro interior de los tubos	: 0,0159 m
	Numero de pasos	: 2
Fluido lado interior	Flujo de agua (38)	: 50.000 kg/h
	Temperatura de entrada (38)	: 15°C
	Temperatura de salida (39)	: 80°C
Fluido lado exterior	Flujo de vapor (36)	: 6.326 kg/h
	Presión de operación (36)	: 2.2 bar(abs.)
	Temperatura condensación (37)	: 138°C
	Temperatura de diseño (36)	: 450°C

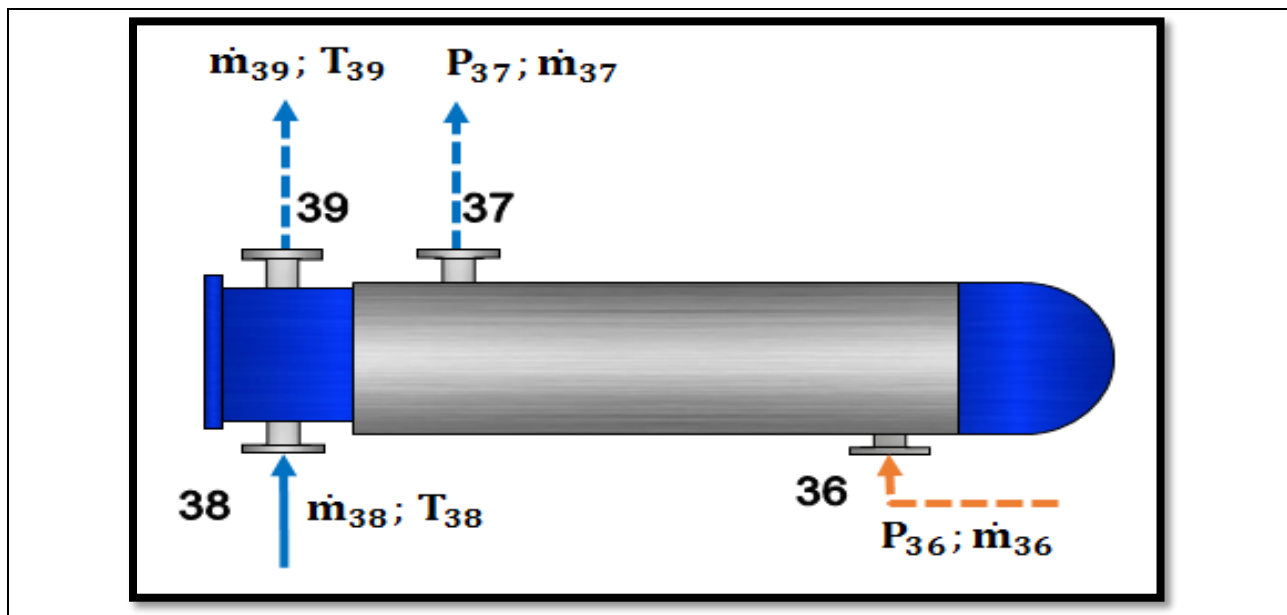


Figura 5.4: Información técnica del condensador Siemens.

5.3) MODELO DE OPERACIÓN

En el capítulo anterior se describieron los equipos involucrados en la planta de cogeneración y la metodología necesaria para determinar su funcionamiento actual. En este capítulo se utilizan las mediciones obtenidas en terreno para cuantificar el estado de cada equipo y realizar las comparaciones pertinentes.

Para la obtención de las variables de cálculo fue necesario:

- Realizar mediciones en terreno.
- Recurrir a información de análisis hechos por otras empresas consultoras.
- Estimar valores en conjunto con personal de planta.

5.4) MODELO DE OPERACIÓN GASES

Método desarrollado en hoja de cálculo Excel que se adjunta en el anexo x punto 10.1.

5.4.1) Análisis de los gases de combustión

Para evaluar la cantidad de energía que llevan los gases de combustión a la salida de la caldera de Distral se debe realizar un balance teórico utilizando las condiciones reales del equipo, por lo que es necesario recurrir a la siguiente información:

- a) **Biomasa interna con lodo:** Información de estudios realizados por la empresa para determinar sus propiedades.

Tabla 5.5: Análisis gravimétrico

Elemento	%B.S.	%B.H.
C	47,24	23,62
H ₂	5,12	2,56
S	0,1	0,05
O ₂	37,36	18,68
H ₂ O	0	50
N ₂	0,18	0,09
Ceniza	10	5

Tabla 5.6: Propiedades biomasa interna con lodo.

Biomasa interna con lodo	
Poder calorífico inferior (b.s.)	4.483 kcal/kg 18.738,94 kJ/kg
Densidad	360 kg/m ³
Flujo volumétrico	64 m ³ (St.)/h
Flujo másico	23 t/h
Humedad	50%

N: condiciones normales (0°C y 1 atm); St: condiciones estándar (20°C y 1 atm)

- b) **Datos de entrada en el balance de combustión:** Información recolectada de distintas fuentes como: Mediciones, estudios hechos por la empresa y estimaciones con personal de planta.

Tabla 5.7: Variables para balance de combustión.

Variable	valor	unidad
Humedad relativa aire	50	%
Temperatura aire	16	°C
Poder calorífico inferior base seca	4.483	kcal/kg
Humedad del combustible b.s.	50	%
Exceso de aire	90	%
Temperatura combustible	20	°C
Porcentaje de carbono no quemado	3,23	%
Porcentaje de refrigeración en el hogar	10	%
Temperatura mínima a la salida del precipitador electroestático	185	°C
Temperatura de salida de los gases	203	°C
Calor específico combustible	0,1	kCal/kg °C
Calor específico aire	0,24	kCal/kg °C
Flujo másico de combustible	23.000	kg(std)/h
Presión de saturación vapor de agua a la temperatura del aire de combustión	1,82	kPa
Poder calorífico inferior base húmeda (50%)	1941,5	kcal/kg

La presión de saturación vapor de agua a la temperatura del aire de combustión se obtiene de la ecuación 3, donde:

$$P_{\text{Saturación}} = 1,41 \cdot 10^7 \cdot e^{\frac{-3.928,5}{16+231,667}} = 1,82 \text{ kPa}$$

Luego de considerar los parámetros anteriores, se procede a utilizar la metodología representada en el capítulo: 4.3.4 y 4.3.5- balance de combustión de un combustible sólido y aire estequiométrico y real. De esta manera los resultados obtenidos se muestran en la tabla 5.10

Tabla 5.10: Balance de combustión para biomasa interna con lodo.

Combustible		Volumen		Oxígeno	Productos de la Combustión				
Elemento	% Peso	PM	kmol/kgcomb.	O ₂ kmol /kgcomb.	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	N ₂	Exceso aire
C'	22,86	12	0,019048	0,019048	0,019048				
H ₂	2,56	2	0,012800	0,006400			0,012800		
S	0,05	32	0,000016	0,000016		0,000016			
O ₂	18,68	32	0,005838	-0,005838					
H ₂ O	50	18	0,027778				0,027778		
N ₂	0,09	28	0,000032					0,000032	
	94%								
Aire húmedo									
O ₂				0,019626					
N ₂				0,073793				0,073793	
H ₂ O				0,001611			0,001611		
Exceso de aire (λ)	90			0,084076					0,084076
					0,019048	0,000016	0,042189	0,073825	0,084076
Aire estequiométrico		AE	0,093418	k mol/kg comb					
Aire real total		AR	0,17749471	k mol/kg comb					
R.aire combustible este.		R_{A/C}	2,709130	kg aire/kg comb					
R.aire combustible real		R_{A/C}	5,147346596	kg aire kg comb					

De igual forma se puede calcular la composición de los gases generados en el proceso de combustión, mediante la metodología presentada en el capítulo 4.3.6 – Gases húmedos y secos producto de la combustión completa. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 5.11.

Tabla 5.11: Composición de los gases de combustión.

Total de gases húmedos y secos producto de la combustión completa			
Gases de combustión	kmol/kg_{comb.}	PM (kg gas/kmol)	kg gas/kg_{comb.}
CO₂	0,0190	44	0,8381
H₂O	0,0422	18	0,7594
N₂	0,0738	28	2,0671
SO₂	0,0000	64	0,0010
Aire	0,0841	29	2,4382
Total gases húmedos			6,1038
Total gases secos			5,3444

La humedad específica en (kgvapor/kg aireseco) de los gases producto de la combustión, es:

$$W_1 = \frac{0,7594}{5,3444} = 0,142 \frac{\text{kg}_{\text{Vapor}}}{\text{kg}_{\text{Gases seco}}}$$

Para las condiciones antes mencionadas el consumo de combustible es de:

$$\dot{m}_{\text{Combustible}} = 23.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Finalmente, de lo establecido en el capítulo 4.4 -energía residual en los gases de combustión y que se conoce el total de gases secos y húmedos producto de la combustión, es posible obtener:

5.4.2) Energía total aportada por los reactivos

De la ecuación 9, es posible determinar la energía total aportada por los reactivos con hogar adiabático ($Q_{\text{Radiación}} = 0$), donde:

- $R_{a/c} \cdot h_a|_{t_a} = R_{a/c} \cdot C_{p_a} \cdot t_a = 5,14 \cdot 0,24 \cdot 16 = 19,76 \frac{\text{kcal}}{\text{kg comb.}}$
- $h_c|_{t_c} = 0,1 \cdot 20 = 2 \frac{\text{kcal}}{\text{kg comb.}}$

Para un rendimiento de combustión de:

- $\mu_c = \frac{(1941,5 - 3,23 \cdot 8.135)}{1941,5} \cdot 100\% = 86,47\%$

El balance de energía resultante será:

$$E. A = R_{a/c} \cdot h_a|_{t_a} + h_c|_{t_c} + PCI \cdot \mu_c = 19,76 + 2 + 1941,5 \cdot 0,8647 = 1.701 \frac{\text{kcal}}{\text{kg comb.}}$$

5.4.3) Energía total aportada por los reactivos (hogar refrigerado)

Nuevamente de la ecuación 8, es posible determinar la energía total aportada por el combustible con hogar adiabático ($Q_{\text{Radiación}} = 0$) pero esta vez considerando una pérdida del 10% (lo que se refrigera el hogar) dando como resultado.

$$E. A_{\text{Refrigerado}} = E. A \cdot (1 - \% \text{ de refrigeración}) = 1.701 \cdot 0,9 = 1.530 \frac{\text{kcal}}{\text{kg comb.}}$$

Este valor en conjunto con las ecuaciones 9, 10 y 11 permite obtener, mediante iteración, la temperatura de los gases de la combustión en el hogar, las pérdidas por radiación y la energía de los productos de combustión.

Tabla 5.12: Energía de los gases con hogar refrigerado

Cálculo temperatura de combustión (Con hogar refrigerado)		
Porcentaje de refrigeración	10	%
Perdidas por radiación	8,1624	kCal/kg comb.
Energía aportada	1.530	kCal/kg comb.
Temperatura productos combustión	842	°C
Energía almacenada en los productos de combustión	1.521,8	kcal/kg comb
Energía almacenada en los productos de combustión	40,7	MW

5.4.4) Cálculo de la energía de los productos a la salida del precipitador

Conociendo la temperatura de salida de los gases, la energía aportada por el combustible con hogar refrigerado y utilizando la ecuación 9, página 44, se obtiene:

Tabla 5.13: Energía de los gases a la salida del precipitador

Energía de los productos a la salida del precipitador		
Temperatura salida gases	203	°C
Energía almacenada en los productos de combustión	330,3	kcal/kg comb
Energía almacenada en los productos de combustión	8,8	MW

5.4.5) Energía de los productos a la temperatura mínima de salida del precipitador

Conociendo la temperatura mínima de la salida de los productos, la energía aportada por los reactivos en un hogar refrigerado y bajo una combustión completa (sin formación de CO), se obtiene utilizando la ecuación 9.

Tabla 5.14: Energía de los productos a la salida de

Energía a la temperatura mínima de salida en el precipitador		
Temperatura salida productos	185	°C
Energía almacenada en los productos de combustión	300,2	kCal/kg comb
Energía almacenada en los productos de combustión	8	MW

Esta información fue entregada por personal de planta, los que afirman por condiciones de diseño que a una temperatura de salida de los gases menor a 185°C, el vapor de agua presente en los gases de la combustión puede alcanzar su punto rocío, condensando en el interior del precipitador lo que puede ocasionar un corto circuito (es una maquina eléctrica).

5.4.6) Máximo calor residual aprovechable a la salida del precipitador

Se obtiene de la diferencia de energías almacenadas de los gases entre la temperatura de salida y la temperatura mínima de salida.

$$Q_{\text{Maximo}} = (330,3 - 300,2) \cdot 23.000 \cdot \frac{1}{860} \cdot \frac{1}{1000} = 0,8 \text{ MW}$$

5.4.7) Rendimiento por combustión

Debido a que se conocen todas las variables involucradas en la ecuación 14 es posible obtener el rendimiento de la caldera mediante el análisis de combustión.

$$\eta_{\text{caldera}} = \frac{40,7 - 8,8}{1941,5 \cdot 23 \cdot (1/860)} \cdot 100 [\%] = 61,37\%$$

5.4.8) Conclusión del análisis de los productos de combustión

- a) **La recuperación de calor residual a baja temperatura:** Comprende el aprovechamiento de calores residuales entre 25°C y 200°C, lo cual hace difícil obtener trabajo; las aplicaciones prácticas industriales son generalmente de precalentamiento de fluidos.

La baja temperatura de los gases de combustión (alrededor de 203°C) y la temperatura mínima de salida en el precipitador (aproximadamente de 185°C) hace muy difícil implementar un sistema de precalentamiento de agua a la caldera, que era la medida de eficiencia energética a realizar. La energía recuperable sería alrededor de 0,8 MW lo que no justifica una inversión tan onerosa en ingeniería, estructuras nuevas, etc. El período de retorno de una inversión superaría los 25 años por lo que se desestima la idea de recuperar la energía a la salida de la caldera.

- b) **El rendimiento por combustión:** Las condiciones de diseño de la caldera es de 68,15% y el cálculo es de un 61,37% (6,78% menos), esta baja en el rendimiento se puede justificar bajo los años de utilidad de la caldera, que superan los 25 años (1980 a la fecha son 33 años) por lo que es normal una baja en su rendimiento, además de distintas modificaciones e intervenciones que se le han realizado a la fecha.

A modo de complemento se evaluará el rendimiento de la caldera bajo el método directo en el siguiente punto, corroborando la información obtenida.

5.5) MODELO DE OPERACIÓN PLANTA COGENERACIÓN

Método desarrollado por EES (se adjunta en el anexo x punto 10.2) y datos de mediciones realizadas en terreno junto con personal de planta, agregando cálculo de otras propiedades del fluido (datos de mediciones en tabla 5.7).

Tabla 5.7: Valores de mediciones coherentes y cálculos en planta de cogeneración (sin anomalía).

Etapas	Estado	Temperatura °C	Presión bar_(abs.)	Flujo t/h	Entalpía kJ/kg
1'	Líquido subenfriado	105,3	74	40,4	447
2	Líquido	279,9	64	0,4	1.235
3	Gas	-	-	-	-
4	Biomasa	20	-	23	2.766
5'	Vapor saturado	289,6	74	40	2.765
5	Vapor sobrecalentado	475	65	40	3.357
6	Vapor sobrecalentado	471,6	62,4	0,404	2.545
7	-	-	-	-	-
8	Vapor sobrecalentado	471,2	62,4	39,6	3.350
9'	Vapor sobrecalentado	164,5	3,5	31	2.788
10'	Vapor húmedo	36,77	0,134	8,6	2.362
11	Líquido	51,66	1,014	465,6	-
12	Líquido	34	1,014	465,6	-
13	Condensado	51,66	0,134	8,6	216,3
14	Líquido	51,66	3,5	8,996	216,6
15	Líquido	80	3,5	26,5	335,2
16	Condensado	138,9	3,5	0,4498	584,5
17	Condensado	138,9	3,5	36,26	584,5
18	Líquido	10	3,5	1,211	42,33
19	Líquido	80,04	1,2	36,26	584,5
20	Vapor saturado	130,2	1,2	4,542	2.735
21	Vapor saturado	104,8	1,2	0,3633	2.683
22	Condensado	104,8	1,2	40,44	439,4
23	Líquidos	105,3	74	0,0404	447
24	Vapor sobrecalentado	444,8	17	0,404	2.545
25	Vapor sobrecalentado	300	17	0,444	3.031
26	Líquido	139,6	3,5	0,4498	584,5
27	Vapor sobrecalentado	140	3,5	31,45	2735
28	-	-	-	-	-
29	Vapor sobrecalentado	140	3,5	26,91	2.735
30	Vapor sobrecalentado	140	3,714	4,542	2.735
31	Líquido	10	1,014	276,7	41,99
32	Líquido	10	1,014	275,5	42,09
33	Líquido	34	1,014	216	142,5
34	Líquido	-	-	4,321	-
35	Líquido	-	-	21,6	-
36	Vapor sobrecalentado	140	2,5	0,82	2.744
37	Condensado	127,4	2,5	0,82	535,5
38	Líquido	34	-	16,63	465,6
39	Líquido	60	-	16,63	-
40	Líquido	34	2	232,8	-

5.5.1) Rendimiento directo en la caldera

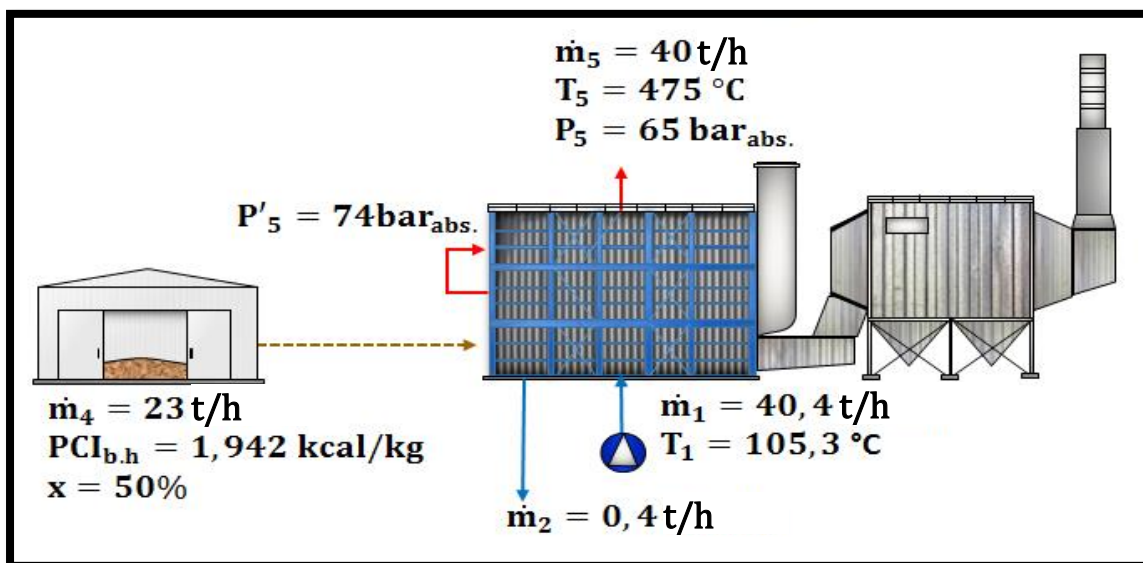


Figura 5.6: Diagrama de flujos de la caldera Distral (puntos de figura 4.3)

La cantidad de energía que recibió el líquido subenfriado para convertirse en vapor sobrecalentado se obtiene reemplazando los valores de la tabla 5.7 en la Ec.13:

$$Q_{\text{Caldera}} = 40,4 \cdot (2.765 - 447) + 40 \cdot (3.357 - 2.765) = \frac{117327,2}{3600} = 32,59 \text{ [MW]}$$

Para obtener la energía aportada por el combustible considerando su humedad se obtiene reemplazando los valores de la tabla 5.7 en la Ec.14:

$$Q_{\text{Combustible}} = \frac{23 \cdot 1.942}{860} = 51,92 \text{ [MW]}$$

En el método directo, el rendimiento de la caldera está directamente definido por el calor útil producido y por la energía del combustible, se obtiene reemplazando los valores de la tabla 5.7 en la Ec.12:

$$\eta_{\text{caldera}} = \frac{32,59}{51,92} \cdot 100 = 62,77 \text{ [%]}$$

En el punto anterior no se consideró la recuperación de energía de los gases de la combustión debido a la baja temperatura y otras limitantes que impiden que sea rentable efectuar alguna medida

de eficiencia energética, pero de igual forma se realizó esta segunda evaluación del rendimiento. El 61,37% calculado por el método de los gases permiten asegurar con creces que el rendimiento de la caldera se puede estimar entre un 61-63%, corroborando la baja del rendimiento en comparación al de diseño y otorgándole credibilidad a ambos métodos desarrollados.

