

ESCUELA POLITECNICA NACIONAL

ESCUELA DE INGENIERIA

**ESTUDIO DE COGENERACION EN LA INDUSTRIA MADERERA
ENDESA**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCION DEL TITULO DE
INGENIERO ELECTRICO**

WALTER ANTONIO CAZARES TORRES

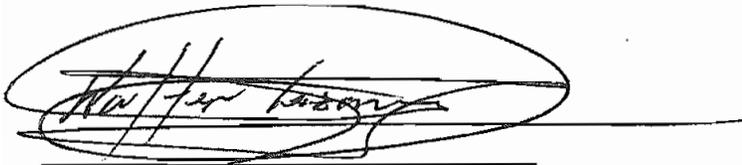
DIRECTOR: ING. MENTOR POVEDA

QUITO, DICIEMBRE 2001

DECLARACIÓN

Yo Walter Antonio Cazares Torres, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

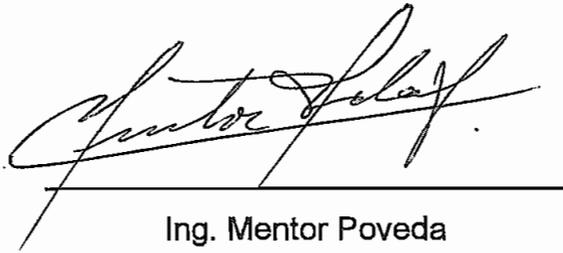
A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

A handwritten signature in black ink, enclosed within a hand-drawn oval. The signature is cursive and appears to read 'Walter Antonio Cazares Torres'. Below the signature is a horizontal line.

Walter Antonio Cazares Torres

CERTIFICACION

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por el señor Walter Antonio Cazares Torres, bajo mi responsabilidad.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Mentor Poveda', is written over a solid horizontal line. The signature is fluid and cursive.

Ing. Mentor Poveda
DIRECTOR DEL PROYECTO

DEDICATORIA

A mi Madre, Esposa e Hijas.

“ESTUDIO DE COGENERACION EN LA INDUSTRIA MADERERA ENDESA ”

CONTENIDO

Indice
Objetivo
Alcance

CAPITULO I LA COGENERACION

1.1	GENERALIDADES	1
1.2	TECNOLOGIAS DE COGENERACION INDUSTRIAL	3
1.2.1	TECNICAS FACTIBLES DE COGENERACION	3
1.2.2	ESPECIFICACIONES PRELIMINARES	6
1.2.3	MODELOS DE SISTEMAS DE COGENERACION	8

CAPITULO II PROYECTO DE COGENERACION EN LA INDUSTRIA MADERERA ENDESA

2.1	BALANCE ENERGETICO DEL COMBUSTIBLE DISPONIBLE	16
2.1.1	PODER CALORICO DE LA MADERA	16
2.1.2	PODER CALORICO SUPERIOR E INFERIOR	21
2.1.3	COMBUSTION DE LA MADERA	23
2.1.4	AUDITORIA DE COMBUSTIBLES PARA EL CASO ESPECIFICO DE ENDESA	27
2.1.5	AUDITORIA DE LA DEMANDA DE VAPOR	30
2.2	ANALISIS Y SELECCIÓN DE CALDERA	31
2.2.1	CONSIDERACIONES GENERALES	
2.2.2	PARTES FUNDAMENTALES DE LAS CALDERAS	32
2.2.3	ANALISIS ESTEQUIOMETRICO DE COMBUSTIBLE (MADERA)	43
2.2.4	CANTIDAD DE AIRE NECESARIO	50
2.2.5	CAPACIDAD DE LA CALDERA	54
2.2.6	SELECCIÓN DE LA NUEVA CALDERA	54
2.3	ANALISIS Y SELECCIÓN DEL TURBOGENERADOR	61
2.3.1	CONSIDERACIONES GENERALES	61
2.3.2	CONCEPTOS BASICOS	61

2.3.3.	CICLO DE CARNOT	65
2.3.4	CICLO RANKINE	67
2.3.5	TIPO DE CICLOS PARA GENERACION	70
2.3.6	TURBINAS DE VAPOR	74
2.3.7	PRINCIPIO DE ACCION Y REACCION APLICADO A LA TURBINA	78
2.3.8	SELECCIÓN PRELIMINAR DE LA TURBINA DE VAPOR	85
2.3.9	SELECCIÓN DE LA CAPACIDAD DE LA TURBINA DE VAPOR	87
2.3.10	SECUENCIA BASICA DE PASOS A SEGUIR PARA CALCULAR DIMENSIONES DE ENTRADA DE VAPOR SALIDA DE CONDENSADO Y ETAPAS DE LA TURBINA, ETC.	90
2.3.11	CALCULO DE PARAMETROS DE TRABAJO DE LA TURBINA ESCOGIDA EN EL PRESENTE PROYECTO.	92
2.3.12	CARACTERISTICAS FINALES QUE DEBE TENER LA TURBINA	93
2.4	ANALISIS Y SELECCIÓN DE PLANTA DE AGUA, CONDENSADOR Y TORRE DE ENFRIAMIENTO	94
2.4.1	PLANTA DE AGUA	94
2.4.2	CONDENSADOR	106
2.4.3	TORRE DE ENFRIAMIENTO	129

CAPITULO III

PLANIFICACION DE LA OPERACIÓN DEL SISTEMA DE COGENERACION

3.1	DISTRIBUCION Y RACIONALIZACION DEL CONSUMO ENERGETICO INTERNO.- (Energía térmica y eléctrica)	153
3.1.1	INCORPORACION COGENERACION	153
3.1.2	RACIONALIZACION DE LAS INSTALACIONES DE VAPOR Y ELECTRICIDAD.	165
3.2	ADMINISTRACION INTERNA DE ENERGIA ELECTRICA	180
3.2.1	DISPOSICION DE INSTRUMENTOS EN EL SISTEMA DE DISTRIBUCION	180
3.2.2	ANALISIS DE CURVAS DE DEMANDA Y FACTOR DE POTENCIA	181
3.3	MONITOREO DE LA EFICIENCIA ENERGETICA EN LA FABRICA ENDESA	204
3.3.1	ANALISIS ESTADISTICO	204
3.3.2	PROCEDIMIENTO DE MEDICION DE LA EFICIENCIA ENERGETICA	205
3.4	MEJORA DE LA EFICIENCIA GENERAL DEL SISTEMA	208

CAPITULO IV OPERACIÓN EN PARALELO CON LA RED PUBLICA

4.1	SISTEMA DE PROTECCIONES	213
4.1.1	CONDICIONES DE OPERACION Y RESTRICCIONES	213
4.1.2	FILOSOFIA DE LAS PROTECCIONES	216
4.1.3	DESCRIPCION DE LAS PROTECCIONES	218
4.1.4	PROTECCIONES DEL SISTEMA DE TURBOGENERACION	223
4.1.5	ANALISIS DE CORTOCIRCUITOS EN BARRAS DE ALIMENTACION DE LA FABRICA ENESA	224
4.2	DESCRIPCION DEL CONTROL	235
4.2.1	CONEXIÓN DEL PRIMER GRUPO A BARRAS (CONDICION DE BARRA MUERTA)	235
4.2.2	SINCRONIZACION EN MODO DE OPERACION AUTOMATICO	237