5.5.2) Análisis de la turbina

Del modelamiento realizado en el software EES, de las mediciones entregadas en terreno y de los datos sacados del monitor de los operadores, fue posible detectar una anomalía en el resultado entregado por el generador eléctrico, la que se detalla a continuación:

- a) **Potencia eje del generador:** Con una potencia eléctrica de 6.5 MW, la cual fue obtenida del tablero de la turbina y entregada por el operador, se obtiene la potencia del eje en el generador reemplazando los valores de la tabla 5.7 en la Ec.23:

$$N_{\text{eje generador}} = \frac{6,5}{0,96} = 6,771 \text{ [MW]}$$

- b) **Potencia eje turbina:** se obtiene la potencia del eje en el generador reemplazando los valores de la tabla 5.7 en la Ec.22:

$$N_{\text{eje turbina}} = \frac{6,771}{0,92} = 7,36 \text{ [MW]}$$

- c) **Potencia real turbina:** se obtiene la potencia del eje en el generador reemplazando los valores de la tabla 5.7 en la Ec.21:

$$N_{\text{Real}} = \frac{7,36}{0,92} = 8 \text{ [MW]}$$

- d) **Rendimiento turbina:** se obtiene la potencia del eje en el generador reemplazando los valores de la tabla 5.7 en la Ec.22:

$$\eta_{\text{Turbina}} = \frac{7,36}{8,858} * 100 = 90,31\%$$

- e) **Título vapor a la salida de la turbina:** se obtiene la potencia del eje en el generador reemplazando los valores de la tabla 5.7 en la Ec.24:

$$X = 78,62\%$$

Cálculo realizado con los siguientes valores de las entropías:

Tabla 5.8: Valores de entropías (con anomalía).

Variable	Valor	Unidad
$S_8 = S_9 = S_{10}$	6,768	kJ/kg
S'_9	7,072	%
S'_{10}	6,481	kJ/kg

De los valores obtenidos se aprecia claramente tres fenómenos a detallar:

1. El valor obtenido de la potencia de salida de la turbina es 8MW lo cual resulta imposible de obtener, esto debido al valor máximo de diseño (ver tabla 5.4) es de 7,45 MW.
2. El título posee un límite práctico de un 90% o superior, un valor inferior produce erosión en los álabes de la turbina. En conversaciones con el personal de PABB expresaron que no han manifestado problemas graves en la turbina y que en los mantenimientos los álabes se encontraron desgastes producto de la fricción (condiciones normales de uso).
3. En un proceso adiabático irreversible (ver tabla 5.8) bajo ninguna circunstancia S_{10} puede ser mayor que S'_{10} . En la práctica no debe ocurrir debido a que la entropía del vapor debe aumentar en cada etapa de la turbina, debido a la fricción del vapor al circular a través de las toberas y álabes.

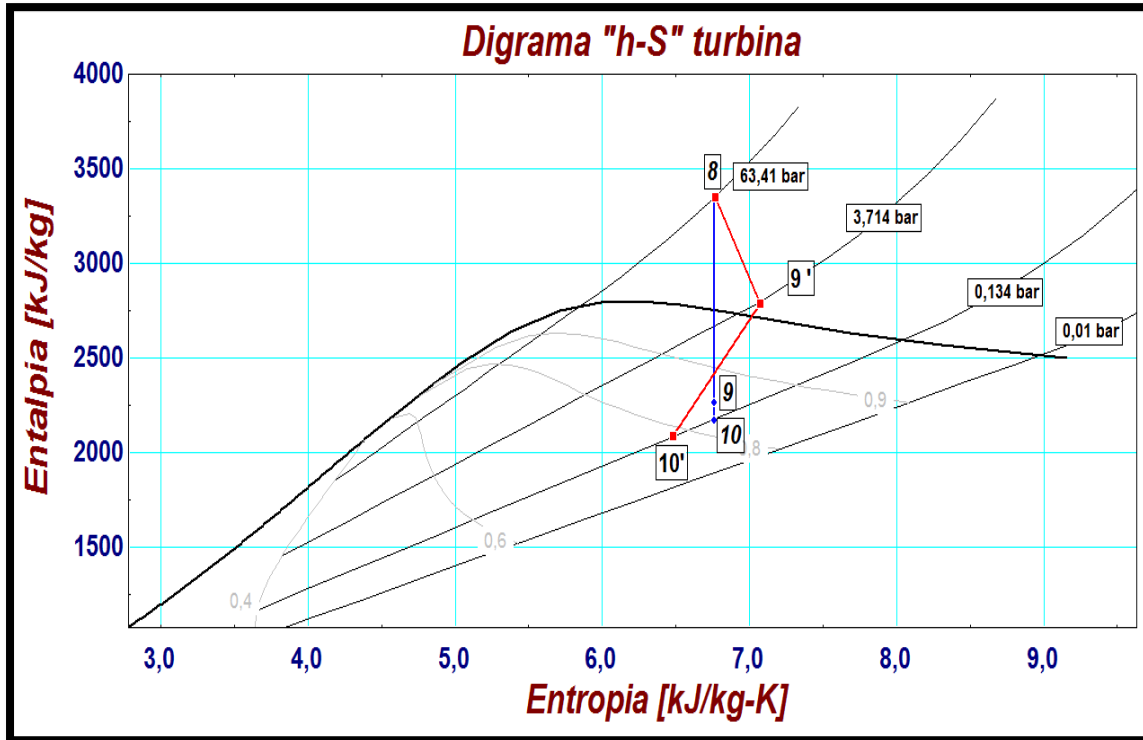


Figura 5.7: Diagrama h-S obtenido del software EES para mostrar la anomalía.

Es necesario recalcular los valores previamente obtenidos ya que esta modificación influye directamente en los datos finales. La solución a esta anomalía es modificar el valor de la potencia eléctrica mediante el software EES hasta establecer un aumento en la variación de la entropía de forma normal ($S'_{10} > S'_9$). De la variación, un valor de la potencia eléctrica igual al 5,85MW la anomalía desaparece, por lo cual para los siguientes cálculos, este valor se considerará como correcto.

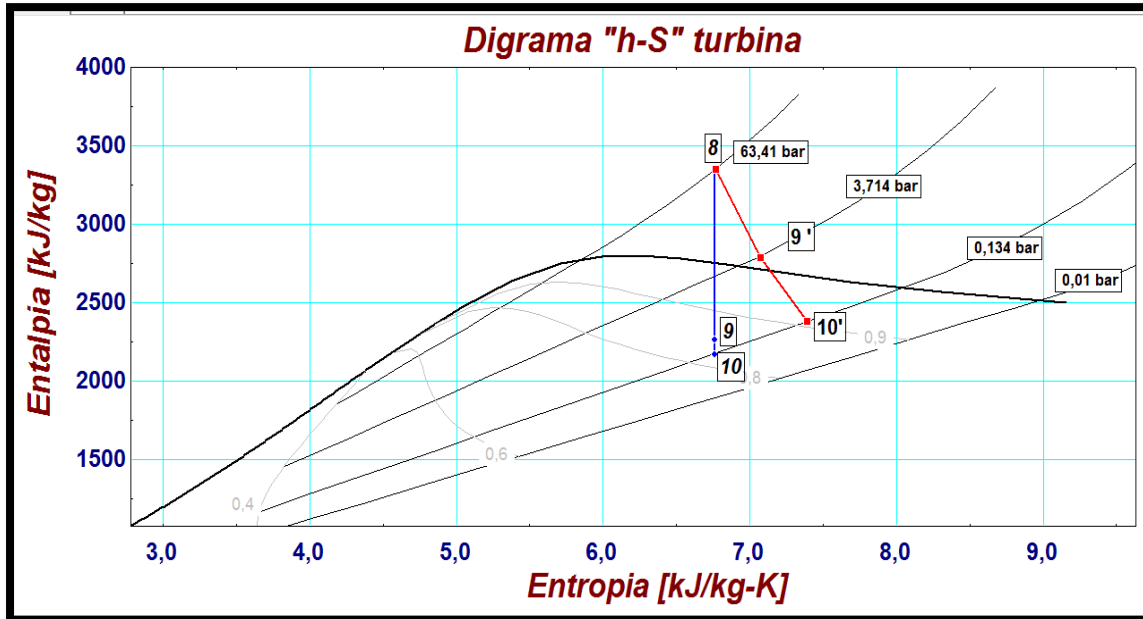


Figura 5.8: Diagrama h-S obtenido del software EES para mostrar la corrección de la anomalía.

Recalculando lo anterior:

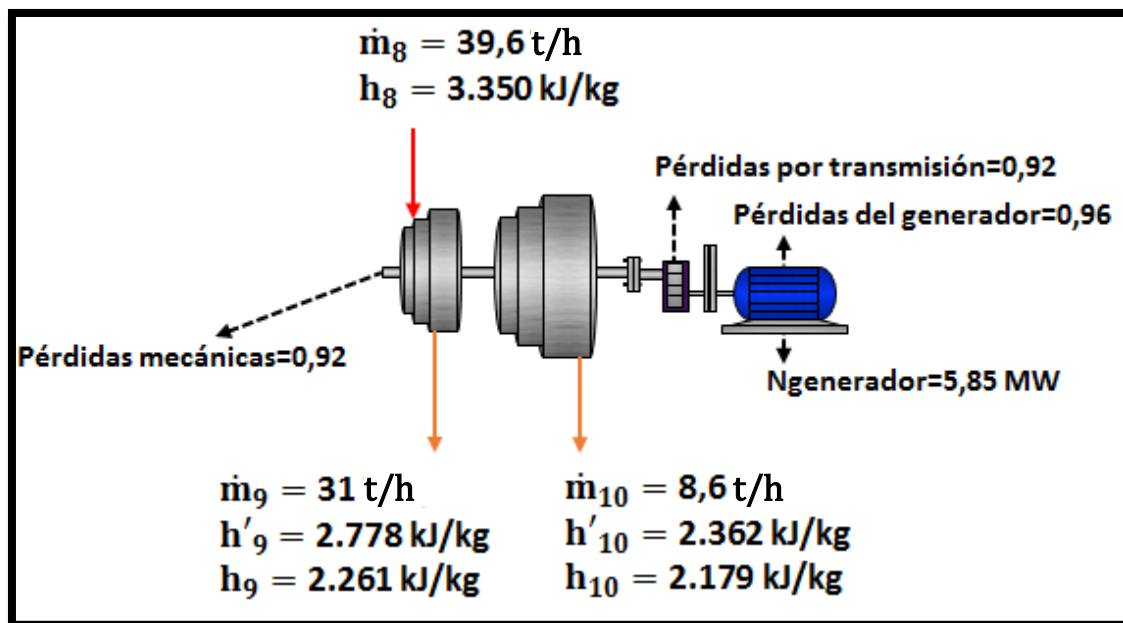


Figura 5.9: Diagrama de flujos de la turbina Siemens con valores corregidos (puntos de figura 4.3)

f) **Potencia eje del generador:** Ajustando el valor de la potencia del generador a 5,85 MW, fue posible obtener un aumento isentrópico en la turbina y corregir la anomalía.

$$N_{\text{eje generador}} = \frac{5,85}{0,96} = 6,094 \text{ [MW]}$$

g) Potencia eje turbina:

$$N_{\text{eje turbina}} = \frac{6,094}{0,92} = 6,624 \text{ [MW]}$$

h) Potencia real turbina:

$$N_{\text{Real}} = \frac{6,624}{0,92} = 7,2 \text{ [MW]}$$

i) Rendimiento turbina:

$$\eta_{\text{Turbina}} = \frac{7,2}{8,728} \cdot 100\% = 82,49\%$$

j) Título vapor a la salida de la turbina:

$$X = 90,24\%$$

De los nuevos valores obtenidos se aprecia claramente que los dos fenómenos restantes fueron corregidos y tomaron valores entre los rangos normales:

1. El valor obtenido de la potencia de salida de la turbina es 7,261MW lo cual resulta posible de obtener, esto debido el valor máximo de diseño (ver tabla 5.4) es de 7,45 MW.
2. El título posee un límite práctico de un 90% o superior por lo que el nuevo título de 91,05% resulta bastante lógico y acorde a lo conversado con personal de planta.
3. Se concluye además que el valor de la potencia eléctrica proporcionada por el generador, no corresponde a la real, probablemente porque el sistema de medición no está bien calibrado.

5.5.3) Análisis del condensador

Los puntos más relevantes a determinar son: el flujo de agua de enfriamiento utilizado, el área de transferencia de calor, el NUT y su eficiencia. Obtenidas estas variables será posible determinar factores relevantes a la hora de tomar alguna decisión para su recambio.

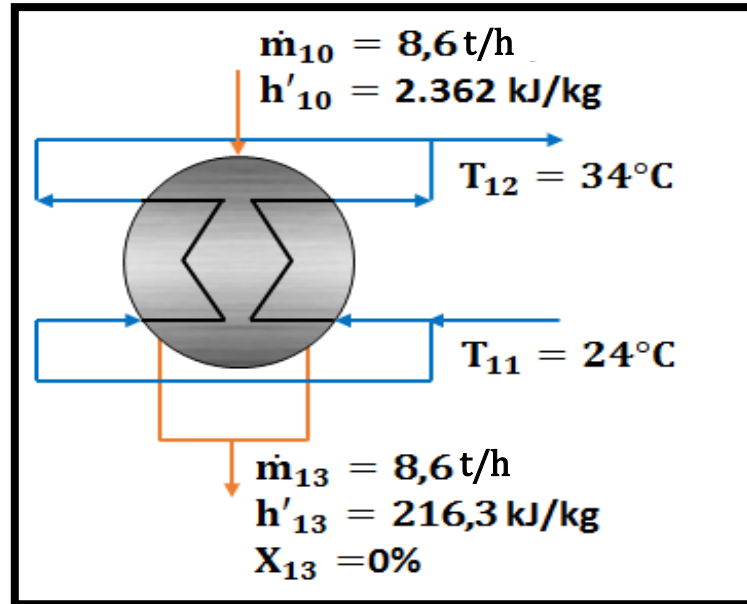


Figura 5.10: Diagrama de flujos del condensador Siemens (puntos de figura 4.3)

- a) **Calor rechazado por el vapor húmedo en el condensador:** Para cuantificar el flujo de agua de enfriamiento requerido para captar este calor, primero se debe establecer la cantidad de calor latente a rechazar, para ello se recurre a la ecuación 25.

$$Q_{\text{Condensador}} = \frac{8,6 \cdot (2.362 - 216,3)}{3600} = 5,124 \text{ [MW]}$$

- b) **Flujo de agua de refrigeración usada en el condensador:** Establecida la ecuación que permite determinar la cantidad de calor a rechazar se prosigue a establecer el caudal de refrigeración que utiliza el condensador bajo la ecuación 26:

$$\dot{m}_{12} = \frac{3600 \cdot 5,124}{4,183 \cdot (34 - 24)} = 441 \text{ [t/h]}$$

La bomba que impulsa el agua de enfriamiento, tiene una capacidad de $500 \text{ m}^3/\text{h}$, por lo tanto el valor obtenido tiene un alto grado de confiabilidad.

- c) **Coefficiente global de transferencia de calor:** Dado que este valor es una incógnita a determinar, primero se deben resolver las ecuaciones Ec.27-28-29.

$$A_{\text{Transferencia de calor}} = \pi \cdot 0,023 \cdot 3,455 \cdot 860 = 214,7 \text{ [m}^2\text{]}$$

El caso de condensador, el fluido caliente es el que experimenta el cambio de estado, al ser $T_{10} = T_{13}$. Sea cual sea la configuración geométrica del cambiador se obtendrá $F = 1$ (ver Ec.31 y 32 para mas información).

$$\Delta T_{ml} = \frac{(51,66 - 24) - (51,66 - 34)}{\ln\left(\frac{51,66-24}{51,66-34}\right)} = 22,29^{\circ}\text{C}$$

$$U = \frac{5,124 \cdot 1000}{214,7 \cdot 22,29} = 1,071 [\text{W/m}^2\text{K}]$$

d) Transferencia de calor máxima posible: La máxima cantidad de calor que puede ser transferida está dada por la Ec.33.

$$Q_{\text{Máximo}} = \frac{4,183 \cdot 441 \cdot (51,66 - 24)}{3600} = 14,17 [\text{MW}]$$

e) Eficiencia del condensador-método máximo: Es la razón entre la transferencia real de calor para el condensador y la transferencia máxima posible (Ec.34).

$$\varepsilon = \frac{5,124}{14,17} \cdot 100 = 36,15\%$$

f) Eficiencia del condensador-método NUT: Para determinar la eficiencia del condensador bajo este método primero se debe calcular el NUT, por lo que se debe utilizar la ecuación 35.

$$\text{NUT} = \frac{1,1305 \cdot 214,7}{4,183 \cdot 465,6} * 3,6 = 0,4486$$

Finalmente, el cálculo de la eficiencia del condensador está dado por la ecuación 37:

$$\varepsilon = 1 - e^{-0,4486} = 36,15\%$$

La explicación de esta baja eficiencia está en el pequeño aumento de temperatura que experimenta el agua de refrigeración (10 grados) desde que entra a 24°C hasta que sale del condensador a 34°C , la que debe ser compensada por un gran flujo de agua de refrigeración (441 t/h) implicando un costo considerable en tratamiento y consumo eléctrico.