CAPITULO V ANALISIS ECONOMICO

5.1	MARCO REGULATORIO	244
5.2	ASPECTOS TECNICO ECONOMICOS	248
5.3	ALTERNATIVAS DE OPERACIÓN	252
5.4	EVALUACION ECONOMICA	242
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	259

ANEXO 1

IINDICE DE PLANOS CAPITULO II

INDICE DE PLANOS CAPITULO III

ANEXO 2

INDICE DE PLANOS CAPITULO IV

ANEXO 3

CUADROS DE ANALISIS DE COSTOS CAPITULO V

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1	Poder calorífico de desperdicios de madera	16
Tabla 2.2	Poder calorífico de diferentes tipos de madera, (1.3)	18
Tabla 2.2	Poder calorífico de diferentes tipos de madera, (2.3)	19
Tabla 2.2	Poder calorífico de diferentes tipos de madera, (3.3)	20
Tabla 2.3	Auditoría de desperdicios disponibles (combustible) Tabulado en 310 días	29
Tabla 2.4	Demanda de vapor saturado total en todas las máquinas del proceso industrial	30
Tabla 2.5	Composición elemental de un combustible sólido	43
Tabla 2.6	Composición de aire seco	45
Tabla 2.7	Productos de la combustión, en combustión ideal	47
Tabla 2.8	Porcentaje en peso de los productos de la combustión. Base húmeda	48
Tabla 2.9	Porcentaje en peso de los productos de la combustión. Base seca	48
Tabla 2.10	Porcentaje en volumen de los productos de la combustión	48
Tabla 2.11	Características básicas para seleccionar la Caldera # 2.	59
Tabla 2.12	Clasificación de turbinas de vapor	75
Tabla 2.13	Valores referenciales del consumo de vapor por kWh	89
Tabla 2.15	Valores máximos permitidos de sales y minerales en el agua de alimentación de calderos, productores de vapor para turbinas.	94
Tabla 2.16	Características físico-químicas del agua del pozo # 1 y pozo # 2.	96
Tabla 2.17	Temperatura de vapor saturado	125
Tabla 2.18	Caudal por cada tubo de 1 pie/seg., de velocidad	125
Tabla 2.19	Valor del factor (a)	126
Tabla 2.20	Factor de corrección por material del tubo. Factor (b)	126
Tabla 2.21	Factor corrección entrada agua de circulación. Factor (F)	126
Tabla 2.22	Valores de R correspondientes al factor K.	127
Tabla 2.23	Características técnicas del Condensador	128
Tabla 2.24	Selección del modelo de torre de enfriamiento según CT1	149
Tabla 2.25	Selección final de la torre de enfriamiento.	152
Tabla 3.1	Características y valores de funcionamiento de Calderas 1 y 2	159
Tabla 3.2	Parámetros máximos permitidos en gases contaminantes	160
Tabla 3.3	Valores calculados en base a caracterizaciones medidas de gases nocivos, para aplicación de multas.	162
Tabla 3.4	Evaluación de ahorro al cambiar motores de baja eficiencia por alta eficiencia.	179
Tabla 3.5	Análisis consumo de energía Vs. Producción de tableros.	207
Tabla 3.6	Nueva auditoría de combustibles disponibles	208
Tabla 3.7	Facturación del ahorro de energía	211
Tabla 5.1	Precio kWh en Centrales no convencionales	247

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Tipos básicos de sistemas de cogeneración	3
Figura 1.2	Optimización de energía eléctrica	4
Figura 1.3	Optimización de energía térmica	5
Figura 1.4	Autoabastecimiento térmico con respaldo de energía eléctrica	5
Figura 1.5	Generación, transmisión, distribución y utilización de energía eléctrica, M.Conv.	6
Figura 1.6	Esquema típico de turbina a contrapresión.	7
Figura 1.7	Esquema típico de turbina a condensación	8
Figura 1.8	Sistema topping con turbina de vapor a contrapresión	9
Figura 1.9	Sistema topping con turbina de vapor a contrapresión (Varias salidas)	10
Figura 1.10	Sistema topping con turbina de vapor a condensación y alimentación independiente de vapor para proceso	11
Figura 1.11	Sistema topping con turbina de gas y caldera de recuperación	12
Figura 1.12	Sistema topping con turbina de gas y aprovechamiento de gases calientes para proceso	13
Figura 1.13	Típico sistema bottoming	14
Figura 1.14	Sistema de cogeneración con ciclo combinado	15
Figura 2.1	Poder calórico inferior en funciones de la humedad de la madera referida a los pesos anhidro y húmedo, respectivamente	23
Figura 2.2	Diagrama de flujo de fabricación y generación de desperdicios.	28
Figura 2.3	Partes de un generador de vapor	33
Figura 2.4	Efecto sobre la eficiencia energética al utilizar economizadores	40
Figura 2.5	Recuperación de calor en un precalentador de aire	42
Figura 2.6	Aire atmosférico húmedo	46
Figura 2.7	Relación CO ₂ , O ₂ y exceso de aire en combustión de madera	50
Figura 2.8	Relación entre el coeficiente de exceso de aire y la proporción de CO ₂ de los humos en la combustión total de diferentes combustibles.	52
Figura 2.9	Relación entre el aire necesario y la proporción de anhídrido carbónico de los humos en la combustión completa para diversos combustibles	53
Figura 2.10	Disposición anterior y actual de la instalación de la caldera # 1, # 2 y # 3.	60
Figura 2.11	Ciclo Carnot	66
Figura 2.12	Ciclo Rankine original	68
Figura 2.13	Ciclo térmico Rankine en el sistema aplicado en la presente tesis	69
Figura 2.14	Ciclo de recalentamiento de vapor en turbinas instaladas en cascada.	73
Figura 2.15	Vista interna de una turbina a condensación	76
Figura 2.16	Secuencia de cálculos termodinámicos	91
Figura 2.14	Características técnicas de Turbogenerador	93
Figura 2.17	Vista general de un filtro de arena tipo gravedad.	98
Figura 2.18	Disposición y medidas de un filtro de arena a presión.	100
Figura 2.19	Disposición y medidas de un ablandador a presión.	101
Figura 2.20	Detalle de la conexión en paralelo de tres filtros de arena y tres ablandadores catiónicos ciclo sódico (Na)	102
Figura 2.21	Disposición interna de un filtro a presión y de un ablandador catiónico a presión.	103
Figura 2.22	Disposición de los ablandadores con resina catiónica y aniónica.	104
Figura 2.23	Conexión en paralelo de dos sistemas desmineralizadores.	105
Figura 2.24	Condensador dentro del ciclo térmico.	108
Figura 2.25	Partes del condensador de superficie	111
Figura 2.26	Condensador acoplado con sus respectivos eyectores.	115
Figura 2.27	Ciclo térmico completo	119
Figura 2.28	Relación de temperatura en un condensador.	121

Figura 2.29	Vista general de una torre de enfriamiento	132
Figura 2.30	Vista general de una torre atmosférica	135
Figura 2.31	Vista general de una torre de tiro natural.	136
Figura 2.32	Vista general de una torre de tiro forzado.	138
Figura 2.33	Vista general de una torre de enfriamiento de tiro inducido	139
Figura 2.34	Rango de enfriamiento y acercamiento	146
Figura 2.35	Curvas para selección del tipo de torre de enfriamiento.	148
Figura 3.1	Emisión de CO₂, en función de la relación (exceso de aire)	163
Figura 3.2	Curva Demanda Total (Período Semanal)	188
Figura 3.3	Curva Demanda Total (Día Lunes)	189
Figura 3.4	Curva Demanda Total (Día Martes)	190
Figura 3.5	Curva Demanda Total (Día Miércoles)	191
Figura 3.6	Curva Demanda Total (Día Jueves)	192
Figura 3.7	Curva Demanda Total (Día Viernes)	193
Figura 3.8	Curva Demanda Total (Día Sábado)	194
Figura 3.9	Curva Demanda Total (Día Domingo)	195
Figura 3.10	Curva Factor de potencia EEQSA. (Día Lunes)	196
Figura 3.11	Curva Demanda bloque de carga STB1 (Día Lunes)	197
Figura 3.12	Curva demanda bloque de carga STB2 (Día Lunes)	198
Figura 3.13	Curva Demanda bloque de carga STB3 (Día Lunes)	199
Figura 3.14	Curva Demanda bloque de carga STB4 (Día Lunes)	200
Figura 3.15	Curva Demanda bloque de carga STB5 (Día Lunes)	201
Figura 3.16	Curva Demanda bloque de carga STB6 (Día Lunes)	202
Figura 3.17	Curva Demanda bloque de carga STB7 (Día Lunes)	203
Figura 3.18	Layout del sistema de presecamiento de combustible húmedo	212
Figura 4.1	Análisis de cortocircuitos	225
.	.	.
.	.	.
Figura 4.23	Análisis de cortocircuitos	234
Figura 5.1	Diagrama de Sankey. Rendimiento del proceso de Cogeneración (Endesa)	250
Figura 5.2	Costo del proyecto de cogeneración	251
Figura 5.3	Disposición de bloques de costos que intervienen en el valor final de kWh generado.	254

OBJETIVO

Con el propósito de aprovechar al máximo los beneficios energéticos provenientes de los desperdicios que genera la industria maderera ENDESA y reducir la contaminación ambiental producida por la eliminación de los mismos; se decide poner en marcha el proyecto de COGENERACION, que tiene las siguientes ventajas:

- Aprovechamiento óptimo de la energía proveniente del combustible (madera); produciendo simultáneamente vapor, para el proceso industrial y generación de energía eléctrica.
- La mejor manera de hacer más competitiva a ésta empresa manufacturera, por los ahorros energéticos y económicos que hasta ahora no han sido utilizados.
- Incremento de la producción de electricidad para autoabastecimiento industrial, complementando el suministro público de energía y procediendo a la comercialización de excedentes y respaldo para la negociación de las compras de energía.
- Aumento de la eficiencia en el uso del combustible utilizado, dando una mayor confiabilidad y optimización al suministro de energía eléctrica a través del control o eliminación de fluctuaciones inaceptables de voltaje y frecuencia.
- Disminución de presiones sobre el suministro público de energía debido a la producción de electricidad, mediante la puesta en paralelo con la red pública y al mismo tiempo reducción notable de los impactos negativos que ocasiona la contaminación sobre el medio ambiente.

ALCANCE

El proyecto que se desarrollará en ésta Tesis, es el sustento técnico de la central de cogeneración que se construye en la Fábrica Endesa, en donde el autor es responsable del diseño, dirección técnica del montaje y puesta en marcha de todo el equipo.

Para garantizar la eficiencia energética en la industria maderera Endesa, se propone el esquema de COGENERACION, cuyos conceptos generales son aplicados en la elaboración de este proyecto específico, con el fin de asegurar la satisfacción de sus necesidades de energía eléctrica utilizando sus propios recursos y coadyuvando a desarrollo industrial del país.

Partiendo de una exposición de los principios generales y de un análisis de las diferentes formas de COGENERACION, se determina el modelo sobre el cual se desarrolla el proyecto específico. (CAPITULO I).

Empleando agua como medio de trabajo en los ciclos Rankine, se procede a evaluar el tipo y cantidad de combustible disponible, obteniendo de la manera más eficiente, la mayor cantidad de energía para transformarla en energía mecánica, térmica y eléctrica al mismo tiempo. Estos resultados obtenidos, permiten seleccionar los equipos más adecuados para la producción de Energía Eléctrica. (CAPITULO II).

Es necesario que la energía térmica y eléctrica, que se está generando en esta planta industrial, materia específica de este estudio, se encuentra sometida a una correcta administración, distribución y operación, procurando obtener excedentes que puedan ser vendidos al sistema del servicio público. (CAPITULO III).

Debido a que el combustible utilizado (madera) no tiene un valor energético constante, sea por el tipo o debido al contenido de humedad, es imprescindible tener a la empresa pública como respaldo, para absorber en este caso la diferencia de la demanda, o recibiendo energía cuando el cogenerador industrial tenga sobrantes en su generación propia. Con el fin de obtener esta reciprocidad del servicio, se hace necesario la puesta en paralelo, entre la generación eléctrica particular y la red pública. Dicha relación debe ser estudiada a fin de plantearla en su mejor forma. (CAPITULO IV).

Finalmente se realiza un análisis del costo-beneficio, que involucra el desarrollo de esta obra concreta desde su planificación, compra de equipos, montaje, puesta en funcionamiento, operación y comercialización en lo que a compra y venta de energía se refiere. (CAPITULO V).

CAPITULO I

LA COGENERACION

1.1 GENERALIDADES

La cogeneración se define como: la generación simultánea en sitio de energía eléctrica y vapor de proceso o calor desde la misma planta; siendo además, una técnica que permite mejorar la eficiencia de la conversión existente de cualquier tipo de combustible a otra forma de energía como son calor y electricidad.

La cogeneración involucra a todos los sistemas que asocian la producción de vapor o calor utilizado en los procesos industriales con el calor o vapor utilizado en la generación de energía eléctrica.

Dependiendo del tipo de industria, los desperdicios de calor y energía térmica pueden ser utilizados en beneficio de la producción de electricidad sin perjudicar la eficiencia y rendimiento de los diferentes procesos industriales internos.

Existen muchos elementos en los sistemas de cogeneración que también se encuentran en centrales térmicas comunes, tales como combustibles utilizados, partes motrices que pueden ser turbinas a gas, turbinas a vapor, motores de combustión interna y generadores eléctricos.

La diferencia consiste en los métodos de aprovechamiento de la energía térmica según sea el proceso productivo, que puede ser utilizado directamente, o por medio de otros equipos que logren que ésta energía sea aprovechable.