5.5.4) Análisis del intercambiador de calor 40-80 °C

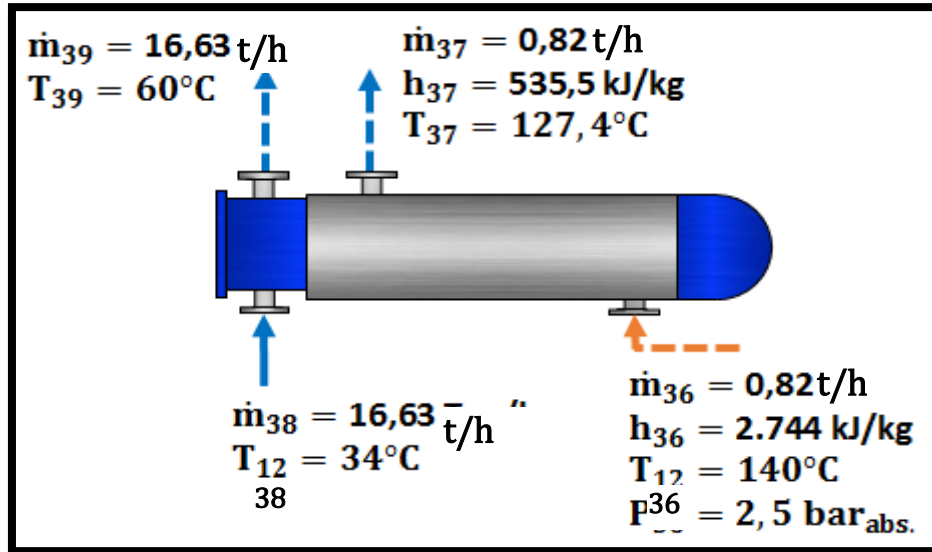


Figura 5.11: Diagrama de flujos del intercambiador de calor 40-80°C (puntos de figura 4.3)

Los pasos a seguir se establecen en el punto 4.11 y se calculan a continuación.

- a) **Calor rechazado por el vapor sobrecalentado en el intercambiador de calor:** Para cuantificar el flujo de agua caliente requerida para captar calor latente y llegar hasta los 60°C, primero se debe conocer la cantidad de calor rechazado por el vapor en el intercambiador de calor, para ello se recurre a la ecuación 42.

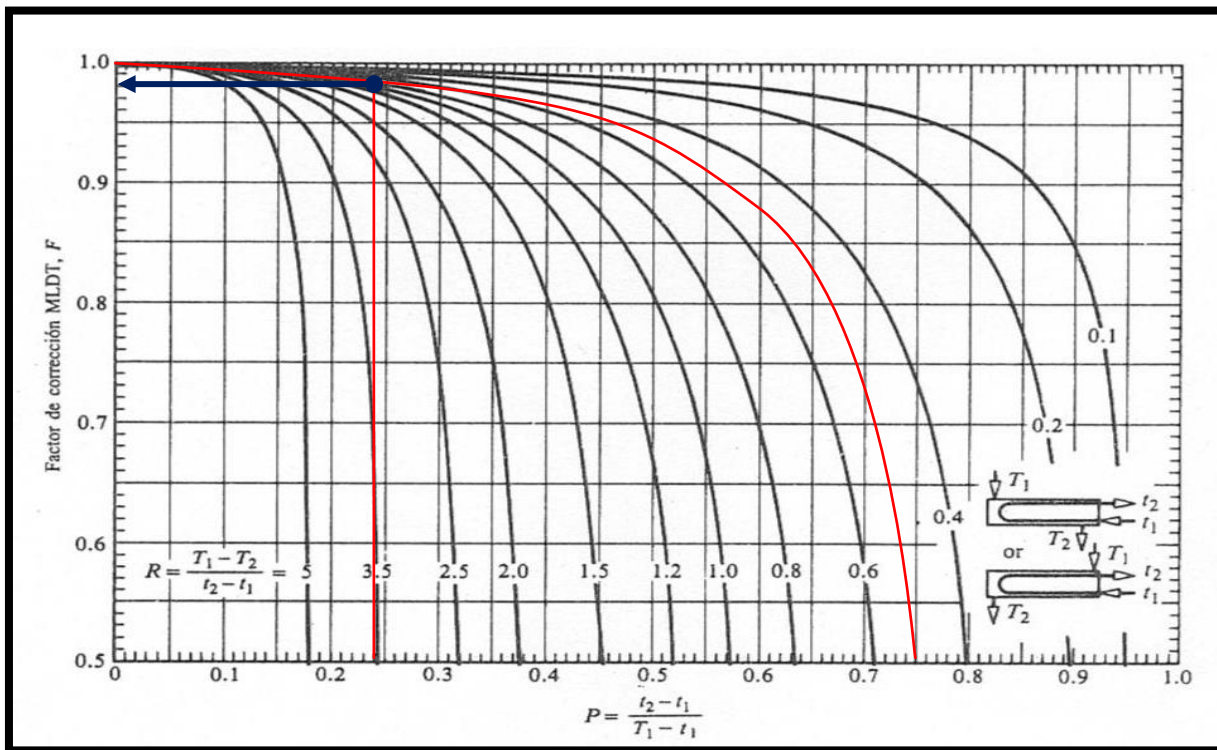
$$Q_{\text{Inter } 40-80} = \frac{0,82 \cdot (2.744 - 535,5)}{3600} = 0,503 \text{ [MW]}$$

- b) **Flujo de agua caliente requerido en el intercambiador de calor:** Establecida la ecuación que permite determinar la cantidad de calor a rechazar se prosigue a establecer el caudal de agua a calentar bajo la ecuación 43.

$$\dot{m}_{39} = \frac{3600 \cdot 0,503}{4,183 \cdot (60 - 34)} = 16,63 \text{ [t/h]}$$

La máquina regadora de agua utiliza aproximadamente entre 16 a 17 t/h para mantener humedad en los rodillos de la maquina papelera. El valor obtenido tiene un alto grado de confiabilidad.

c) **Coefficiente global de transferencia de calor:** Dado que este valor es una incógnita a determinar, primero se deben determinar el factor de corrección. Este se encuentra dado de la figura 4.34, donde:



Mediante el uso de la Ec.48 se obtiene la efectividad P.

$$P = \frac{m_{38} \cdot Cp_{38} \cdot (T_{39} - T_{38})}{m_{38} \cdot Cp_{38} \cdot (T_{36} - T_{38})} = \frac{T_{39} - T_{38}}{T_{36} - T_{38}} = \frac{60^{\circ}\text{C} - 34^{\circ}\text{C}}{140^{\circ}\text{C} - 34^{\circ}\text{C}} = 0,24$$

Mediante el uso de la Ec.49 se obtiene la relación de capacidad R.

$$R = \frac{m_{38} \cdot Cp_{38}}{m_{36} \cdot Cp_{36}} = \frac{T_{36} - T_{37}}{T_{39} - T_{38}} = \frac{140^{\circ}\text{C} - 127,4^{\circ}\text{C}}{60^{\circ}\text{C} - 34^{\circ}\text{C}} = 0,48$$

Finalmente de la tabla se obtiene:

$$FR = 0,98$$

Luego se utilizan las ecuaciones Ec. 45, 46, 47 para determinar el coeficiente global de transferencia de calor con la ecuación 44:

$$A_{\text{Transferencia de calor}} = \pi \cdot 0,0159 \cdot 2,9 \cdot 180 = 26,07 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\Delta T_{mlFC} = \frac{(127,4 - 34) - (140 - 60)}{\ln\left(\frac{(127,4-34)}{(140-60)}\right)} = 88,31^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{ml} = 88,31 \cdot 0,98 = 86,55^{\circ}\text{C}$$

$$U = \frac{0,503 \cdot 1000}{26,07 \cdot 86,55} = 227,4 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

d) **Transferencia de calor máxima posible:** La máxima cantidad de calor que puede ser transferida está dada por la Ec.50.

$$Q_{\text{Máximo}} = 4,183 \cdot 16,63 \cdot (140 - 34) = 2,051 \text{ [MW]}$$

e) **Eficiencia del condensador-método máximo:** Es la razón entre la transferencia real de calor para el intercambiador y la transferencia máxima posible (Ec.51).

$$\varepsilon = \frac{0,5073}{2,051} \cdot 100 = 24,53\%$$

f) **Eficiencia del condensador-método NUT:** Para obtener la eficiencia del intercambiador por este método es necesario determinar el NUT con la Ec.52.

$$\text{NUT} = \frac{0,2341 \cdot 26,07}{4,183 \cdot 16,63} \cdot 3,6 = 0,3065$$

Con coeficiente de capacidad C_r (Ec.53):

$$C_r = \frac{(140 - 127,4)}{(60 - 34)} = 0,483$$

Donde el cálculo de la eficiencia del intercambiador de calor por el método del NUT está dado para un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos (Ec.54):

$$\varepsilon = 2 \cdot \left\{ 1 + 0,483 + (1 + 0,483^2)^{1/2} \cdot \frac{1 + e^{-0,3065 \cdot (1+0,483^2)^{1/2}}}{1 - e^{-0,3065 \cdot (1+0,483^2)^{1/2}}} \right\}^{-1} \cdot 100 = 24,78\%$$

La explicación de esta baja eficiencia está en el pequeño incremento de temperatura que experimenta el agua caliente dentro de los tubos, la que entra a 34°C y sale a 60°C del

intercambiador de calor. Este valor final de temperatura está muy por debajo de los 127,4 °C del condensado a la salida del intercambiador.

Es importante mencionar que este equipo busca llevar el agua caliente que ingresa por los tubos a los 60°C y condensar el vapor sobrecalentado utilizado para tal efecto (debido a que después va al tanque de condensados), por lo que la eficiencia pasa a segundo plano.

5.5.5) Potencia de la bomba

Puesto que la presión de trabajo de la caldera es superior a 60 bar_(abs.), se considerará el trabajo de la bomba en el rendimiento del ciclo, su cálculo está dado por la ecuación 56.

$$N_{\text{Bomba}} = \frac{(447 - 439,4) \cdot 40,44}{3.600} = 0,08551 \text{ [MW]}$$

5.5.6) Eficiencia eléctrica

Corresponde a la razón entre la electricidad cogenerada y el consumo de energía del sistema de cogeneración, su cálculo está dado por la ecuación 57.

$$\eta_{\text{Eléctrica}} = \frac{5,85}{32,59} \cdot 100 = 17,95 \%$$

5.5.7) Eficiencia térmica

Primero se cuantifica el consumo de energía del sistema de cogeneración, su cálculo está dado por las ecuaciones 58, 59, 60 y 61.

$$Q_{\text{Extracción}} = \frac{26,91 \cdot (2.735 - 335,2)}{3.600} = 17,94 \text{ [MW]}$$

$$Q_{\text{Inter } 40-80} = \frac{16,63 \cdot 4,187(60 - 34)}{3.600} = 0,503 \text{ [MW]}$$

$$Q_{\text{MRA}} = \frac{232,8 \cdot 4,183(40 - 34)}{3.600} = 1,537 \text{ [MW]}$$

La razón de la energía térmica útil cogenerada y el consumo de energía del sistema de cogeneración determina el rendimiento térmico del sistema. Este rendimiento viene dado por la ecuación 58.

$$\eta_{\text{Térmica}} = \frac{17,94 + 0,503 + 1,537}{32,59} \cdot 100 = 61,29\%$$

5.5.8) Eficiencia global

Corresponde al efecto combinado de la eficiencia eléctrica y la eficiencia térmica de la cogeneración (Ec.62).

$$\eta_{\text{Global}} = \frac{5,85 + 17,94 + 0,503 + 1,537 - 0,08551}{32,59} \cdot 100 = 78,97\%$$

El rendimiento alcanzado por la planta de cogeneración de PABB es bastante aceptable, pero aun queda por mejorar, puesto que la cogeneración con vistas al ahorro energético en la Unión Europea (UE) puede alcanzar un rendimiento energético del orden del 90%⁹.

⁹ AChEE, curso para auditores en eficiencia energética.

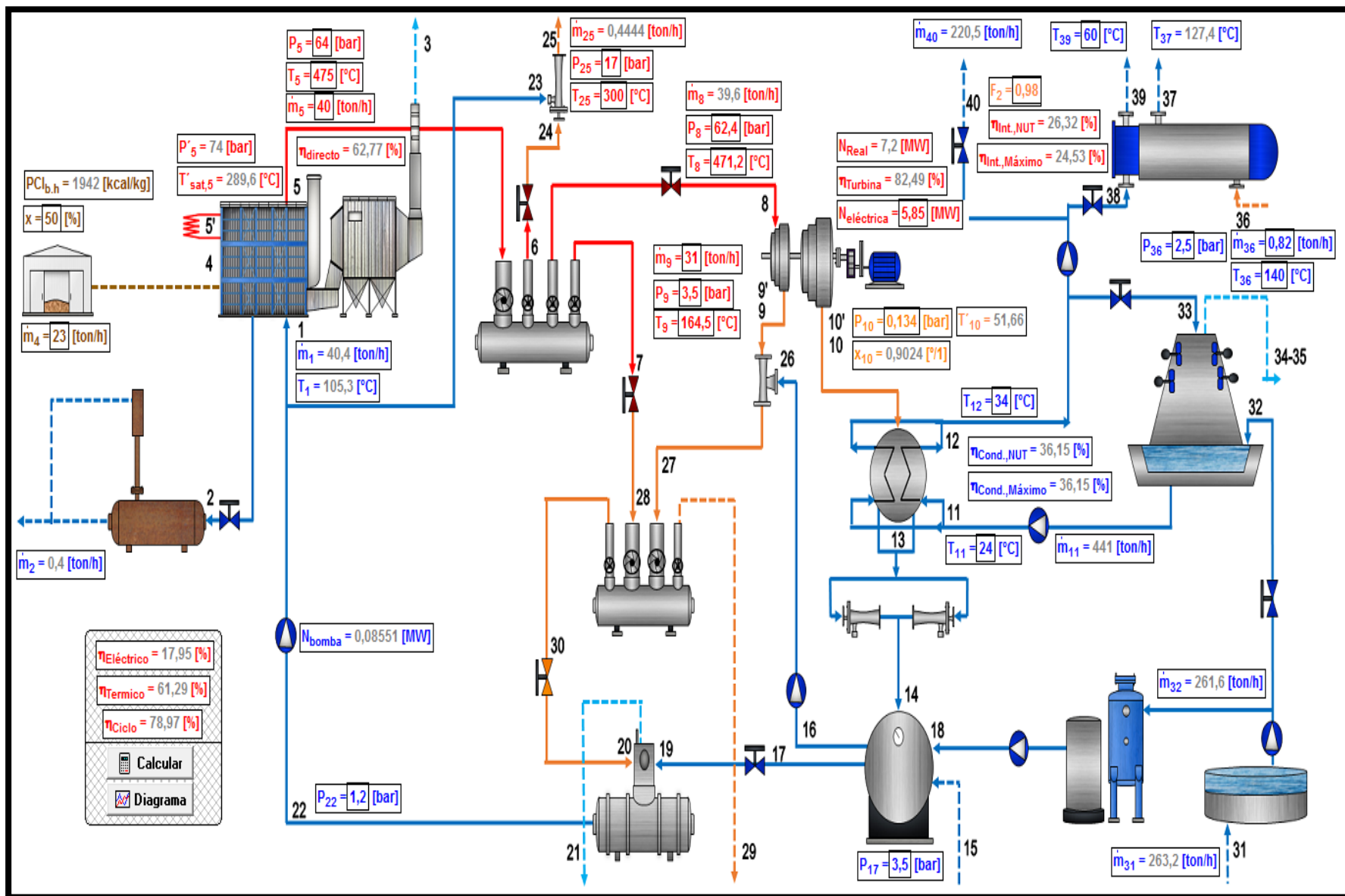


Figura 5.9: Esquema de la planta cogeneración de Papeles Bío-Bío con todos los datos calculados.

Fuente: Elaboración propia.

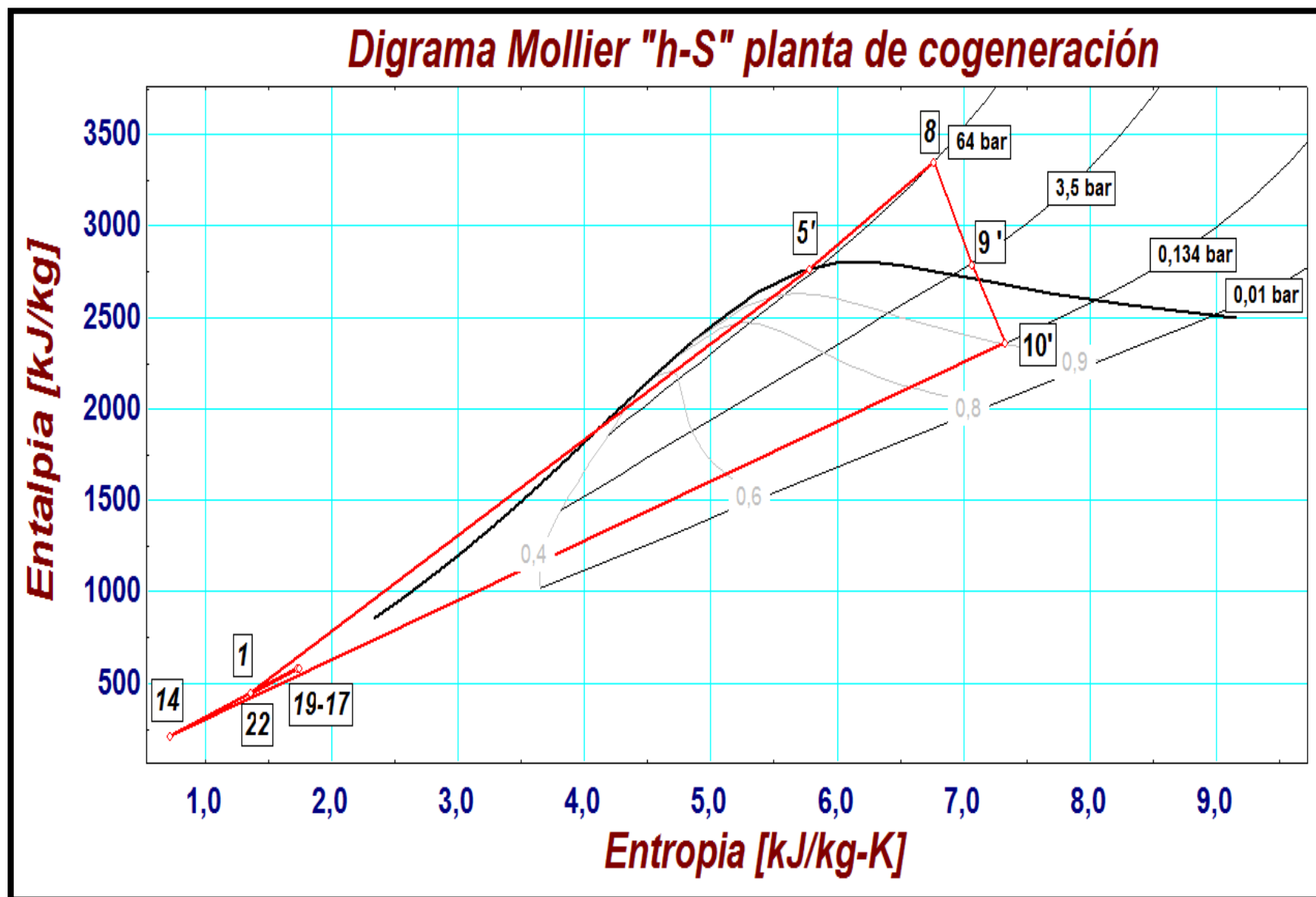


Figura 5.8: Diagrama Mollier h-S obtenido del software EES para representar la planta de cogeneración.

Fuente: Elaboración propia.

CAPÍTULO VI

“PROPUESTAS DE RECAMBIO TECNOLÓGICO”

6.1) CONCLUSIONES DEL MODELO DE OPERACIÓN.

Del análisis realizado en el capítulo anterior se detectaron a grandes rasgos las siguientes oportunidades de eficiencia energética mediante un recambio tecnológico:

- **Reemplazar el condensador Siemens por un AlfaCond 600-FM:** Se pretende reducir el consumo hídrico en la planta de cogeneración para mejorar la eficiencia mediante un aumento de la temperatura a la salida del condensador de 34°C a 39°C. Este aumento de temperatura y eficiencia solo se puede lograr con este nuevo equipo, debido a que el condensador actual posee una limitante en su temperatura de 34°C como máximo.
- **Reemplazar el intercambiador de calor de 40-80 por un TS20-MFM:** Gracias al aumento de temperatura que se pretende lograr a la salida del condensador se intercambiara menos energía para llevar el agua a los 60°C, lo que reducirá el consumo de vapor sobrecalentado.

6.2) DESCRIPCIÓN DE LOS NUEVOS EQUIPOS

6.2.1) AlfaCond 600-FM



Figura 6.1: Rangos del AlfaCond (el numero corresponde al diámetro de entrada del vapor)

Este modelo está diseñado para condensación en vacío. La conexión para la entrada de vapor se encuentra centrada en la parte superior y las salidas están localizadas en la parte inferior, a cada extremo del condensador. Las dos conexiones de tamaño medio para enfriar se encuentran localizadas en la parte media, lo que le confiere a AlfaCond un diseño simétrico. Su diseño le permite que las caídas de presión en el canal de vapor sean realmente bajas debido al mantenimiento de la velocidad y turbulencia en el canal de agua enfriadora, lo que permite maximizar la eficiencia de la transmisión de calor.

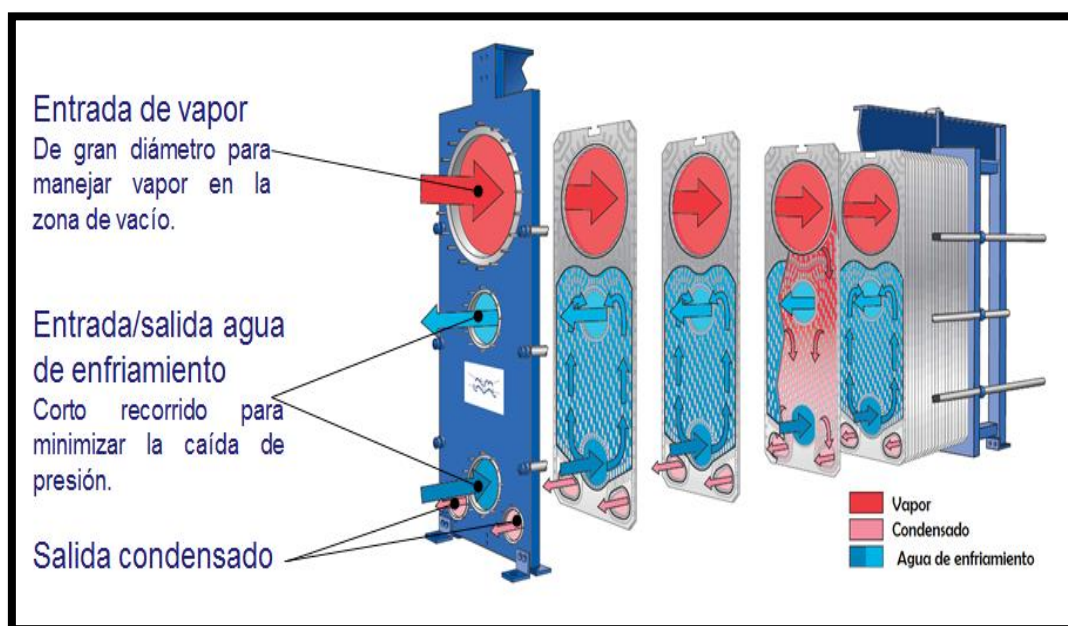


Figura 6.2: Esquema de entrada y salida de flujos en un AlfaCond.

Los circuitos de vapor son soldados, mientras que los de agua de condensación llevan juntas para su desmontaje y limpieza.

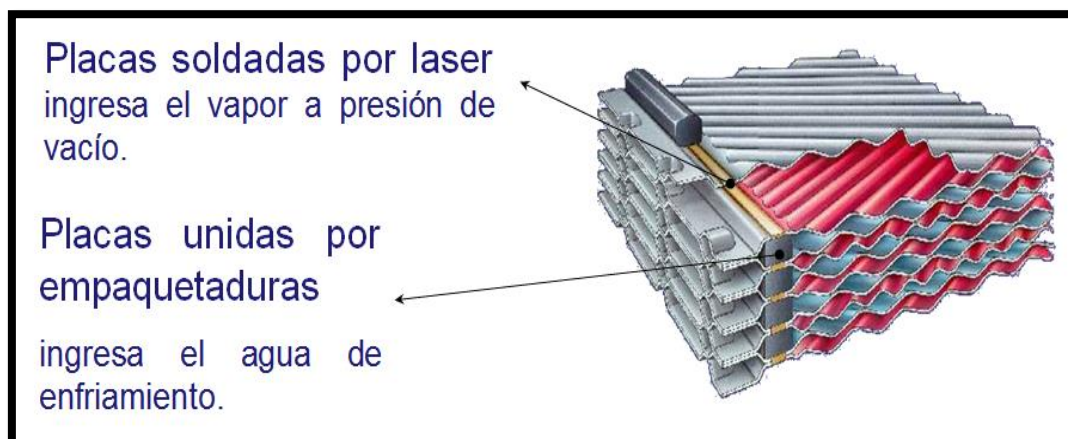


Figura 6.3: Unión de las placas para formar los Cassettes.

Especificaciones:

- Capacidades de condensación hasta 80.000 Kg/h de vapor dependiendo del fluido y condiciones de operación.
- Presiones de operación desde 0,05 bar.
- Disponible con placas AISI 316 o titanio.
- Ideal para condensación en circuitos frigoríficos, procesos de destilación o condensación en plantas de cogeneración.

Es muy importante destacar que este equipo fue diseñado para un flujo de vapor de 15 t/h y una presión de vacío de 0,134 bar_(abs.)¹⁰ por el lado del vapor húmedo y por el lado del agua de enfriamiento para temperaturas de entrada y salida de 24/39 °C (ver anexo x punto 10.3 para mayor información). Éstas condiciones se establecen para casos extremos pero teniendo en cuenta un margen de error considerable para no sobredimensionar en gran magnitud el equipo. De lo mencionado, el equipo seleccionado es el AlfaCond 600-FM.

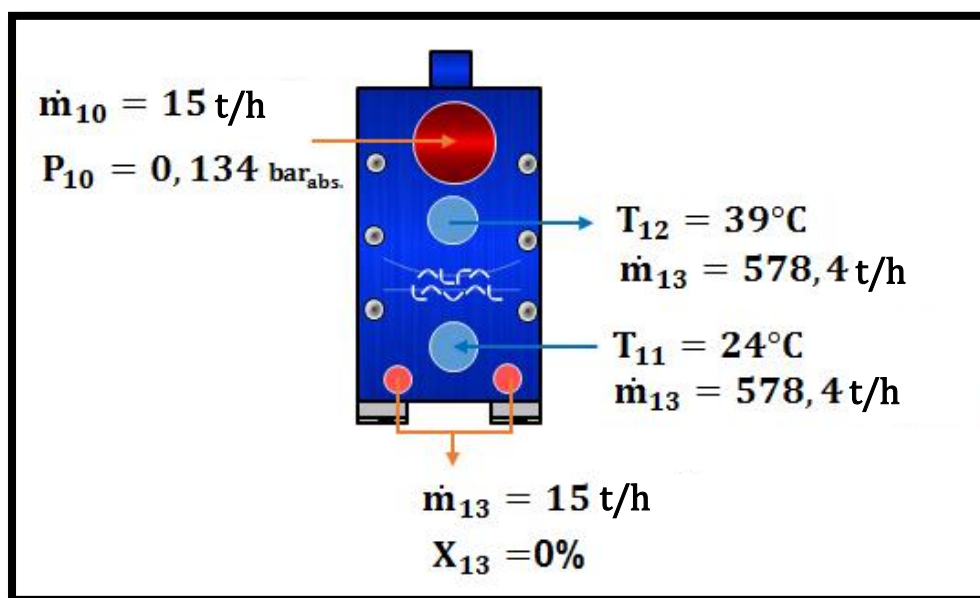


Figura 6.8: Condiciones de diseño AlfaCond 600-FM.

¹⁰ Estas condiciones son las máximas establecida por la turbina a la salida de su última etapa, ver figura 5.3

6.2.2) Intercambiador de calor de placas TS20-MFM



Figura 6.4: Intercambiador de calor a placas TS20-MFM.

Entre las placas del intercambiador de calor se forman canales y los orificios de las esquinas están dispuestos de manera que los dos líquidos circulen por canales alternos. El calor se transfiere por la placa entre los canales. Para incrementar la eficiencia al máximo se crea un flujo en contracorriente. La corrugación de las placas provoca un flujo en torbellino que aumenta la eficiencia de intercambio térmico y las protege contra la presión diferencial.

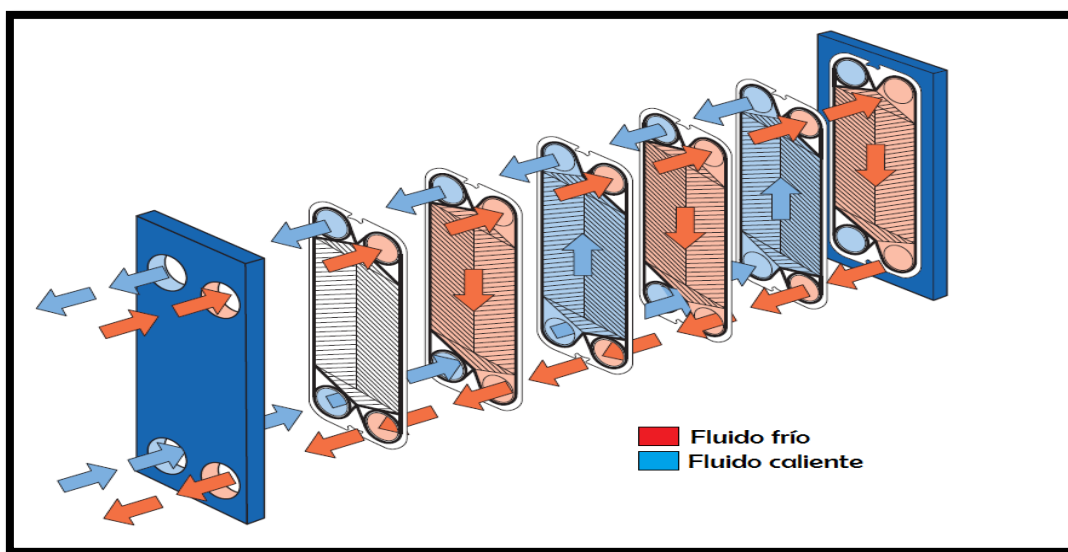


Figura 6.5: Esquema de entrada y salida de flujos en un intercambiador de calor a placas.

Especificaciones:

- El caudal de los líquidos es hasta 190 kg/s, dependiendo del fluido, de la pérdida de carga máxima permitida y del programa de temperaturas.
- El calentamiento de agua con vapor puede ser entre 2,5-15 MW a una temperatura de condensación del vapor de 150°C.
- Ideal para servicios generales de calefacción, refrigeración y calentamiento por vapor.

Es muy importante destacar que este equipo fue diseñado para un flujo de vapor de 5,879 t/h y una presión de 2,5 bar_(abs.)¹¹ por el lado del vapor sobrecalentado y por el lado del agua a calentar para temperaturas de entrada y salida de 15/80 °C.

Estas condiciones se establecen para casos extremos pero teniendo en cuenta un margen de error considerable para no sobredimensionar en gran magnitud el equipo (ver anexo x punto 10. 4 para mayor información). De lo mencionado, el equipo seleccionado es el TS20-MFM.

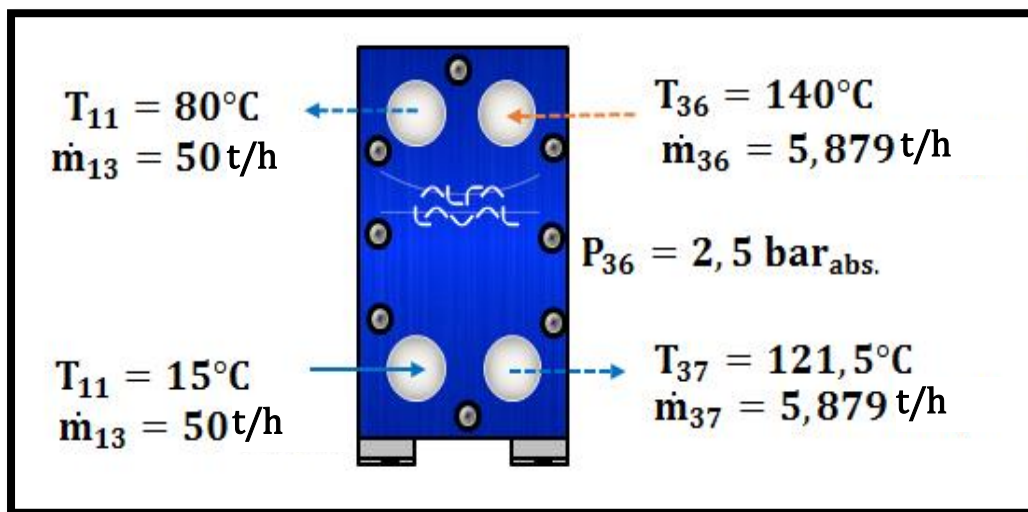


Figura 6.11: Condiciones de diseño TS20-MFM.

¹¹ Estas condiciones son las máximas establecida por personal de planta.

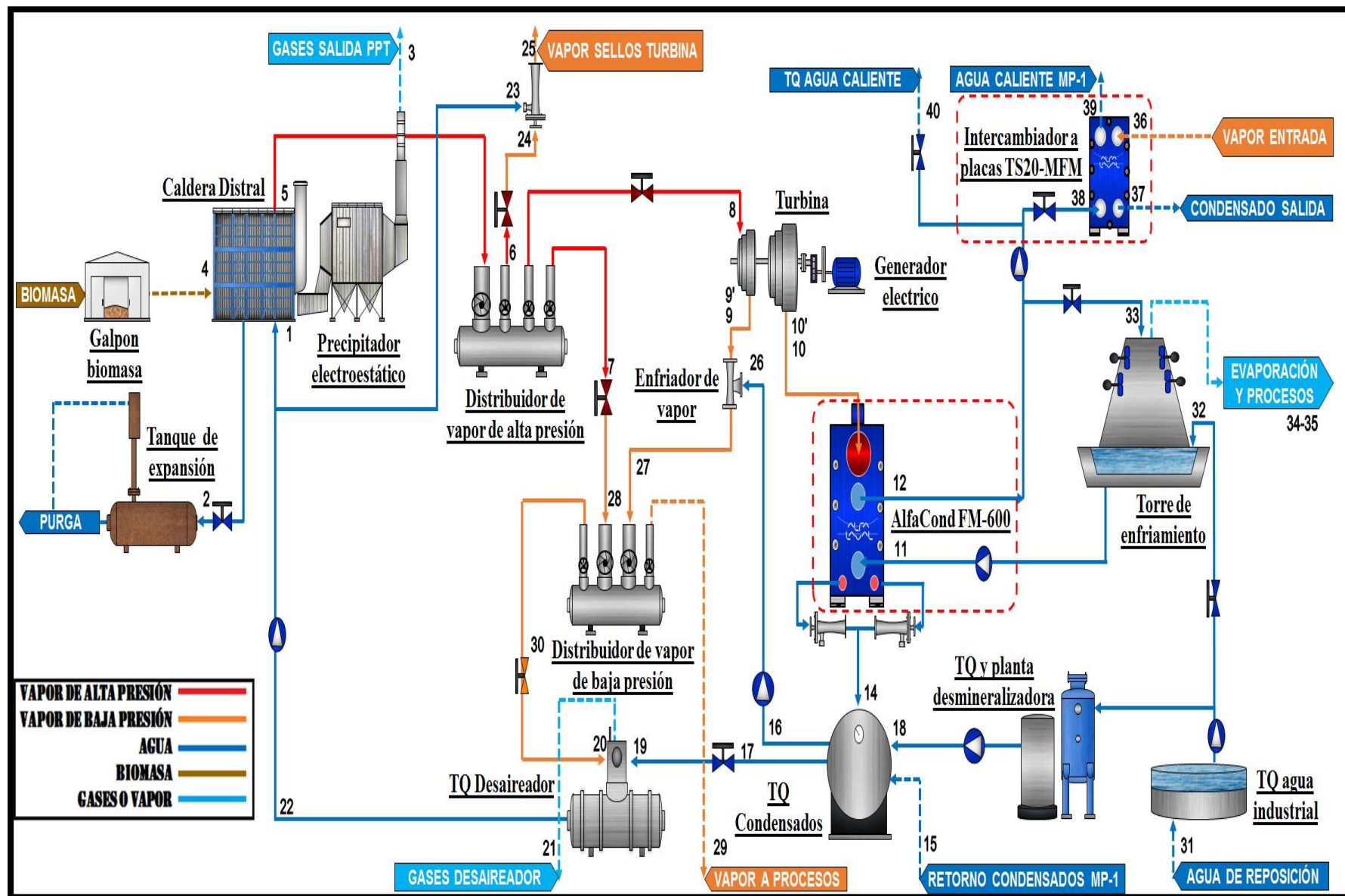


Figura 6.6: Esquema de la planta cogeneración de Papeles Bío-Bío con modificaciones.

Fuente: Elaboración propia.

6.3) MODELO CON RECAMBIO TECNOLÓGICO

Una vez descritos brevemente los equipos, se pretende evaluar su funcionamiento dentro del sistema con el recambio tecnológico, para esto se realizó un modelamiento en EES que tiene el objetivo de evaluar las nuevas condiciones. De igual forma se pretende contrastar los nuevos equipos contra los viejos utilizando las mismas fórmulas de análisis para que la comparación sea justa.

6.3.1) Reducción del recurso hídrico con AlfaCond 600-FM

En lo que respecta a la torre de enfriamiento, no fue posible obtener sus condiciones de diseño, pero personal de planta asegura que la temperatura máxima de operación a la entrada de la torre es de 45°C¹². Para cuantificar el ahorro que se puede llegar a obtener, se utiliza una temperatura de 39°C a la salida del condensador.