Dependiendo de la posibilidad y capacidad de calor en cada industria y del sistema de aprovechamiento que se emplea para transformarlo en electricidad, la producción de energía eléctrica industrial con fines de mejorar la eficiencia deberá ser concebida mediante un enfoque de autoabastecimiento energético, con probabilidades de compartir sus excedentes con el suministro público en una forma consistente y a menor costo.

Entre las expectativas del mundo moderno del siglo XXI, sea por el crecimiento demográfico, o por el aumento inusitado de la demanda de energía que sirve

para mantener en acción a un mercado productivo cada vez más exigente y competitivo, se prevé un gran aumento en el consumo de combustibles derivados del petróleo, disminuyendo las reservas de éste recurso de una manera continua hasta llegar en un futuro no muy lejano a su final agotamiento. La tarea de encontrar métodos y formas de aprovechamiento energético al máximo posible, para lograr precios competitivos en los productos fabricados y a la vez prolongar la existencia de aquellos combustibles considerados como no renovables, resulta de importancia fundamental.

Adicionalmente las crisis económicas por las que atraviesan los países no desarrollados impiden realizar las inversiones requeridas, para incrementar la oferta de energía eléctrica y continuar siendo el motor del desarrollo económico. La falta de disponibilidad de fondos y recursos de las empresas estatales y sectoriales de energía eléctrica, además no permiten la creación de nuevas centrales de generación con sus respectivas infraestructuras.

Esta problemática puede ser aliviada permitiendo y facilitando la cogeneración particular de energía dentro de un adecuado marco legal en la mayoría de industrias, de tal manera que se logren aumentos considerables en la capacidad de cogeneración y a la vez reducción de las presiones que sufren las empresas eléctricas respecto al abastecimiento normal de energía eléctrica.

La cogeneración concebida desde una perspectiva futurista se puede aplicar en cualquier proceso de tecnología avanzada.

Para su desarrollo se requiere de una fuente de calor residual aprovechable en condiciones adecuadas para ser transformada y utilizada en generación térmica aplicada a procesos industriales.

Los métodos de cogeneración pueden además utilizar combustibles no tradicionales como: biomasa, residuos domésticos y en éste caso particular desperdicios de madera.

La tecnología utilizada tiene un precio inicial alto, pero su uso se justifica por las ventajas que representa el máximo aprovechamiento del poder calorífico de los residuos, haciendo posible la autogeneración de electricidad y la venta de excedentes a la red pública. Adicionalmente, los costos crecientes de la energía la hacen cada vez más rentable.

1.2 TECNOLOGIAS DE COGENERACIÓN INDUSTRIAL.

1.2.1 TECNICAS FACTIBLES DE COGENERACION.

La mayoría de los sistemas de cogeneración se denominan de acuerdo a los ciclos termodinámicos clásicos o a las máquinas empleadas, sin embargo en la actualidad se pueden clasificar por definición según la necesidad prioritaria de los equipos que se van a utilizar dentro de un proceso; dependiendo de lo que se produce primero: la energía eléctrica o la térmica.

Los sistemas de cabeza o **topping** producen energía eléctrica primero, y el calor de escape se recupera para producir energía térmica que es luego utilizada en los procesos industriales.

En los sistemas de cola o **bottoming** los combustibles son usados para producir energía térmica, que se aplica primero en los procesos industriales y el calor de escape es aprovechado a través de sistemas de recuperación para generar electricidad.

En la Figura 1.1¹ se presenta esquemáticamente la estructura de los 2 tipos fundamentales de cogeneración.

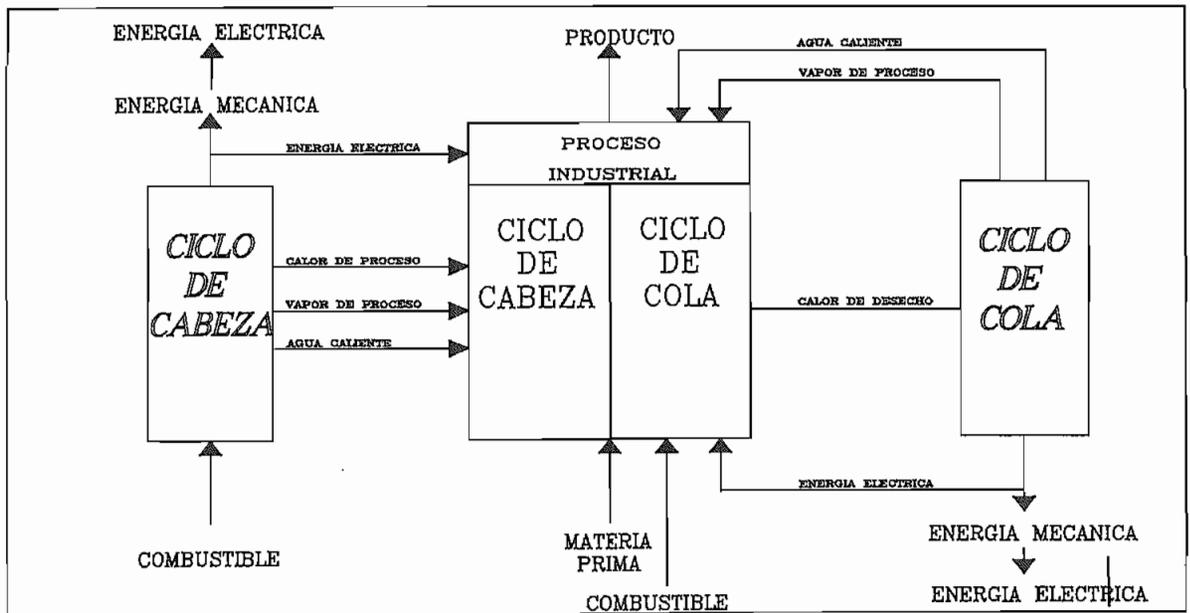


Figura 1.1: Tipos básicos de sistemas de cogeneración.

¹ Olade - GTZ, Seminario Regional marco legal y características económicas de la Cogeneración en América Latina y el Caribe, Conae, México, 1992Memorias: Seminario Regional marco legal y características económicas de la cogeneración en América Latina y el Caribe.

Las técnicas factibles que normalmente se utilizan en cogeneración dependen de:

- Balance o ciclo energético [combustible – vapor /energía térmica – generación eléctrica] .
- Capacidad de la energía calorífica útil en relación con la demanda térmica y eléctrica de la planta.
- Valores de presión, temperatura, caudal y calidad del vapor utilizados en el proceso industrial y en la generación eléctrica.
- Características del combustible utilizado (madera), cantidades disponibles, % de humedad, etc.
- Determinación del objetivo que debe cumplir la cogeneración como:
 - a.- Generación de energía eléctrica en cantidades necesarias para cumplir con la demanda interna de la planta y autoabastecimiento de energía térmica con posibilidades de utilizar o vender los excedentes a otros procesos industriales.

Figura 1.2 ¹.