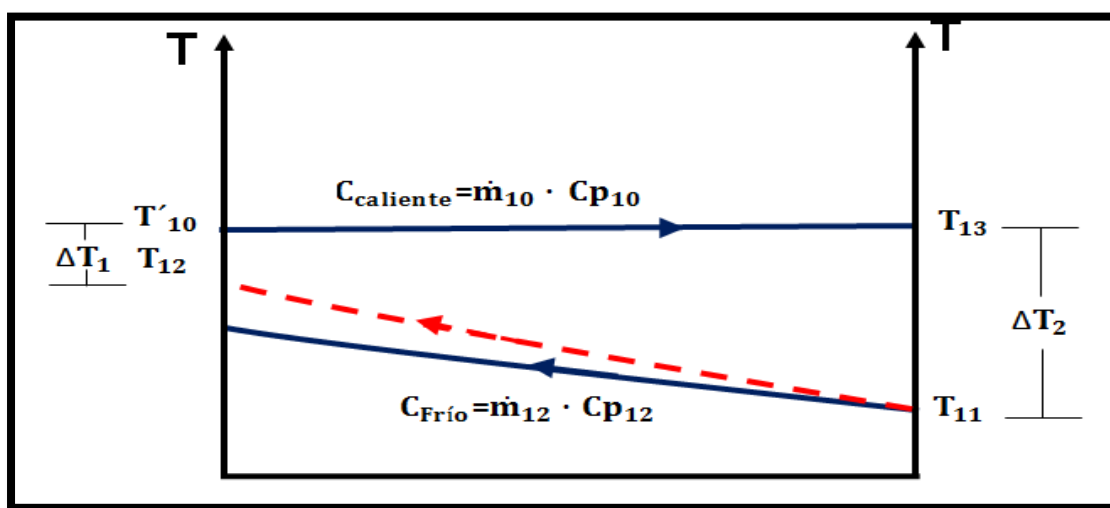


Figura 6.7: Distribución de temperaturas un condensador (puntos de figura 6.6)

Para las nuevas condiciones se mantendrán sin modificaciones las establecidas por la turbina en el punto 5.5.3, puesto que solo se busca un incremento en la salida de la temperatura del agua de enfriamiento del condensador.

¹² Un valor superior puede provocar conflictos en el relleno de la torre.

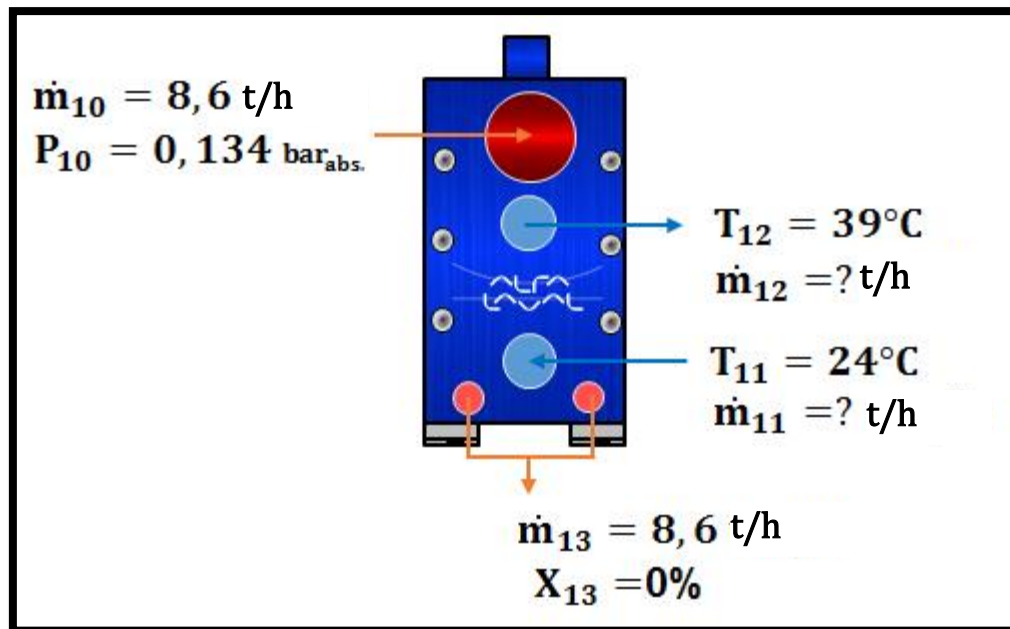


Figura 6.9: Diagrama de flujo para nuevas condiciones de funcionamiento.

Con las variables ya establecidas se realiza nuevamente los siguientes cálculos.

- a) **Calor rechazado por el vapor húmedo en el condensador:** Se mantiene el mismo flujo de vapor húmedo y presión de vacío, por lo cual el calor a rechazar se conserva.

$$Q_{\text{Condensador}} = 5,124 \text{ [MW]}$$

- b) **Flujo de agua de refrigeración usada en el condensador:** Para la nueva temperatura es necesario recalcular el flujo de agua de enfriamiento requerido.

$$\dot{m}_{12} = \frac{3600 \cdot 5,124}{4,183 \cdot (39 - 24)} = 294 \text{ [t/h]}$$

- c) **Diferencia media logarítmica:**

$$\Delta T_{\text{ml}} = \frac{(51,66 - 24) - (51,66 - 39)}{\ln\left(\frac{51,66 - 24}{51,66 - 39}\right)} = 19,2^\circ\text{C}$$

- d) **Área de transferencia de calor:**

$$A_{\text{Transferencia de calor}} = (200 - 2) \cdot 0,7 = 138,6 \text{ [m}^2\text{]}$$

De donde se obtiene:

$$U = \frac{5,124 \cdot 1000}{138,6 \cdot 19,2} = 1,926 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

e) **Transferencia de calor máxima posible:**

$$Q_{\text{Máximo}} = 4,183 \cdot 294 \cdot (51,66 - 24) = 9,451 \text{ [MW]}$$

f) **Eficiencia del condensador-método máximo:**

$$\varepsilon = \frac{5,41}{9,98} \cdot 100 = 54,21\%$$

g) **Eficiencia del condensador-método NUT:** Para obtener la eficiencia del condensador por este método es necesario determinar el NUT (Ec.35) y la velocidad de capacidad calorífica ($C_{\text{Frío}}$).

$$C_{\text{Frío}} = 4,183 \cdot 294$$

$$\text{NUT} = \frac{1,926 \cdot 138,6}{4,183 \cdot 294} * 3,6 = 0,7812$$

Por consiguiente, el cálculo de la eficiencia del condensador está dado por la ecuación 35:

$$\varepsilon = 1 - e^{-0,7812} = 54,21\%$$

A simple vista lo que parece un simple aumento de 5 °C tiene una influencia significativa en la reducción de consumo de agua de enfriamiento (de 441 t/h a 294 t/h), además de aumentar la eficiencia del condensador en un 18,06%.

6.3.2) Reducción del consumo de vapor con TS20-MFM

Por el aumento de temperatura de 34°C a 39 °C a la salida del condensador es posible llegar a los 60°C utilizando la misma cantidad de agua establecida en el punto 5.5.4 parte b) con un menor flujo de vapor.

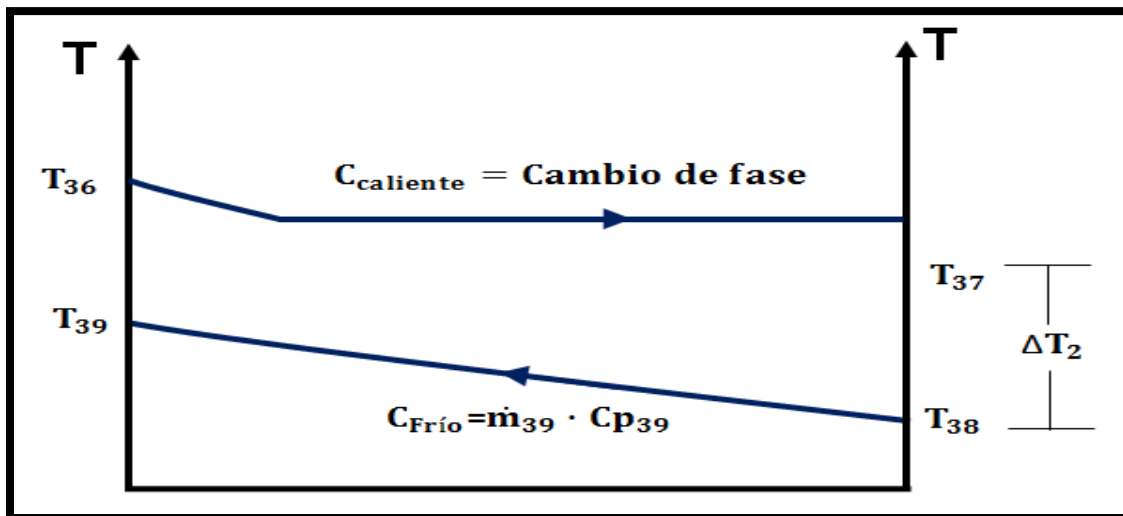


Figura 6.10: Distribución de temperaturas para el intercambiador de calor a placas (puntos de figura 6.6)

Para las nuevas condiciones se mantiene el flujo de agua de enfriamiento proveniente del condensador establecido en el punto 5.5.4 b), puesto que se busca un reducción en el consumo de vapor sobrecalentado.

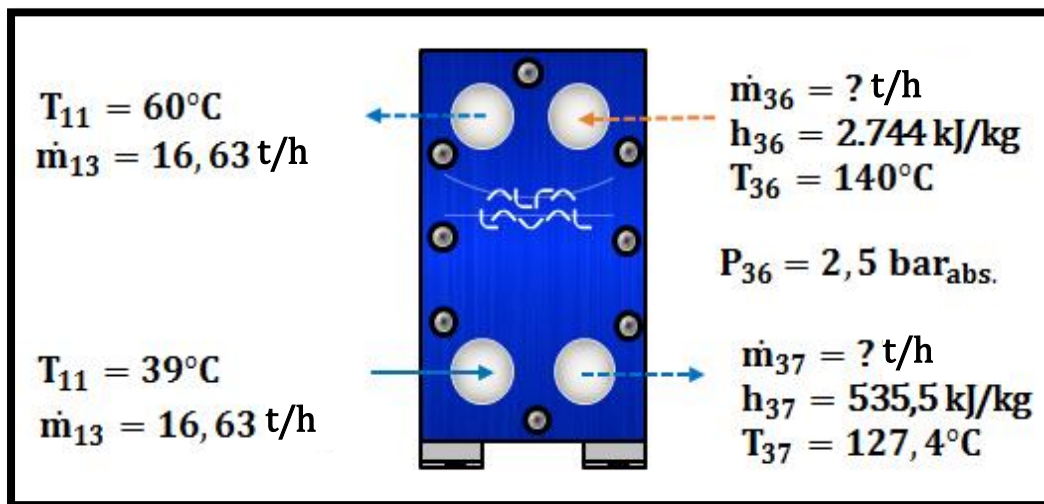


Figura 6.12: Diagrama de flujo para nuevas condiciones de funcionamiento.

Con las variables ya establecidas se realiza nuevamente los siguientes cálculos.

- a) **Calor rechazado por el vapor en el intercambiador de calor TS20-MFM.:** Es posible determinar esta cantidad utilizando la ecuación 41.

$$Q_{\text{Inter } 40-80} = \frac{4,183 \cdot (60 - 39) \cdot 16,36}{3.600} = 0,4062 \text{ [MW]}$$

b) **Flujo de vapor para rechazar el calor requerido:** Para cuantificar el flujo de agua caliente requerida para captar calor latente y llegar hasta los 60°C, primero se debe conocer la cantidad de calor rechazado por el vapor en el intercambiador de calor, para esto se recurre a la ecuación 40.

$$\dot{m}_{36} = \frac{3.600 \cdot 0,4062}{(2.744 - 535,5)} = 0,6622[\text{t/h}]$$

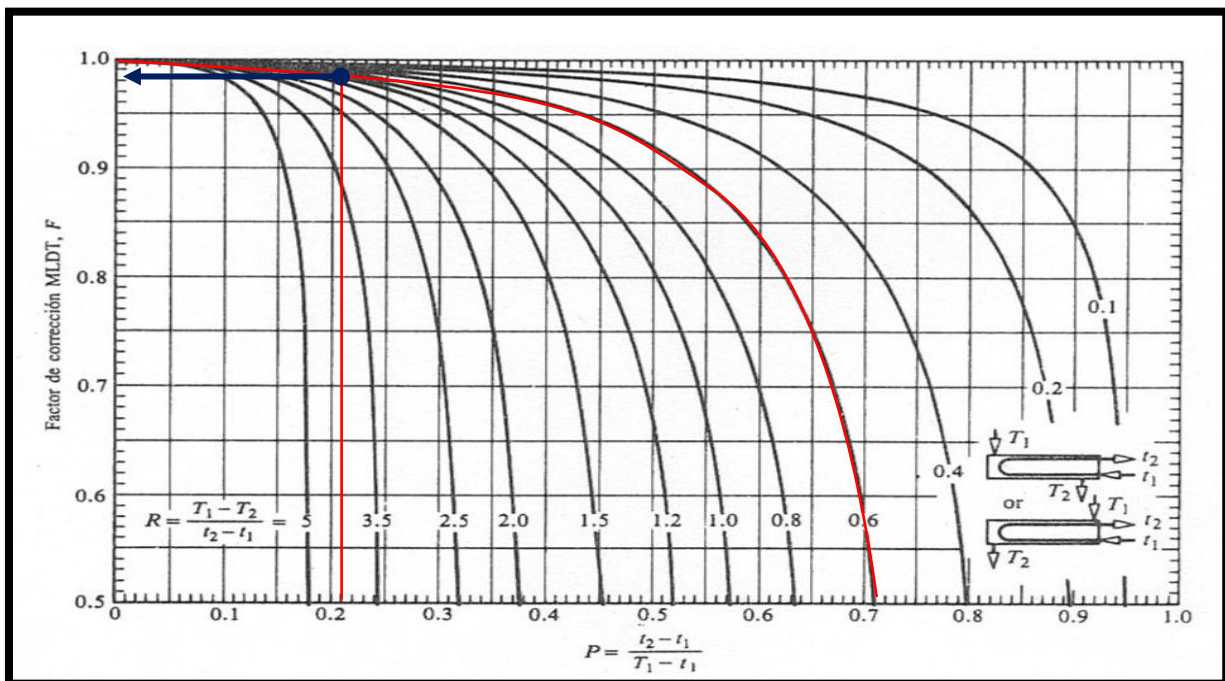
c) **Transferencia de calor máxima posible:** La máxima cantidad de calor que puede ser transferida está dada por la Ec.46.

$$Q_{\text{Máximo}} = \frac{4,183 \cdot 16,63 \cdot (140 - 39)}{3600} = 1,95 [\text{MW}]$$

d) **Eficiencia del condensador-método máximo:** Es la razón entre la transferencia real de calor para el intercambiador y la transferencia máxima posible (Ec.47).

$$\varepsilon = \frac{0,4062}{1,9499} \cdot 100 = 20,79\%$$

g) **Coefficiente global de transferencia de calor:** Dado que este valor es una incógnita a determinar, primero se deben determinar el factor de corrección. Este se encuentra dado de la figura figura 4.34, donde:



Mediante el uso de la Ec.48 se obtiene la efectividad P.

$$P = \frac{m_{38} \cdot Cp_{38} \cdot (T_{39} - T_{38})}{m_{38} \cdot Cp_{38} \cdot (T_{36} - T_{38})} = \frac{T_{39} - T_{38}}{T_{36} - T_{38}} = \frac{60^{\circ}\text{C} - 39^{\circ}\text{C}}{140^{\circ}\text{C} - 39^{\circ}\text{C}} = 0,21$$

Mediante el uso de la Ec.49 se obtiene la relación de capacidad R.

$$R = \frac{m_{38} \cdot Cp_{38}}{m_{36} \cdot Cp_{36}} = \frac{T_{36} - T_{37}}{T_{39} - T_{38}} = \frac{140^{\circ}\text{C} - 127,4^{\circ}\text{C}}{60^{\circ}\text{C} - 39^{\circ}\text{C}} = 0,6$$

Finalmente de la tabla se botiene:

$$FR = 0,99$$

Luego se utilizan las ecuaciones Ec. 45, 46, 47 para determinar el coeficiente global de transferencia de calor con la ecuación 44:

$$A_{\text{Transferencia de calor}} = (32 - 2) \cdot 0,283 = 8,5 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\Delta T_{\text{mlFC}} = \frac{(127,4 - 39) - (140 - 60)}{\ln\left(\frac{(127,4-39)}{(140-60)}\right)} = 84,13^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{ml}} = 84,15 \cdot 0,99 = 83,3^{\circ}\text{C}$$

$$U = \frac{0,4062 \cdot 1000}{8,5 \cdot 83,3} = 573,6 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

h) Eficiencia del condensador-método NUT: Para obtener la eficiencia del intercambiador por este método es necesario determinar el NUT con la Ec.52.

$$NUT = \frac{8,5 \cdot 0,5736}{4,183 \cdot 16,63} \cdot 3,6 = 0,2521$$

Con coeficiente de capacidad C_r (Ec.53):

$$C_r = \frac{(140 - 127,4)}{(60 - 39)} = 0,5979$$

Donde el cálculo de la eficiencia del intercambiador de calor por el método del NUT está dado para un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos (Ec.54):

$$\varepsilon = 2 \cdot \left\{ 1 + 0,5979 + (1 + 0,5979^2)^{1/2} \cdot \frac{1 + e^{-0,2521 \cdot (1+0,5979^2)^{1/2}}}{1 - e^{-0,2521 \cdot (1+0,5979^2)^{1/2}}} \right\}^{-1} \cdot 100 = 20,86\%$$

Si bien se logra un ahorro en el consumo de vapor, la eficiencia disminuye por el pequeño incremento de temperatura que experimenta el agua caliente dentro de los tubos a 39°C. Este valor final tiene gran incidencia en el cálculo de la eficiencia que pasa de 24,78% a 20,86%.

Es importante mencionar que la función primordial de este equipo es llevar el agua caliente que ingresa por los tubos a los 60°C y condensar el vapor sobrecalentado utilizado para tal efecto (debido a que después va al tanque de condensados), por lo que resulta difícil incrementar la eficiencia debido a la limitante de la temperatura de salida (a diferencia del caso del condensador).