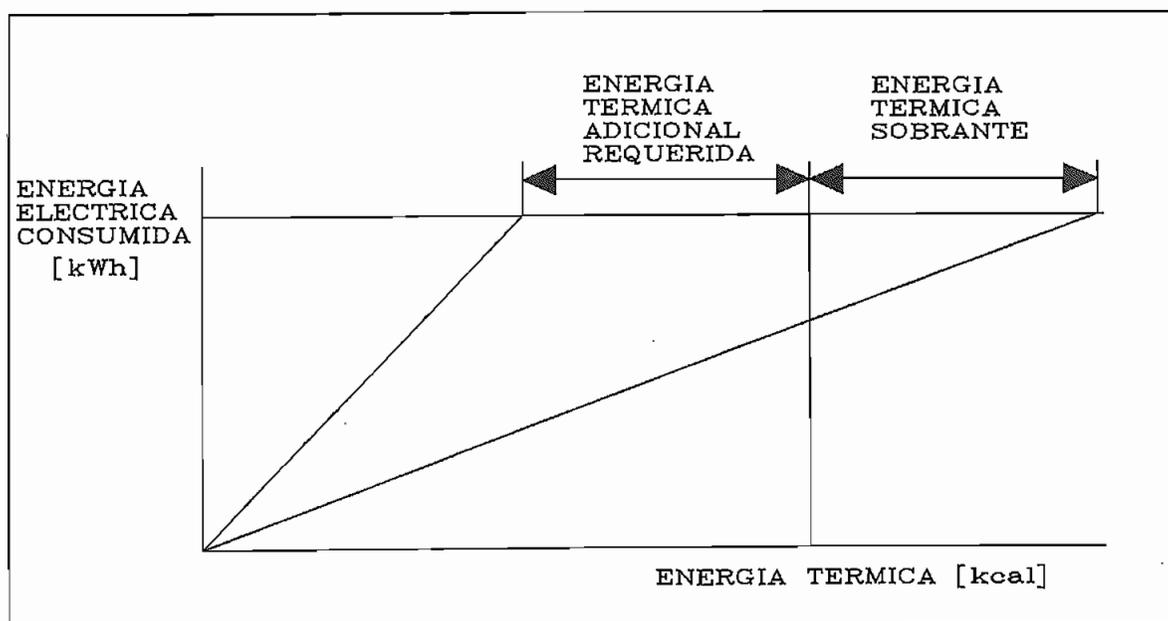


Figura 1.2: Optimización de energía eléctrica .

¹ Olade - GTZ, Seminario Regional marco legal y características económicas de la Cogeneración en América Latina y el Caribe, Conae, México, 1992Memorias: Seminario Regional marco legal y características económicas de la cogeneración en América Latina y el Caribe.

b.- Producción de energía térmica, cubriendo toda la demanda del proceso industrial y generación adicional de electricidad para autoabastecimiento con posibilidad de vender energía eléctrica sobrante. Figura 1.3¹.

c.- Producción de energía térmica necesaria para el proceso industrial, generando parte de la electricidad necesaria y completando el resto con el respaldo del suministro de la red pública. Figura 1.4¹.

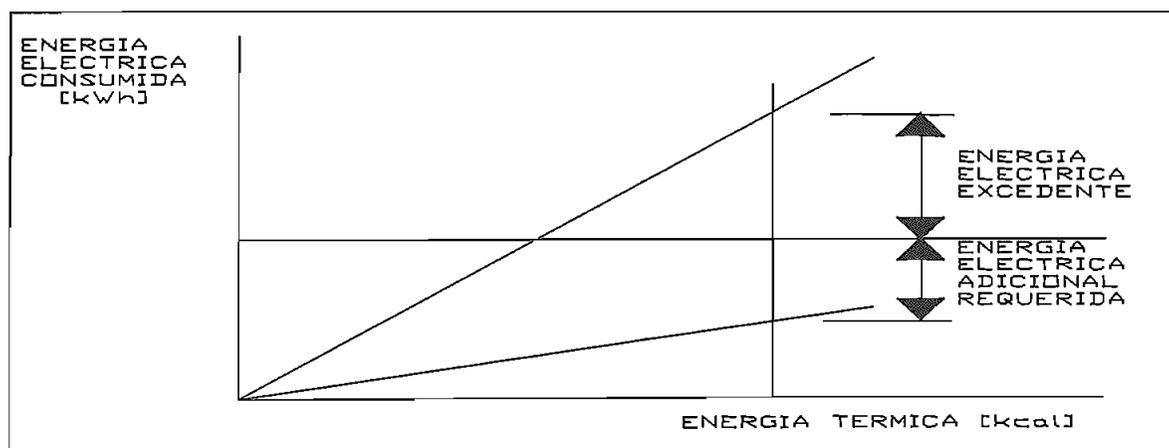


Figura 1.3: Optimización de energía térmica.

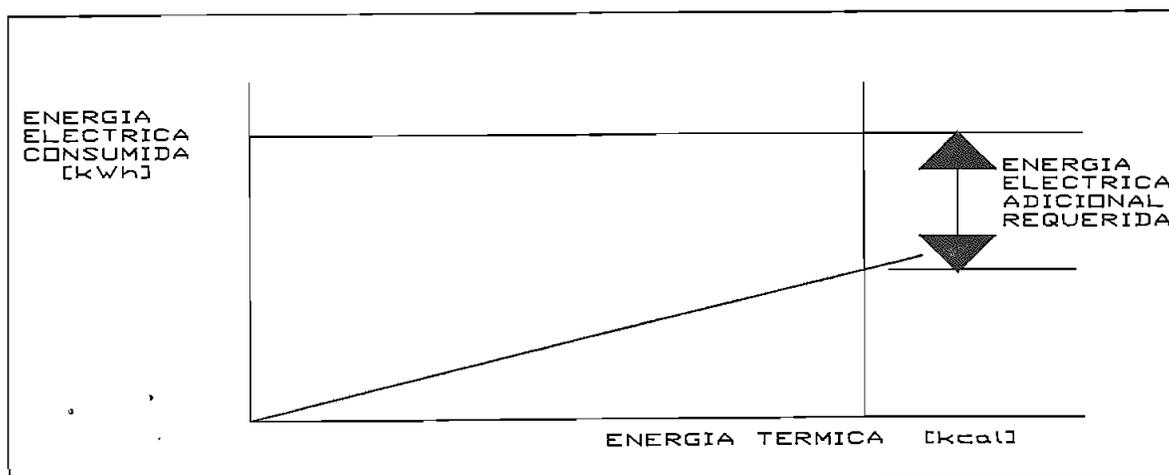


Figura 1.4: Autoabastecimiento térmico con respaldo de energía eléctrica.

¹ Olade - GTZ, Seminario Regional marco legal y características económicas de la Cogeneración en América Latina y el Caribe, Conae, México, 1992Memorias: Seminario Regional marco legal y características económicas de la cogeneración en América Latina y el Caribe.

1.2.2 ESPECIFICACIONES PRELIMINARES.

Para apreciar correctamente los esquemas de cogeneración se plantea inicialmente la aplicación tradicional del suministro de electricidad desde una central térmica hacia el sector industrial. Figura 1.5¹.