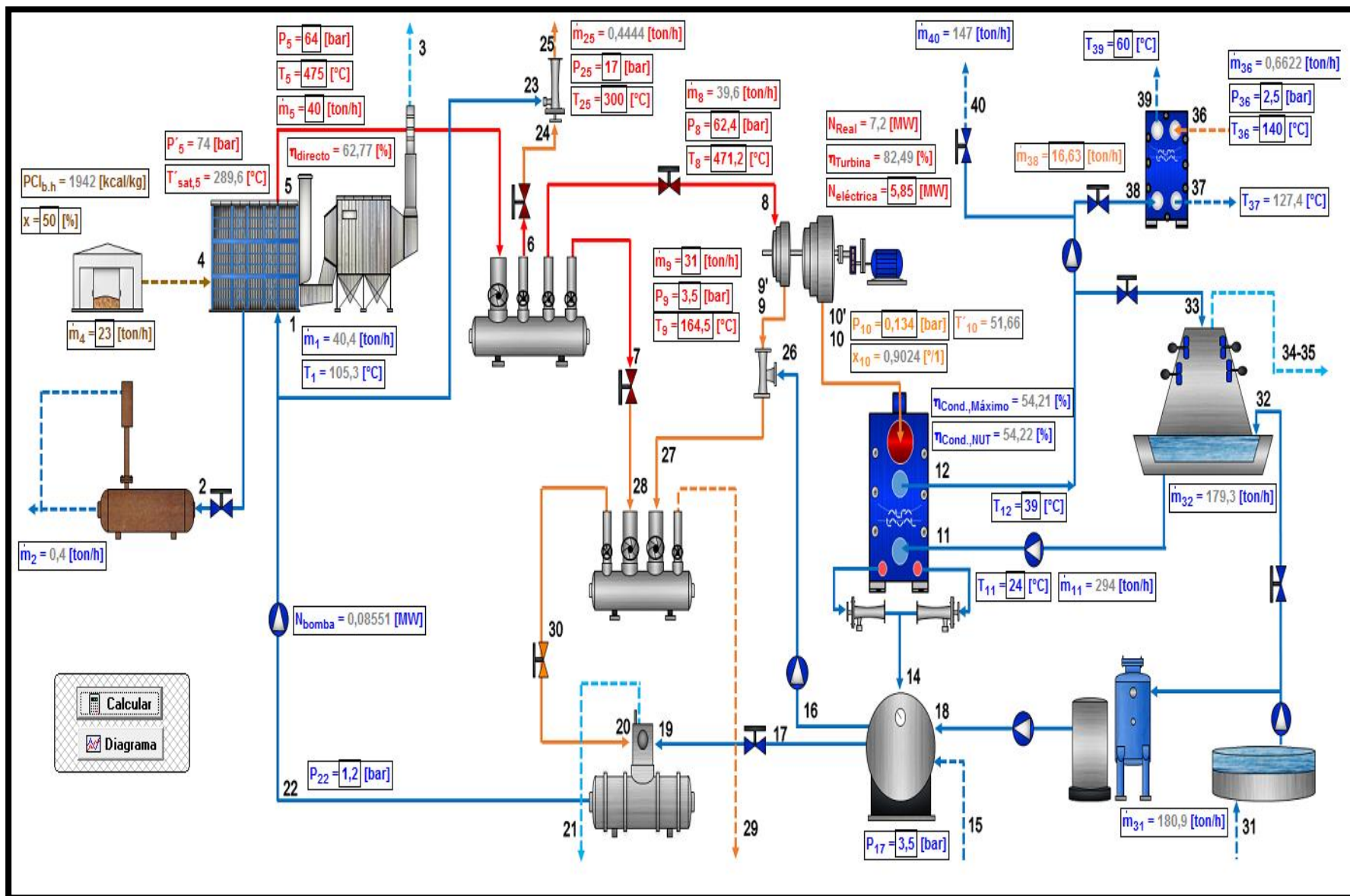


Figura 6.13: Esquema de la planta cogeneración de Papeles Bío-Bío con todos los datos calculados.
Fuente: Elaboración propia.

CAPÍTULO

VII “EVALUACIÓN

ECONÓMICA”

7.1) AHORROS ENERGÉTICOS

Es posible detectar 4 tipos de ahorros en este estudio:

- Ahorro hídrico.
- Ahorro eléctrico.
- Ahorro térmico.
- Ahorro en mantenimiento.

7.1.1) Ahorro por el AlfaCond 600-FM

Los ahorros entregados por el estudio en este equipo son los siguientes:

- a) **Ahorro hídrico:** Con el incremento de la temperatura a la salida del condensador de 34°C a 39°C, se logra una reducción de consumo de agua de 441 m³/h a 294 m³/h.

Tabla 7.1: Ahorro en el consumo de agua para refrigeración.

Ahorro hídrico		
Ahorro en agua uso AlfaCond	147	t/h
Horas de trabajo al año	8.640	h/año
Valor m ³ de agua industrial tratada	0,044	Dólar/m ³
Ahorro consumo de agua	55.884	Dólar/año

- b) **Ahorro eléctrico:** Dejar de mover esos 147 t/h implica una reducción del consumo eléctrico de alrededor 15kW por parte de la bomba.

Tabla 7.2: Ahorro en el consumo eléctrico por bombas.

Ahorro eléctrico		
Ahorro en agua uso AlfaCond	147	t/h
Horas de trabajo al año	8.640	h/año
Potencia bomba necesaria	15	kW
Costo energía	0,1	Dólar/kWh
Ahorro consumo eléctrico	12.960	Dólar/año

- c) **Ahorro en mantenimiento:** La mantención anual del condensado Siemens es de 20.000 USD/año en contraste con la del AlfaCond FM-600 que es de 18.000 USD/año.

Tabla 7.3: Ahorro por mantenimiento de los equipos.

Ahorro en mantenimiento		
Mantenición anual Condensador Siemens	20.000	Dólar/año
Mantenición AlfaCond	18.000	Dólar/año
Ahorro mantención mecánica	2.000	Dólar/año

7.1.2) Ahorro por el TS20-MFM

Los ahorros entregados por el estudio en este equipo son los siguientes:

- a) **Ahorro térmico:** El aumentar de 34 °C a 39°C genera una reducción en el consumo de vapor de 0,1578 t/h de vapor, es importante destacar que este vapor es obtenido de la etapa de extracción de la turbina.

Tabla 7.4: Ahorro en el consumo de vapor.

Ahorro térmico		
Ahorro vapor uso TS20-MFM	0,1578	t/h
Horas trabajo al año	8.640	h/año
Valor vapor	17	Dólar/año
Ahorro consumo vapor	23.178	Dólar/año

- b) **Ahorro en mantenimiento:** La mantención anual del intercambiador de calor de 40-80°C es de 11.000 USD/año en contraste con la del TS20-MFM que es de 9.000 USD/año.

Tabla 7.5: Ahorro por mantenimiento de los equipos.

Ahorro en mantenimiento		
Mantenición anual IC 40-80°C	11.000	Dólar/año
Mantenición TS20-MFM	9.000	Dólar/año
Ahorro mantenimiento	2.000	Dólar/año

7.2) MÉTODOS DE VALORACIÓN Y SELECCIÓN DE INVERSORES

La AChEE¹³ establece que al momento de priorizar distintos proyectos desde el punto de vista de su rentabilidad conviene tener a la vista 4 modelos de selección de inversiones, Payback simple, TIR, VAN y el RBC¹⁴.

7.2.1) Payback simple

El Payback o plazo de recuperación es el período de tiempo que ha de transcurrir para que una inversión se “pague” a sí misma, es decir, el tiempo que tarda el proyecto en recuperar o amortizar el desembolso inicial.

Es una medida de liquidez que se calcula acumulando los FNC hasta que su suma cubra la inversión inicial. Según este método se seleccionan aquellos proyectos que permiten recuperar la inversión en el menor plazo posible.

$$\text{Payback simple} = \frac{\text{Costo de inversión}}{\text{Ahorros anuales}} \quad (\text{Ec. 63})$$

Útil para una apreciación aproximada del atractivo de un proyecto. El Payback simple privilegia la liquidez sobre la rentabilidad.

7.2.2) VAN

El VAN es un criterio dinámico, ya que tiene en cuenta el valor del dinero en el tiempo, y ofrece una medida de la rentabilidad en términos monetarios (absolutos).

El proceso para el cálculo consiste en actualizar los flujos netos de caja percibidos a lo largo de la vida de una inversión trasladándolos al momento en el que se realiza el análisis. Con ese fin se utiliza la tasa de descuento i , que como ya se ha comentado, representa la tasa mínima exigida a la que la empresa está dispuesta a invertir sus capitales.

De este modo se obtienen flujos netos de caja homogéneos y comparables, ya que se tienen en cuenta, tanto la cuantía de los mismos, como el momento del tiempo en que son obtenidos.

¹³ Agencia Chilena de Eficiencia Energética.

¹⁴ Curso Auditorías y proyectos de eficiencia energética (2013).

La fórmula a utilizar para el cálculo del VAN es la que a continuación se presenta:

$$VAN = \sum \frac{F_i}{(1+i)^n} - I \quad (\text{Ec. 64})$$

Donde:

- **F_i**: Valor presente del flujo de caja
- **i**: tasa de descuento
- **n**: Vida útil del proyecto
- **I**: Inversión

El criterio de decisión de este método se basa en seleccionar aquellos proyectos con VAN positivo, ya que ello contribuye a lograr el objetivo financiero de la empresa, definido en términos de maximizar el valor de la misma, debiendo ser rechazados los proyectos con VAN negativo o nulo. Además, si la empresa dispone de un conjunto de inversiones alternativas, este método propone un orden de preferencia jerarquizando los proyectos de mayor a menor VAN.

Tabla 7.6: Interpretación económica del VAN

<p>EVALUACIÓN ECONÓMICA DE UN PROYECTO DE INVERSIÓN</p> <p>Decisión óptima: ¿Contribuye al objetivo financiero?</p> <p>Resultado: Aceptación o rechazo</p>	<p>VAN>0. El proyecto de inversión será aceptado, la valoración de la ganancia que se genera es superior al coste de afrontar el proyecto. En este caso, la empresa recupera el capital invertido, percibe un interés <i>i</i>, y además, percibe una cantidad igual, en términos absolutos, a su VAN.</p> <p>VAN=0. El proyecto de inversión resulta indiferente.</p> <p>VAN<0. El proyecto de inversión será rechazado.</p>
<p>JERARQUIZACIÓN Y SELECCIÓN DE PROYECTOS DE INVERSIÓN</p> <p>Decisión óptima: ¿cual contribuye en mayor medida al objetivo financiero?</p> <p>Resultado: Ordenación de preferencias</p>	<p>Un proyecto de inversión será tanto más preferible cuanto mayor sea su VAN.</p> <p style="text-align: center;">VAN (A) > VAN (B)</p> <p>El proyecto de inversión A es preferible al B.</p>

7.2.3) RBC

Es otro criterio de selección, el problema que presenta el VAN es que no se pueden comparar inversiones con distintos desembolsos iniciales, que es el caso de estos escenarios. La ecuación que rige este criterio es la siguiente:

$$\text{RBC} = \frac{\text{VAN}}{\text{I}} \quad (\text{Ec. 65})$$

Si el RBC es mayor a 0% significa que a final del estudio, se obtendrá beneficio de la inversión. Por ejemplo, si una inversión estudiada para 20 años requiere un capital inicial de 100 USD, y el RBC es 10% significa que tras 20 años se reembolsa la inversión inicial y se obtiene un beneficio de 10 USD.

En este proyecto, teniendo en cuenta que se toman 10 años para todos los escenarios, se considerará que el RBC mínimo para aceptar la inversión sería de un 40%.

7.2.4) TIR

La TIR es el tipo de descuento que anula el VAN de una inversión, es decir, que iguala a cero la suma actualizada de todos los flujos de caja de la inversión, deduciendo el desembolso inicial. Su valor se obtiene, por tanto, despejando la tasa de descuento de la ecuación que iguala a cero la expresión del VAN.

Matemáticamente su expresión viene dada por la ecuación siguiente en la se debe despejar la TIR,

$$\text{VAN} = \sum \frac{F_i}{(1 + \text{TIR})^n} - \text{I} = 0 \quad (\text{Ec. 66})$$

Donde:

- **F_i**: Valor presente del flujo de caja
- **i**: tasa de descuento
- **n**: Vida útil del proyecto
- **I**: Inversión

La TIR ofrece una medida de la rentabilidad de un proyecto en términos relativos, ya que viene expresada en porcentajes, y es una tasa de rentabilidad interna o intrínseca porque es obtenida a partir, exclusivamente, de los parámetros que definen la inversión.

El criterio de decisión de este método se basa en que un proyecto de inversión será aceptable cuando su TIR sea superior al coste de oportunidad del capital, es decir, $TIR > i$. Si se disponen de varias opciones de proyectos de inversión, con un grado de riesgo semejante, será mejor aquél que tenga la mayor tasa de descuento.

Tabla 7.7: Interpretación económica de la TIR

TIR > i	Proyecto de inversión aceptable
TIR = i	Proyecto de inversión indiferente
TIR < i	Proyecto de inversión desechable

Para este proyecto se ha tomado como mínimo de rentabilidad un 10% de TIR.

7.2.5) Estudio de viabilidad

Una vez realizadas todas las cuentas de resultado para cada escenario, se calculan los parámetros anteriormente explicados para estudiar la viabilidad. Se recuerda que para considerar un escenario como válido la TIR debe ser mayor del 10%, el RCB debe ser mayor del 40%, un Payback dentro menor a 2 años y una tasa de descuento del 17%.

El VAN pierde relevancia respecto del RBC, que pasa a ser el tercer criterio más valorado, dejando en último lugar el VAN, dado que con inversiones iniciales pierde significado.

Tabla 7.7: Resultado del estudio de viabilidad para cada equipo a 10 años.

Equipo	I [USD]	Payback [Año]	VAN USD	RBC [%]	TIR [%]
AlfaCond 600-FM	-USD 88.000	1,46	USD 285.886	325%	68,2%
TS20-MFM	-USD 10.000	0,47	USD 119.836	1198%	210,7%

- Según el criterio del $VAN > 0$ y la $TIR > 10\%$, ambos proyectos de inversión son viables económicamente.
- Según el criterio del $Payback < 2$ años, los ahorros de ambos equipos pagan la inversión en menos del tiempo máximo establecido.

- Según el criterio del $RCB > 40\%$, tras 10 años se reembolsa la inversión inicial de ambos equipos y se obtiene beneficios para el AlfaCond 600-FM de 60.016 USD y el TS20-MFM 21.070 USD.

De los criterios establecidos se puede determinar que ambos proyectos de inversión son económicamente viable (ver anexo x punto 10.5 para los flujos de caja).

CAPÍTULO VIII

“CONCLUSIONES”

8.1) CARACTERIZACIÓN ENERGÉTICA

Permitió establecer el funcionamiento actual de la planta de cogeneración, proporcionando valiosa información para posteriores estudios. Del global la información más relevante se detalla a continuación.

- La baja temperatura de los gases de combustión (alrededor de 203°C) y la temperatura mínima de salida en el precipitador electrostático (aproximadamente de 185°C) hace muy difícil implementar un sistema de precalentamiento del agua de alimentación de la caldera, que era una de las principales medidas de eficiencia energética a realizar. La energía recuperable sería alrededor de 0,8 MW lo que no justifica una inversión tan onerosa en ingeniería, estructuras nuevas, etc. El período de retorno de una inversión superaría los 25 años por lo que se desestima esta idea.
- El rendimiento actual de la caldera bordea entre el 61 y 63% lo cual es aceptable si se considera que el rendimiento de diseño utilizando biomasa como combustible es del 68%. Esta baja en su rendimiento se puede atribuir a dos factores, el primero es que la biomasa utilizada para el análisis de diseño tenía un poder calorífico inferior (50% de humedad) de 2.490 kcal/kg, a diferencia de la actual que tiene 1.941,5 kcal/kg. y el segundo es que los años de utilidad de la caldera supera los 25 años (1980 a la fecha son 33 años) por lo que se justifica la baja en su rendimiento, obviando distintas modificaciones que se le han realizado.
- Se detectó una anomalía en el valor de la potencia eléctrica que arroja el panel de control de la turbina, el que debería ser de 5,85 MW y no de 6,5 MW para que el proceso de expansión real de la turbina sea con aumento de entropía y no disminución. Por lo que se recomienda verificar si se encuentra correctamente calibrado el medidor de la potencia eléctrica del generador.
- La elevada cantidad de agua de enfriamiento requerida para extraer el calor latente del condensador (441 t/h) y la baja eficiencia (36,15%) fueron las variables más relevantes obtenidas de esta caracterización para aplicar medidas de eficiencia energética y lograr algún tipo de ahorro.

- El rendimiento global del ciclo de cogeneración es del 78,97%, lo cual está dentro del rango normal según lo que establece la AChEE¹⁵ (pérdida entre un 20 y un 30 %).

8.2) MEDIDAS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA Y RECAMBIO TECNOLÓGICO

Simple medidas de eficiencia energética permitieron obtener ahorro hídrico, eléctrico y térmico a los que se les suman los ahorros en mantenimiento gracias al recambio tecnológico, cada uno de estos puntos se detallan a continuación:

- Reemplazar el condensador Siemens por un AlfaCond 600-FM para reducir el consumo hídrico en la planta de cogeneración y mejorar la eficiencia mediante un aumento de la temperatura a la salida del condensador de 34°C a 39°C. Este aumento de temperatura y eficiencia solo se puede lograr con este nuevo equipo, debido a que el condensador actual posee una limitante en su temperatura de 34°C como máximo.
- Reemplazar el intercambiador de calor de 40-80 °C por un intercambiador de calor TS20-MFM y asociarlo al aumento de temperatura que se pretende lograr a la salida del condensador permite reducir la energía a intercambiar para llevar el agua a los 60°C, lo que reduce el consumo de vapor sobrecalentado.

¹⁵ AChEE, curso para auditores en eficiencia energética.

Los beneficios que se atribuyen a cada medida y cada equipo se presentan en las siguientes tablas.

Tabla 8.1: Beneficios directos del AlfaCond 600-FM.








Beneficios	Tipo	Descripción
	Reducción de las necesidades de enfriamiento	147m ³ /h menos de carga en la torre de enfriamiento. quedan a disposición para otras necesidades de enfriamiento en la planta, si así fuera requerido.
	Reducción de la huella de carbono e hídrica	<ul style="list-style-type: none"> • 147m³/h menos de agua dulce consumida del río Bío-Bío (agua azul) . • 5,7 KgCO₂/h menos asociado al consumo eléctrico de la bomba, para un alcance tipo 2 y un factor de emisión de 0,379 KgCO₂/kWh.
	Menores inversiones en utilidad	<ul style="list-style-type: none"> • 147m³/h menos de agua industrial a tratar. • 15 kW menos de electricidad a consumir por la bomba de alimentación (al dejar de mover los 147m³/h).

Tabla 8.2: Beneficios directos del intercambiador de calor TS20-MFM.

Beneficios	Tipo	Descripción
	Menores inversiones en utilidad	0,1578 t/h menos de vapor destinado a calentar agua.
	Generación eléctrica	0,1578 t/h quden pueden ser destinados a producir 14,7 kW de energía eléctrica.
	Ventas de energía térmica y eléctrica	<ul style="list-style-type: none"> • 0,1578 t/h de energía térmica que puede ser vendida. • 4,7 kW de energía eléctrica generada que puede ser vendida.
	Reducción de la huella de carbono e hídrica	5,57 KgCO ₂ /h menos asociado a la generación eléctrica de 4,7 kW que dejarían de ser consumidos.

8.3) EVALUACIÓN ECONÓMICA

Del estudio económico efectuado, ambos equipos se pagan en menos de un año y poseen un TIR superior al 10%. El RCB a 10 años es muy superior al 40% por lo que se reembolsa la inversión inicial y se obtiene un beneficio económico además de tener un VAN positivo, otorgando viabilidad al proyecto para realizarse.

Tabla 8.2: Resultado del estudio de viabilidad para cada equipo a 10 años.

Equipo	I [USD]	Payback [Año]	VAN USD	RBC [%]	TIR [%]
AlfaCond 600-FM	-USD 88.000	1,46	USD 285.886	325%	68,2%
TS20-MFM	-USD 10.000	0,47	USD 119.836	1198%	210,7%

- Según el criterio del $VAN > 0$ y la $TIR > 10\%$, ambos proyectos de inversión son viables económicamente.
- Según el criterio del $Payback < 2$ años, los ahorros de ambos equipos pagan la inversión en menos del tiempo máximo establecido.
- Según el criterio del $RCB > 40\%$, tras 10 años se reembolsa la inversión inicial de ambos equipos y se obtiene beneficios para el AlfaCond 600-FM de 60.016 USD y el TS20-MFM 21.070 USD.

Se han analizado todos los escenarios en los que estas tecnologías pueden desarrollarse. Tras este análisis la conclusión final a la que se llega es que, en conjunto con las medidas y criterios establecidos, se puede determinar que ambos proyectos de inversión son técnica y económicamente viables.