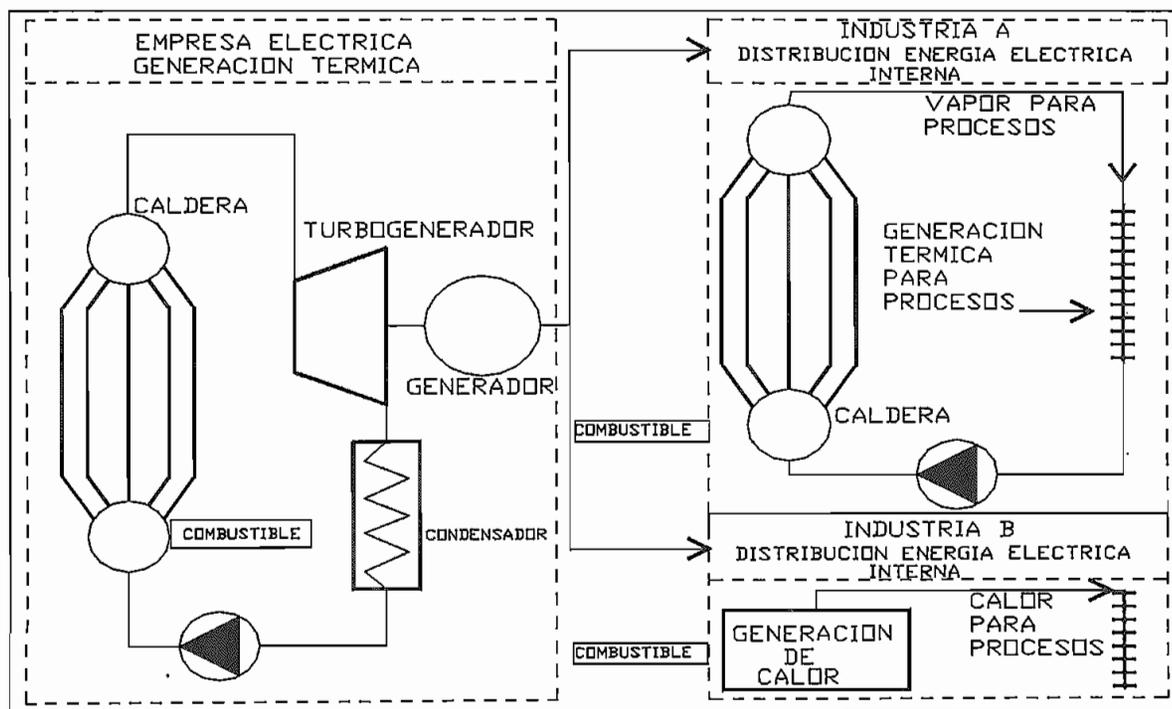


Figura 1.5: Generación, transmisión, distribución y utilización de energía eléctrica. (Modo convencional).

Las turbinas de vapor que se utilizan con mayor frecuencia son:

- A contrapresión
- A condensación

¹ Cuevas Salgado Luis, Cogeneración industrial en México, producción de electricidad, estado actual y perspectivas, Tesis de Post Grado, México, 1987, Pág. 65.

Las turbinas que trabajan a contrapresión tienen una o más salidas de vapor con valores de presión y temperatura diferentes que son aplicadas luego a varios procesos industriales. Figura 1.6¹.

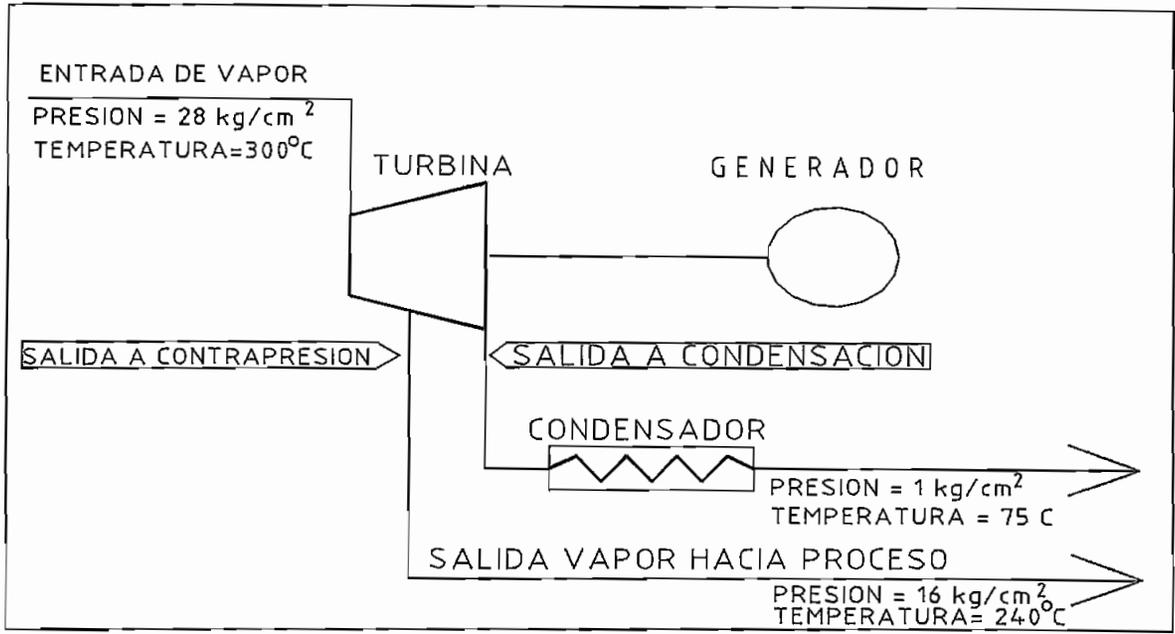


Figura 1.6: Esquema típico de turbina a contrapresión.

Las turbinas que trabajan a condensación tienen una salida de vapor, de preferencia al vacío con el fin de obtener mayor eficiencia en la producción de energía eléctrica.

La descarga de condensados de la turbina normalmente se utiliza para cerrar el ciclo térmico del proceso de generación eléctrica. No resulta aconsejable utilizar el agua condensada en procesos diferentes ya que al existir contrapresión disminuye notablemente el rendimiento del sistema de turbogeneración. Figura 1.7²

¹ Koblits Otavio, Generación Termoeléctrica en el Sector Maderero, Brazil, Pág. 8

² Koblits Otavio, Generación Termoeléctrica en el Sector Maderero, Brazil Pág. 9.

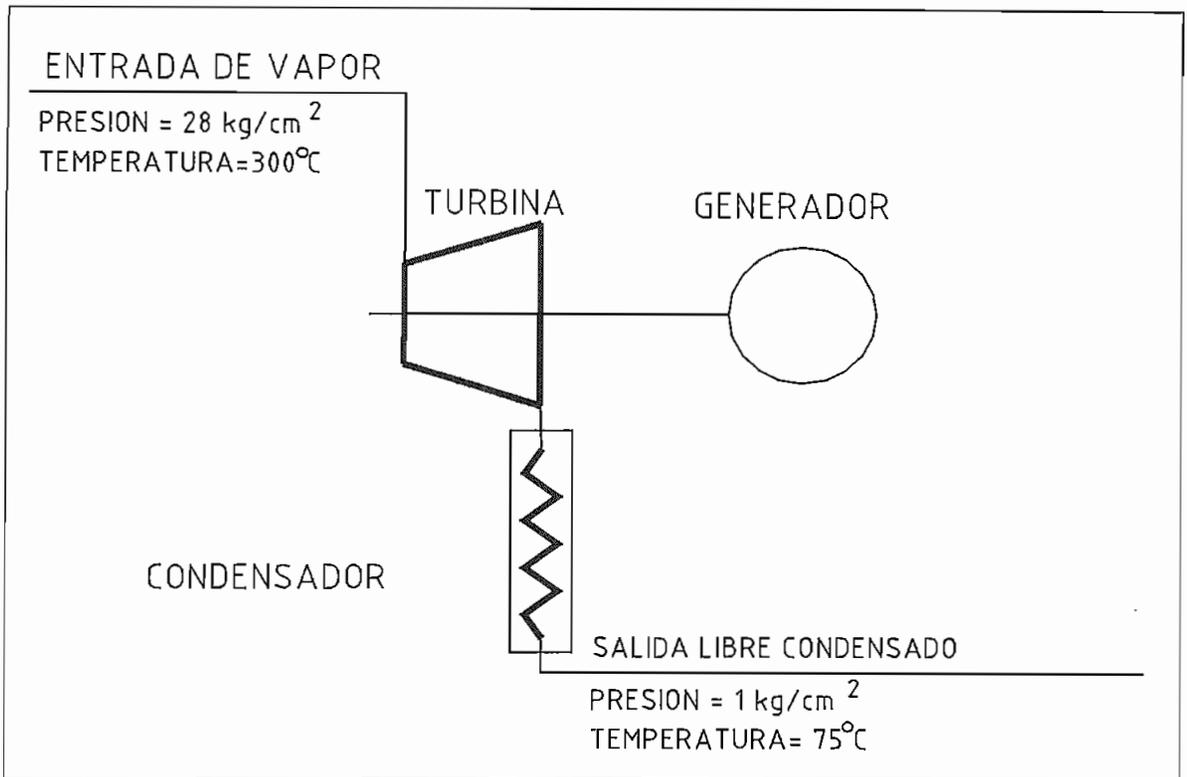


Figura 1.7: Esquema típico de turbina a condensación.

1.2.3 MODELOS DE SISTEMAS DE COGENERACION.

Modelo 1:

Sistema topping con turbina de vapor y a contrapresión con una salida para proceso. Figura 1.8¹.

La caldera es diseñada para producir vapor a presión y temperatura elevadas. Este vapor es alimentado a un turbogenerador que, luego de entregar energía, sale hacia el exterior a contrapresión con valores apropiados de presión y temperatura para luego ser aplicados a diferentes procesos industriales.

¹ Cuevas Salgado Luis, Cogeneración industrial en México, producción de electricidad, estado actual y perspectivas, Tesis de Post Grado, México, 1987, Pág. 66 .

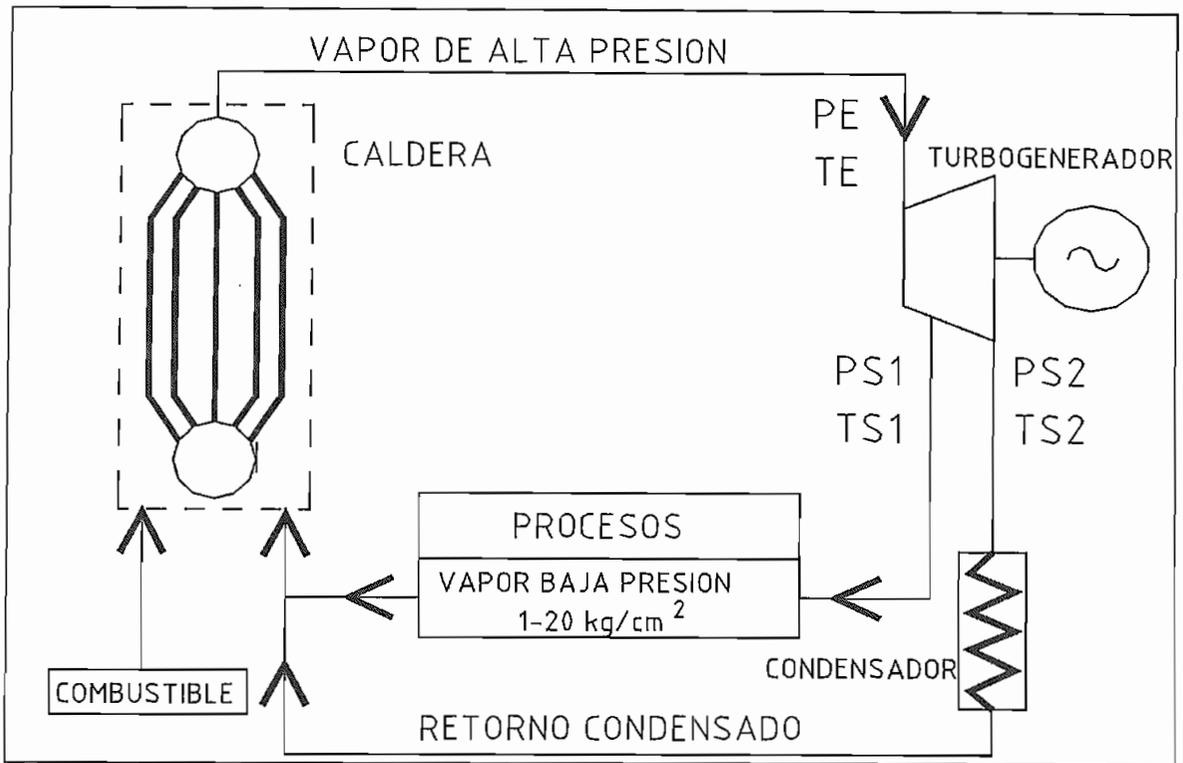


Figura 1.8: Sistema topping con turbina de vapor a contrapresión.

Modelo 2:

Sistema topping con turbina a contrapresión, con varias salidas y valores de presión y temperatura diferentes para ser utilizados en los diferentes procesos industriales. Figura 1.9¹.

La caldera proporciona vapor a presión y temperatura elevadas de la misma manera que en el Modelo 1.

La turbina que se aplica en este caso tiene 2 ó más salidas de vapor a contrapresión con valores diferentes en cada una de ellas (presión y temperatura), y que luego son utilizados en forma adecuada en dos ó más procesos productivos.

¹ Koblits Otavio, Generación Termoeléctrica en el Sector Maderero, Brazil, Pág. 10 .