CAPÍTULO XI

“BIBLIOGRAFÍA”

- [1] CERDA, MIskulini Luis Antonio, Apuntes de transferencia de calor. Concepción, Chile. Universidad del BíoBío. Depto de Ingeniería Mecánica, 2010.
- [2] SANCHEZ, Arriagada Reinaldo, Apuntes ciclos con vapor. Concepción, Chile. Universidad del Bío Bío. Depto. de Ingeniería Mecánica, 2006.
- [3] SANCHEZ, Arriagada Reinaldo, Apuntes de combustión. Concepción, Chile. Universidad del Bío Bío. Depto. de Ingeniería Mecánica, 2006.
- [4] SANCHEZ, Arriagada Reinaldo, Apuntes generadores de vapor. Concepción, Chile. Universidad del Bío Bío. Depto. de Ingeniería Mecánica, 2006.
- [5] SANCHEZ, Arriagada Reinaldo, Apuntes balances de generadores de vapor. Concepción, Chile. Universidad del Bío Bío . Depto. de Ingeniería Mecánica, 2006.
- [6] INCROPERA, P Frank. Fundamentos de transferencia de calor. Editorial Prentice Hall México, 1999.
- [7] Guía para la Calificación de Consultores en eficiencia energética, 2º Edición. Autor: Agencia Chilena de eficiencia energética, 2013.
- [8] Curso Auditorías y proyectos de eficiencia energética, Agencia Chilena de eficiencia energética, 2013.

CAPÍTULO X

“ANEXOS”

Total de gases húmedos y secos producto de la combustión completa			
Gases de combustión	kmol/kg _{comb.}	PM (kg gas/kmol)	kg gas/kg _{comb.}
CO ₂	0,0190	44	0,8381
H ₂ O	0,0422	18	0,7594
N ₂	0,0738	28	2,0671
SO ₂	0,0000	64	0,0010
Aire	0,0841	29	2,4382
Total gases húmedos			6,1038
Total gases secos			5,3444

Cálculo de entalpía. con un polinomio de orden 4 (kcal/kmol K)							
Gases de combustión	a	b	c	d	e	f	entalpía
CO ₂	-5,00E-14	5,13E-10	-2,12E-06	4,63E-03	8,92E+00	-1,21E+01	1,08E+04
H ₂ O	1,96E-14	-1,65E-10	2,91E-07	1,23E-03	7,80E+00	5,86E+00	8,38E+03
N ₂	2,43E-14	-1,42E-10	1,30E-07	7,47E-04	6,72E+00	1,55E+01	6,88E+03
SO ₂	-3,68E-13	2,04E-09	-4,62E-06	5,84E-03	9,09E+00	5,93E+00	1,10E+04
Aire	-5,03E-15	6,72E-11	3,78E-07	1,21E-03	6,65E+00	1,48E+01	7,53E+03

Cálculo de entalpía. con un polinomio de orden 4 (kcal/kmol K)							
Gases de combustión	a	b	c	d	e	f	entalpía
CO ₂	0,00	0,00	0,00	0,00	8,92	-12,10095416	9756
H ₂ O	0,00	0,00	0,00	0,00	7,80	5,862804073	7544
N ₂	0,00	0,00	0,00	0,00	6,72	15,47949072	6225
SO ₂	0,00	0,00	0,00	0,01	9,09	5,932973173	9920
Aire	0,00	0,00	0,00	0,00	6,65	14,76422777	6734

Cálculo de entalpía. con un polinomio de orden 4 (kcal/kmol K)							
Gases de combustión	a	b	c	d	e	f	entalpía
CO ₂	0,00	0,00	0,00	0,00	8,92	-12,10095416	1973
H ₂ O	0,00	0,00	0,00	0,00	7,80	5,862804073	1642
N ₂	0,00	0,00	0,00	0,00	6,72	15,47949072	1412
SO ₂	0,00	0,00	0,00	0,01	9,09	5,932973173	2057
Aire	0,00	0,00	0,00	0,00	6,65	14,76422777	1418

Cálculo de entalpía. con un polinomio de orden 4 (kcal/kmol K)							
Gases de combustión	a	b	c	d	e	f	entalpía
CO ₂	0,00	0,00	0,00	0,00	8,92	-12,10095416	1784
H ₂ O	0,00	0,00	0,00	0,00	7,80	5,862804073	1492
N ₂	0,00	0,00	0,00	0,00	6,72	15,47949072	1285
SO ₂	0,00	0,00	0,00	0,01	9,09	5,932973173	1861
Aire	0,00	0,00	0,00	0,00	6,65	14,76422777	1289

CALCULO TEMPERATURA DE COMBUSTION (Con hogar adiabático)		
ENERGÍA APORTADA	1701	kcal/(kg comb.
PERDIDAS POR RADIACIÓN	8,162 4	kcal/(kg comb.
TEMPERATURA PRODUCTOS COMBUSTION	923	°C
ENERGÍA PRODUCTOS DE COMBUSTION	1692, 8	kcal/kg comb

CALCULO TEMPERATURA DE COMBUSTION (Con hogar refrigerado)		
PORCENTAJE DE REFRIGERACIÓN	10	%
ENERGÍA APORTADA	1530	kcal/(kg comb.
TEMPERATURA PRODUCTOS COMBUSTION	842	°C
ENERGÍA PRODUCTOS DE COMBUSTION	1521, 8	kcal/kg comb

ENERGIA DE LOS PRODUCTOS A LA SALIDA		
TEMPERATURA SALIDA GASES	203	°C
ENERGÍA PRODUCTOS DE COMBUSTION	330,3	kcal/kg comb

ENERGIA A LA TEMPERATURA MINIMA DE SALIDA EN EL PRECIPITADOR		
TEMPERATURA SALIDA GASES	185	°C
ENERGÍA PRODUCTOS DE COMBUSTION	300,2	kcal/kg comb

CALOR MÁXIMO RECUPERABLE DE LOS GASES DE COMBUSTION	30	kcal/kg comb
ENERGÍA APORTADA POR EL COMBUSTIBLE	1941, 5	kcal/kg comb
RENDIMIENTO DE LA CALDERA	61,37	%

10.2) MODELO DE OPERACIÓN PLANTA COGENERACIÓN

CALDERA DE PODER DISTRAL

Balance de masa en la caldera

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_5 + \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_2 = 0,01 \cdot \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_4 =$$

Punto 1: Agua alimentación caldera

$$T_1 = T \text{ ['Steam' ; } P=P_1 ; s=s_1 \text{] } \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = P'_5$$

$$s_1 = S_{22}$$

$$h_1 = h \text{ ['Water' ; } P=P_1 ; T=T_1 \text{]}$$

Punto 2: Purga

$$P_2 = P_5 \text{ bar}$$

$$X_2 = 0$$

$$h_2 = h \text{ ['Steam' ; } X=X_2 ; P=P_2 \text{]}$$

$$T_2 = T \text{ ['Steam' ; } P=P_2 ; X=X_2 \text{]}$$

Punto 3: Gases chimenea

$$T_3 = 203 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_3 = 83000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{M}p_3 = 20 \text{ mg/m}^3$$

Punto 4: Biomasa interna con lodo

$$x=50$$

$$PCI_{b,s} = 4483 \text{ [kcal/kg]}$$

$$PCI_{b,h} = PCI_{b,s} - \frac{x}{100} \cdot [PCI_{b,s} + 600]$$

$$\dot{m}_4 =$$

$$\text{ton/h}$$

Punto 5: Salida sobrecalentado

$$T_5 =$$

$$^\circ\text{C}$$

$$P_5 =$$

$$\text{bar}$$

$$h_5 = h \text{ ['Steam' ; } T=T_5 ; P=P_5 \text{]}$$

$$S_5 = s \text{ ['Steam' ; } T=T_5 ; h=h_5 \text{]}$$

Punto 5': Domo de vapor

$$P'_{5'} = P_5 + 10 \text{ bar}$$

$$T'_{sat,5} = T_{sat} \text{ ['Steam' ; } P=P'_{5'} \text{]}$$

$$X'_{5'} = 1$$

$$h'_{5'} = h \text{ ['Steam' ; } P=P'_{5'} ; X=X'_{5'} \text{]}$$

$$S'_{5'} = s \text{ ['Steam' ; } P=P'_{5'} ; X=X'_{5'} \text{]}$$

Rendimiento directo caldera

$$Q_{caldera} = \frac{\dot{m}_1 \cdot [h'_{5'} - h_1] + \dot{m}_5 \cdot [h_5 - h'_{5'}]}{3600}$$

$$Q_{combustible} = PCI_{b,h} \cdot \frac{\dot{m}_4}{860}$$

$$\eta_{directo} = \frac{Q_{caldera}}{Q_{combustible}} \cdot 100$$

Potencia de la bomba

$$W_{bomba} = h_1 - h_{22}$$

$$N_{bomba} = \dot{m}_{22} \cdot \frac{W_{bomba}}{3600}$$

DISTRIBUIDOR DE VAPOR ALTA PRESIÓN

Balance de masa en el DVAP

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_7 + \dot{m}_8$$

$$\dot{m}_7 = 0$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 \cdot 0,01$$

Punto 6: Vapor sobrecalentado a eyector

$$T_6 = T_8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_6 = P_8 \text{ bar}$$

$$h_6 = h \text{ ['Steam' ; T=T}_6 \text{ ; P=P}_6 \text{]}$$

Punto 7: Vapor sobrecalentado a distribuidor de vapor de baja presión

$$T_7 = T_8$$

$$P_7 = P_8$$

$$h_7 = h \text{ ['Steam' ; T=T}_7 \text{ ; P=P}_7 \text{]}$$

Punto 8: Vapor sobrecalentado a turbina

$$T_8 =$$

$$^\circ\text{C}$$

$$P_8 =$$

$$\text{bar}$$

$$h_8 = h \text{ ['Steam' ; T=T}_8 \text{ ; P=P}_8 \text{]}$$

$$S_8 = s \text{ ['Steam' ; T=T}_8 \text{ ; P=P}_8 \text{]}$$

TURBOGENERADOR

Balace de masa en el Trubina

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 + \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_9 =$$

Punto 9: Extracción vapor a enfriador de vapor

$$T_9 =$$

$$^\circ\text{C}$$

$$P_9 =$$

$$\text{bar}$$

$$h'_9 = h \text{ ['Water' ; T=T}_9 \text{ ; P=P}_9 \text{]}$$

$$S'_9 = s \text{ ['Steam' ; h=h}'_9 \text{ ; P=P}_9 \text{]}$$

$$S_9 = S_8 \text{ para comparar}$$

Punto 10: Vapor baja presión a condensador

$$P_{10} =$$

bar

$$T_{\text{sat},10} = T_{\text{sat}} \text{ ['Steam' ; P=P}_{10} \text{]}$$

$$T'_{10} = T_{\text{sat},10} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$S_{10} = S_8 \text{ para comparar}$$

Potencia eléctrica producida por el generador eléctrico

$$N_{\text{eléctrica}} = 6,5$$

MW

Potencia en el eje del generador eléctrico

$$\eta_{\text{generador,eléctrico}} = 0,96$$

$$N_{\text{eje,generador}} = \frac{N_{\text{eléctrica}}}{\eta_{\text{generador,eléctrico}}}$$

Potencia en el eje de la turbina

$$\eta_{\text{Transmisión}} = 0,92$$

$$N_{\text{eje,turbina}} = \frac{N_{\text{eje,generador}}}{\eta_{\text{Transmisión}}}$$

Potencia real

$$\eta_{\text{Mecánico}} = 0,92$$

$$N_{\text{Real}} = \frac{N_{\text{eje,turbina}}}{\eta_{\text{Mecánico}}}$$

entalpia h'10

$$N_{\text{Real}} = \frac{\dot{m}_8}{3600} \cdot [h_8 - h'_9] + \frac{\dot{m}_{10}}{3600} \cdot [h'_9 - h'_{10}]$$

$$S'_{10} = s \text{ ['Steam' ; P=P}_{10} \text{ ; h=h}'_{10} \text{]}$$

Título o calidad del vapor

$$x_{10} = x \text{ ['Water' ; h=h}'_{10} \text{ ; P=P}_{10} \text{]}$$

Rendimiento turbina

$$h_9 = h \text{ ['Steam' ; s=S}_9 \text{ ; P=P}_9 \text{]}$$

$$h_{10} = h \text{ ['Steam' ; s=S}_{10} \text{ ; P=P}_{10} \text{]}$$

Punto 13: Líquido saturado a TK condensados

$$X_{13} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{13} = P_{10} \text{ bar}$$

$$h_{13} = h \text{ ['Water' ; X=X}_{13} \text{ ; P=P}_{13} \text{]}$$

$$S_{13} = s \text{ ['Water' ; X=X}_{13} \text{ ; P=P}_{13} \text{]}$$

$$T_{13} = T \text{ ['Water' ; P=P}_{13} \text{ ; X=X}_{13} \text{]}$$

Calor rechazado por el vapor en el condensador

$$Q_{\text{condensador}} = \dot{m}_{13} \cdot [h'_{10} - h_{13}] \cdot \frac{1}{3600}$$

Flujo de agua para enfriamiento

$$Q_{\text{condensador}} = \dot{m}_{12} \cdot C_{p12} \cdot [T_{12} - T_{11}] \cdot \frac{1}{3600}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \text{ ton/h}$$

Eficiencia condensador Qmáximo

$$Q_{\text{Máximo},1} = \dot{m}_{11} \cdot C_{p11} \cdot \left[\frac{T_{13} - T_{11}}{3600} \right]$$

$$\eta_{\text{Cond.,Máximo}} = Q_{\text{condensador}} \cdot \frac{100}{Q_{\text{Máximo},1}}$$

Eficiencia condensador NUT

$$TA = T'_{10} - T_{12}$$

$$TB = T'_{10} - T_{11}$$

$$TML = \frac{TA - TB}{\ln \left[\frac{TA}{TB} \right]}$$

$$A_{\text{TransferenciaC}} = \pi \cdot 0,023 \cdot 3,455 \cdot 860$$

$$Uc = Q_{\text{condensador}} \cdot \frac{1000}{A_{\text{TransferenciaC}} \cdot TML}$$

$$C_{\min} = \dot{m}_{11} \cdot C_{p11}$$

$$NUT = \frac{A_{\text{TransferenciaC}} \cdot Uc \cdot 3,6}{C_{\min}}$$

$$N_{\text{ideal}} = \frac{\dot{m}_8}{3600} \cdot [h_8 - h_9] + \frac{\dot{m}_{10}}{3600} \cdot [h_9 - h_{10}]$$

$$\eta_{\text{Turbina}} = \frac{N_{\text{Real}}}{N_{\text{ideal}}} \cdot 100$$

Rendimiento electrico

$$\eta_{\text{Electrico}} = \frac{N_{\text{electrica}}}{Q_{\text{caldera}}} \cdot 100$$

Rendimiento termico

$$Q_{\text{extraccion}} = \frac{\dot{m}_{29} \cdot h_{29} - \dot{m}_{15} \cdot h_{15}}{3600} \text{ [MW]}$$

$$Q_{\text{TQ,caliente}} = \dot{m}_{40} \cdot c_{p40} \cdot \left[\frac{40 - T_{40}}{3600} \text{ [MW]} \right]$$

$$Q_{\text{MP},1} = \dot{m}_{38} \cdot c_{p38} \cdot \left[\frac{T_{39} - T_{38}}{3600} \text{ [MW]} \right]$$

$$\eta_{\text{Termico}} = \left[\frac{Q_{\text{extraccion}} + Q_{\text{MP},1} + Q_{\text{TQ,caliente}}}{Q_{\text{caldera}}} \right] \cdot 100$$

Rendimiento ciclo

$$\eta_{\text{Ciclo}} = \left[\frac{N_{\text{electrica}} + Q_{\text{extraccion}} + Q_{\text{MP},1} + Q_{\text{TQ,caliente}} - N_{\text{bomba}}}{Q_{\text{caldera}}} \right] \cdot 100$$

CONDENSADOR
Balance de masa en el Condensador

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{14}$$

Punto 11: Agua de enfriamiento

$$T_{11} =$$

$$^\circ\text{C}$$

$$P_{11} = 1,014 \text{ bar}$$

$$C_{p11} = C_p \text{ ['Water' ; T=T}_{11} \text{ ; P=P}_{11} \text{]}$$

Punto 12: Agua caliente

$$T_{12} =$$

$$^\circ\text{C}$$

$$P_{12} = 1,014 \text{ bar}$$

TANQUE CONDENSADOS

Balance de masa en el TQcondensador

$$\dot{m}_{14} + \dot{m}_{18} + \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} + \dot{m}_{17}$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{13}$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{29} \cdot 0,985$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{14} \cdot 0,05$$

Punto 14: Líquido entrada tk. condensados

$$P_{14} = P_{17} \text{ bar}$$

$$S_{14} = S_{13}$$

$$T_{14} = T [\text{'Water'} ; P = P_{14} ; s = S_{14}]$$

$$h_{14} = h [\text{'Water'} ; P = P_{14} ; s = S_{14}]$$

Punto 15: Condensados de MP-1

$$T_{15} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{15} = P_{17} \text{ bar}$$

$$h_{15} = h [\text{'Water'} ; T = T_{15} ; P = P_{15}]$$

$$S_{15} = s [\text{'Water'} ; T = T_{15} ; P = P_{15}]$$

Punto 16: Condensados a enfriador de vapor

$$X_{16} = 0$$

$$P_{16} = P_{17} \text{ bar}$$

$$T_{16} = T [\text{'Water'} ; P = P_{16} ; X = X_{16}]$$

$$h_{16} = h [\text{'Water'} ; X = X_{16} ; P = P_{16}]$$

$$S_{16} = s [\text{'Water'} ; X = X_{16} ; P = P_{16}]$$

Punto 17: Condensados a desaireador

$$X_{17} = 0$$

$$P_{17} =$$

bar

$$T_{17} = T [\text{'Water'} ; P = P_{17} ; X = X_{17}]$$

$$h_{17} = h [\text{'Water'} ; X = X_{17} ; P = P_{17}]$$

$$S_{17} = s [\text{'Water'} ; X = X_{17} ; P = P_{17}]$$

PLANTA DESMINERALIZADORA

Punto 18: Agua desmineralizada

$$T_{18} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{18} = P_{17} \text{ bar}$$

$$h_{18} = h [\text{'Water'} ; T = T_{18} ; P = P_{18}]$$

$$S_{18} = s [\text{'Water'} ; T = T_{18} ; P = P_{18}]$$

TANQUE DESAIREADOR CALDERA

Balance de masa en el TQ desaireador

$$\dot{m}_{19} + \dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} + \dot{m}_{22}$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{19}$$

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{30}$$

$$\dot{m}_{21} = 0,08 \cdot \dot{m}_{20}$$

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{23}$$

Punto 19: Condensados entrada desaireador

$$P_{19} = P_{22} \text{ bar}$$

$$h_{19} = h_{17}$$

$$X_{19} = x [\text{'Water'} ; P = P_{19} ; h = h_{19}]$$

$$T_{19} = T [\text{'Water'} ; P = P_{19} ; X = X_{19}]$$

$$S_{19} = s [\text{'Water'} ; X = X_{19} ; P = P_{19}]$$

Punto 20: Vapor baja presión de distribuidor de vapor

$$P_{20} = P_{22} \text{ bar}$$

$$h_{20} = h_{27}$$

$$T_{20} = T [\text{'Water'} ; P = P_{20} ; h = h_{20}]$$

$$S_{20} = s [\text{'Water'} ; h = h_{20} ; P = P_{20}]$$

Punto 21: Gases a la atmosfera

$$P_{21} = P_{22} \text{ bar}$$

$$X_{21} = 1$$

$$T_{21} = T [\text{'Steam'} ; P = P_{21} ; X = X_{21}]$$

$$h_{21} = h [\text{'Steam'} ; X = X_{21} ; P = P_{21}]$$

$$S_{21} = s [\text{'Steam'} ; X = X_{21} ; P = P_{21}]$$

Punto 22: Agua alimentación a caldera

$$P_{22} =$$

bar

$$X_{22} = 0$$

$$T_{22} = T [\text{'Water'} ; P = P_{22} ; X = X_{22}]$$

$$h_{22} = h [\text{'Water'} ; X = X_{22} ; P = P_{22}]$$

$$S_{22} = s [\text{'Water'} ; X = X_{22} ; P = P_{22}]$$

EYECTOR

$$\dot{m}_{23} = 0,1 \cdot \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_6 \text{ ton/h}$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{23} + \dot{m}_{24} \text{ ton/h}$$

Punto 23: Líquido subenfriado de agua alimentación

$$P_{23} = P_1 \text{ bar}$$

$$T_{23} = T_1$$

$$h_{23} = h_1$$

Punto 24: Vapor baja presión de distribuidor de vapor

$$h_{24} = h_6$$

$$P_{24} = P_{25}$$

$$T_{24} = T [\text{'Steam'} ; h = h_{24} ; P = P_{24}]$$

Punto 25: Vapor sellos turbina

$$T_{25} =$$

°C

$$P_{25} =$$

bar

$$h_{25} = h [\text{'Steam'} ; T = T_{25} ; P = P_{25}]$$

$$S_{25} = s [\text{'Steam'} ; T = T_{25} ; P = P_{25}]$$

ENFRIADOR DE VAPOR

Balace de masa enfriador de vapor

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_{26} = \dot{m}_{27}$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{26}$$

Punto 26: Condensado a enfriador de vapor

$$P_{26} = P_9 \text{ bar}$$

$$h_{26} = h_{17}$$

$$T_{26} = \frac{h_{26}}{4,187} \text{ °C}$$

Punto 27: Vapor a distribuidor vapor bp

$$T_{27} = 140 \text{ °C}$$

$$P_{27} = P_9 \text{ bar}$$

$$h_{27} = h [\text{'Steam'} ; T = T_{27} ; P = P_{27}]$$

DISTRIBUIDOR DE VAPOR BAJA PRESIÓN

Balace de masa DVBP

$$\dot{m}_{27} + \dot{m}_{28} = \dot{m}_{29} + \dot{m}_{30}$$

$$\dot{m}_{29} = 0,868 \cdot \dot{m}_9$$

$$\dot{m}_{28} = 0$$

Punto 28: Vapor baja presión de distribuidor de vapor de alta presión

$$P_{28} = P_9 \text{ bar}$$

$$h_{28} = h_7$$

$$T_{28} = T [\text{'Steam'} ; h = h_{28} ; P = P_{28}]$$

Punto 29: Vapor a procesos

$$\dot{m}_{34} = \dot{m}_{33} \cdot 0,02$$

Punto 35: Agua enfriamiento a compresores

$$\dot{m}_{35} = \dot{m}_{33} \cdot 0,1$$

INTERCAMBIADOR DE CALOR 40- 80

Punto 36: Vapor sobrecalentado de procesos

$$\dot{m}_{36} =$$

ton/h

$$P_{36} =$$

bar

$$T_{36} =$$

°C

$$h_{36} = h [\text{"Water"} ; T = T_{36} ; P = P_{36}]$$

Punto 37: Líquido subenfriado

$$\dot{m}_{37} = \dot{m}_{36}$$

$$P_{37} = P_{36}$$

$$T_{37} =$$

°C

$$h_{37} = h [\text{"Water"} ; T = T_{37} ; P = P_{37}]$$

Punto 38: Agua caliente entrada

$$T_{38} = T_{12} \text{ °C}$$

$$cp_{38} = 4,187 \text{ kJ/kg C}$$

Punto 39: Agua caliente salida

$$\dot{m}_{39} = \dot{m}_{38} \text{ ton/h}$$

$$T_{39} = 60$$

°C

$$Cp_{39} = cp_{38}$$

Punto 40: Agua caliente a MP-1

$$T_{29} = T_{27} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{29} = P_9 \text{ } \textit{bar}$$

$$h_{29} = h \left[\text{'Steam'} ; T = T_{29} ; P = P_{29} \right]$$

Punto 30: Vapor baja presión a tanque desaireador

$$P_{30} = P_9 \text{ } \textit{bar}$$

$$h_{30} = h_{20}$$

$$T_{30} = T \left[\text{'Steam'} ; h = h_{30} ; P = P_{30} \right]$$

ESTANQUE DE AGUA CRUDA

Punto 31: Agua cruda

$$\dot{m}_{31} = \dot{m}_{16} + \dot{m}_{32} \text{ } \textit{ton/h}$$

$$P_{31} = 1,014$$

$$X_{31} = 0$$

$$T_{31} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{31} = h \left[\text{'Water'} ; T = T_{31} ; X = X_{31} \right]$$

TORRE DE ENFRIAMIENTO

Punto 32: Agua industrial entrada

$$\dot{m}_{32} + \dot{m}_{33} = \dot{m}_{35} + \dot{m}_{34} + \dot{m}_{11} \text{ } \textit{ton/h}$$

$$P_{32} = P_{31} \text{ } \textit{bar}$$

$$T_{32} = T_{31} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{32} = h \left[\text{'Water'} ; T = T_{32} ; P = P_{32} \right]$$

Punto 33: Agua caliente entrada

$$\dot{m}_{33} + \dot{m}_{36} + \dot{m}_{40} = \dot{m}_{12} \text{ } \textit{ton/h}$$

$$P_{33} = P_{32} \text{ } \textit{bar}$$

$$T_{33} = T_{12} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{33} = h \left[\text{'Water'} ; T = T_{33} ; P = P_{33} \right]$$

Punto 34: Agua evaporada y purgas

$$\dot{m}_{40} = 0,5 \cdot \dot{m}_{12} \text{ ton/h}$$

$$T_{40} = T_{12}$$

$$X_{40} = 0$$

$$cp_{40} = Cp \text{ ["Water" ; T = } T_{40} \text{ ; X = } X_{40} \text{]}$$

Calor rechazado por el vapor en el intercambiador

$$Q_{\text{Intercambiador}} = \dot{m}_{36} \cdot [h_{36} - h_{37}] \cdot \frac{1}{3600}$$

Flujo de agua para enfriamiento

$$Q_{\text{Intercambiador}} = \dot{m}_{38} \cdot cp_{38} \cdot [T_{39} - T_{38}] \cdot \frac{1}{3600}$$

Rendimiento condensador

$$Q_{\text{Máximo},2} = \dot{m}_{38} \cdot cp_{38} \cdot \left[\frac{T_{36} - T_{38}}{3600} \right]$$

$$\eta_{\text{Int.},\text{Máximo}} = \frac{Q_{\text{Intercambiador}}}{Q_{\text{Máximo},2}} \cdot 100$$

Eficiencia intercambiador por NUT

$$TA_2 = T_{37} - T_{38}$$

$$TB_2 = T_{36} - T_{39}$$

$$TML_2 = \frac{TA_2 - TB_2}{\ln \left[\frac{TA_2}{TB_2} \right]}$$

$$A_{\text{TransferenciaINT}} = \pi \cdot 0,0159 \cdot 2,9 \cdot 180$$

$$U_{\text{INT}} = \frac{Q_{\text{Intercambiador}}}{A_{\text{TransferenciaINT}} \cdot TML_2 \cdot F_2}$$

F₂

$$C_{\text{min},2} = \dot{m}_{39} \cdot Cp_{39}$$

$$C_{\text{máx},2} = \dot{m}_{39} \cdot \left[\frac{h_{36} - h_{37}}{T_{36} - T_{37}} \right]$$

$$C_r = \frac{C_{\text{min},2}}{C_{\text{máx},2}}$$

$$NUT_2 = \frac{A_{\text{TransferenciaINT}} \cdot U_{\text{INT}} \cdot 3,6}{C_{\text{min},2}}$$

$$R_1 = 1 + \exp \left[-NUT_2 \cdot (1 + C_r^2)^{(1/2)} \right]$$

$$R_2 = 1 - \exp \left[-NUT_2 \cdot (1 + C_r^2)^{(1/2)} \right]$$

$$\eta_{\text{Int.},\text{NUT}} = 2 \cdot \left[1 + C_r + (1 + C_r^2)^{(1/2)} \cdot \frac{R_1}{R_2} \right]^{-1} \cdot 100$$

TABLA DE ARREGLOS

Punto 1

$$h_1 = h_1$$

$$S_1 = S_1$$

Punto 5'

$$h_2 = h'_5$$

$$S_2 = S'_5$$

Punto 8

$$h_4 = h_8$$

$$S_4 = S_8$$

Punto 9

$$h_5 = h'_9$$

$$S_5 = S'_9$$

Punto 10

$$h_6 = h'_{10}$$

$$S_6 = S'_{10}$$

Punto 13

$$h_7 = h_{13}$$

$$S_7 = S_{13}$$

Punto 14

$$h_8 = h_{14}$$

$$S_8 = S_{14}$$

10.3) ALFACOND 600-FM

Technical specification

Cliente : Papeles Bío-Bío S.A.
Modelo : AlfaCond 600-FM
Project: : Reducción consume hídrico
Item : AC **Fecha** : 27-07-2013

Fluido		Water-Steam	Agua
Caudal másico	kg/h	15000	578400
Fluid Condensed/Vapourized	kg/h	15000	0.000
Temperatura entrada	°C	51.5	24.0
Temperatura salida(vapor/liquid)	°C	47.0/42.6	39.0
Operating pressure (Entrada/Salida)	bara	0.134/0.107	
Pérdida de carga (Perm/Calculate)	kPa	2.68/2.67	100/25.3
Velocity Connection (Entrada/Salida)	m/s	159/0.119	3.29/3.30
Calor Intercambiado	kW	10080	
Area Transferencia Calor	m ²	138.6	
C.G.T.C. Limpio	W/(m ² *K)	5121	
C.G.T.C. Servicio	W/(m ² *K)	4254	
Fouling Resistance * 10000	m ² *K/W	0.0	
Exceso superficie adicional	%	20	
Mean Temperature Difference	K		
Dirección relativa de los fluidos		Contracorriente	
No. de placas		200	
No. de placas efectivas		198	
Número de pasos		1	1
Capacidad ampliación		55	
Material de placa / Thickness		ALLOY 316 / 0.60 mm	
Material de cierre		Soldada	NBRP GLUED
Junta anular		NBRP	
Material conexión		Ac. Inoxidable	Ac. Inoxidable
Diámetro conexión		See drawing	See drawing
Orientación conexiones		S1 -> S2/S3	S5 <- S4
Código de recipientes a presión		PED	
Rating brida		DIN PN10	
Presión diseño	bar	3.0	3.0
Presión de prueba	bar	3.9	3.9
Temperatura diseño	°C	55.0	40.0
Largo x ancho x alto exterior	mm	3395 x 888 x 2870	
Volumen líquido	dm ³	1404.00	518.80
Peso neto, vacío/operación Flooded	kg	4060 / 4720 / 5950	
Packed weight (SKID STAND)	kg	4261	
Volumen interno	m ³	10.0	
largo x ancho x alto	mm	3000 x 1040 x 3200	

Funcionamiento condicionado a la exactitud de los datos del cliente y su capacidad para suministrar equipo

Data, specifications, and other kind of information of technological nature set out in this document and submitted by Alfa Laval to you (Proprietary Information) are intellectual proprietary rights of Alfa Laval. The Proprietary Information shall remain the exclusive property of Alfa Laval and shall only be used for the purpose of evaluating Alfa Lavals quotation. The Proprietary Information may not, without the written consent of Alfa Laval, be used or copied, reproduced, transmitted or communicated or disclosed in any other way to a third party.

Composición fluido

Lado Caliente
Water-Steam
 Condensando

Lado Frio
Agua
 Liquid Heating

Water-Steam = 15000 kg/h
 inlet v/l 15000/0.000
 outlet v/l 0.000/15000

Water = 578400 kg/h
 inlet v/l 0.000/578400
 outlet v/l 0.000/578400

Physical Properties

(inlet/outlet)	Lado Caliente Liquido	Vapor	Lado Frio Liquido	Vapor
Dens	986.1/988.0	0.0895/0.0727	996.3/991.2	
Calor esp.	4.173/4.174	1.867/1.866	4.187/4.177	
Visc	0.533/0.575	0.0100/0.0098	0.916/0.667	
Th.Cond	0.644/0.639	0.0200/0.0198	0.609/0.629	1/} *** Error: Expected '}'
*** Fl				
Bub. p.		51.5/51.5		
Dew p.		51.5/51.5		
Peso Mol.		18.02/18.02		
Pr. Cr.		221.29/221.29		
Temp.Cr.		374.1/374.1		
Lat.heat		2381.2/2392.1		

10.4) TS20-MFM

Technical specification

Cliente : Papeles Bío-Bío S.A.
Modelo : TS20-MFM
Project: : Reducción consumo de vapor
Item : Super H **Fecha** : 29-07-2013

Fluido		Water-Steam	Agua
Caudal másico	kg/h	5879	50000
Fluid Condensed/Vapourized	kg/h	5879	0.000
Temperatura entrada	°C	140.0	15.0
Temperatura salida(vapor/liquid)	°C	121.5/102.9	80.0
Operating pressure (Entrada/Salida)	bara	2.50/2.08	
Pérdida de carga (Perm/Calculate)	kPa	50.0/42.0	100/8.86
Velocity Connection (Entrada/Salida)	m/s	41.1/0.0580	0.466/0.479
Calor Intercambiado	kW	3773	
Area Transferencia Calor	m ²	8.5	
C.G.T.C. Limpio	W/(m ² *K)	7001	
C.G.T.C. Servicio	W/(m ² *K)	5986	
Fouling Resistance * 10000	m ² *K/W	0.0	
Exceso superficie adicional	%	17	
Mean Temperature Difference	K	74.2	
Dirección relativa de los fluidos		Contracorriente	
No. de placas		32	
No. de placas efectivas		30	
Número de pasos		1	1
Capacidad ampliación		35	
Material de placa / Thickness		ALLOY 316 / 0.50 mm	
Material de cierre		NBRP CLIP-ON	NBRP CLIP-ON
Material conexión		Ac. Inoxidable	Rubber NBR
Diámetro conexión		See drawing	See drawing
Orientación conexiones		S1 -> S2	S4 <- S3
Código de recipientes a presión		PED	
Rating brida		DIN PN10	
Presión diseño	bar	3.0	3.0
Presión de prueba	bar	3.9	3.9
Temperatura diseño	°C	140.0	80.0
Largo x ancho x alto exterior	mm	1180 x 740 x 1405	
Volumen líquido	dm ³	28.31	30.02
Peso neto, vacío/operación Flooded	kg	813 / 843 / 864	
Packed weight (SKID LYING)	kg	918	
Volumen interno	m ³	2.6	
largo x ancho x alto	mm	1800 x 910 x 1600	

Funcionamiento condicionado a la exactitud de los datos del cliente y su capacidad para suministrar equipo

Data, specifications, and other kind of information of technological nature set out in this document and submitted by Alfa Laval to you (Proprietary Information) are intellectual proprietary rights of Alfa Laval. The Proprietary Information shall remain the exclusive property of Alfa Laval and shall only be used for the purpose of evaluating Alfa Laval's quotation. The Proprietary Information may not, without the written consent of Alfa Laval, be used or copied, reproduced, transmitted or communicated or disclosed in any other way to a third party.

Composición fluido

Lado Caliente
Water-Steam
 Condensando

Lado Frio
Agua
 Liquid Heating

Water-Steam = 5879 kg/h
 inlet v/l 5879/0.000
 outlet v/l 0.000/5879

Water = 50000 kg/h
 inlet v/l 0.000/50000
 outlet v/l 0.000/50000

Physical Properties

(inlet/outlet)	Lado Caliente Liquido	Vapor	Lado Frio Liquido	Vapor
Dens	927.3/942.9	1.329/1.157	998.8/971.5	
Calor esp.	4.293/4.247	1.902/1.893	4.197/4.185	
Visc	0.198/0.230	0.0135/0.0128	1.14/0.353	
Th.Cond	0.689/0.688	0.0277/0.0257	0.595/0.670	1/} *** Error: Expected '}'
*** FI				
Bub. p.		127.5/127.5		
Dew p.		127.5/127.5		
Peso Mol.		18.02/18.02		
Pr. Cr.		221.29/221.29		
Temp.Cr.		374.1/374.1		
Lat.heat		2178.3/2195.8		

10.5) FLUJO DE CAJA

a) ALFACOND 600-FM

Ítem / Año	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ahorro anual		USD 70.844	USD 70.844	USD 70.844	USD 70.844	USD 70.844	USD 70.844	USD 70.844	USD 70.844	USD 70.844	USD 70.844
depreciación		-USD 8.800	-USD 8.800	-USD 8.800	-USD 8.800	-USD 8.800	-USD 8.800	-USD 8.800	-USD 8.800	-USD 8.800	-USD 8.800
total sin impuestos		USD 62.044	USD 62.044	USD 62.044	USD 62.044	USD 62.044	USD 62.044	USD 62.044	USD 62.044	USD 62.044	USD 62.044
Impuestos		-USD 10.547	-USD 10.547	-USD 10.547	-USD 10.547	-USD 10.547	-USD 10.547	-USD 10.547	-USD 10.547	-USD 10.547	-USD 10.547
Inversión	-USD 88.000										
Valor residual											USD 8.800
FLUJO DE CAJA	-USD 88.000	USD 60.296	USD 60.296	USD 60.296	USD 60.296	USD 60.296	USD 60.296	USD 60.296	USD 60.296	USD 60.296	USD 69.096

VAN	USD 285.886	
TIR	68,2%	
Payback simple	1,46	Años
RCB	325%	

b) TS20-MFM

Ítem / Año	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ahorro anual		USD 25.178	USD 25.178	USD 25.178	USD 25.178	USD 25.178	USD 25.178	USD 25.178	USD 25.178	USD 25.178	USD 25.178
depreciación		-USD 1.000	-USD 1.000	-USD 1.000	-USD 1.000	-USD 1.000	-USD 1.000	-USD 1.000	-USD 1.000	-USD 1.000	-USD 1.000
total sin impuestos		USD 24.178	USD 24.178	USD 24.178	USD 24.178	USD 24.178	USD 24.178	USD 24.178	USD 24.178	USD 24.178	USD 24.178
Impuestos		-USD 4.110	-USD 4.110	-USD 4.110	-USD 4.110	-USD 4.110	-USD 4.110	-USD 4.110	-USD 4.110	-USD 4.110	-USD 4.110
Inversión	-USD 10.000										
valor residual											USD 1.000
FLUJO DE CAJA	-USD 10.000	USD 21.067	USD 21.067	USD 21.067	USD 21.067	USD 21.067	USD 21.067	USD 21.067	USD 21.067	USD 21.067	USD 22.067

VAN	USD 119.836	
TIR	210,7%	
Payback simple	0,47	Años
RCB	1198%	