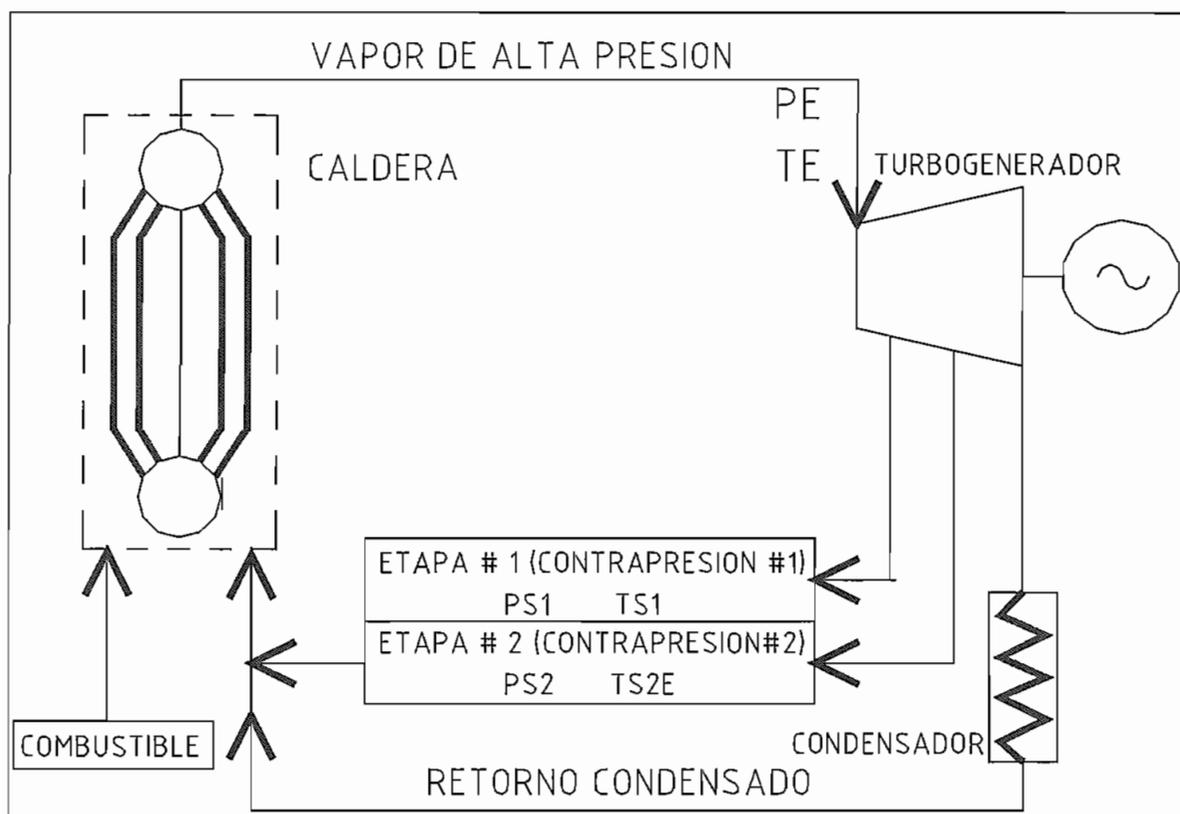


Figura 1.9: Sistema topping con turbina de vapor a contrapresión (Varias salidas).

Modelo 3:

Sistema topping con caldera y dos salidas. La una se conecta a un turbogenerador a condensación y la otra a diferentes procesos productivos industriales. Figura 1.10¹.

En ésta configuración la producción de vapor de la caldera se divide en dos salidas.

La primera consiste en obtener vapor a presión y temperatura elevadas (vapor sobrecalentado), para alimentar al turbogenerador a condensación y la segunda, aplica vapor saturado a presión y temperaturas adecuadas para los diferentes procesos productivos.

¹ Koblits Otavio, Generación Termoelectrica en el Sector Maderero, Brazil, Pág. 11 .

Este modelo es el que se aplica en el desarrollo de la presente tesis.

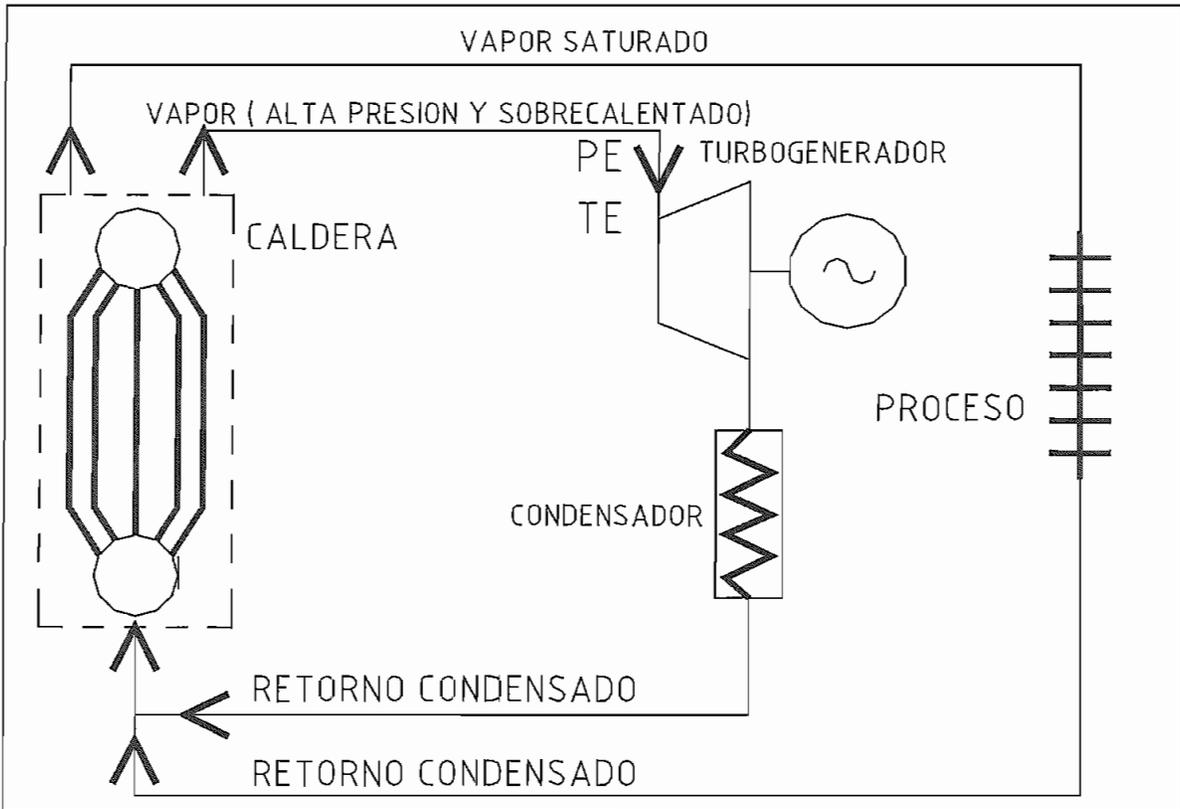


Figura 1.10: Sistema topping con turbina de vapor a condensación y alimentación independiente de vapor para proceso.

Modelo 4:

Sistema topping con turbina de gas para generación eléctrica y caldero de recuperación de calor para procesos. Figura 1.11¹.

En este modelo se produce electricidad por medio de la turbina de gas. Los gases calientes de desecho, son aprovechados por medio de una caldera de recuperación.

Esta caldera produce vapor que se aplica directamente a los procesos productivos.

¹ Cuevas Salgado Luis, Cogeneración industrial en México, producción de electricidad, estado actual y perspectivas, Tesis de Post Grado, México, 1987, Pág. 67 .

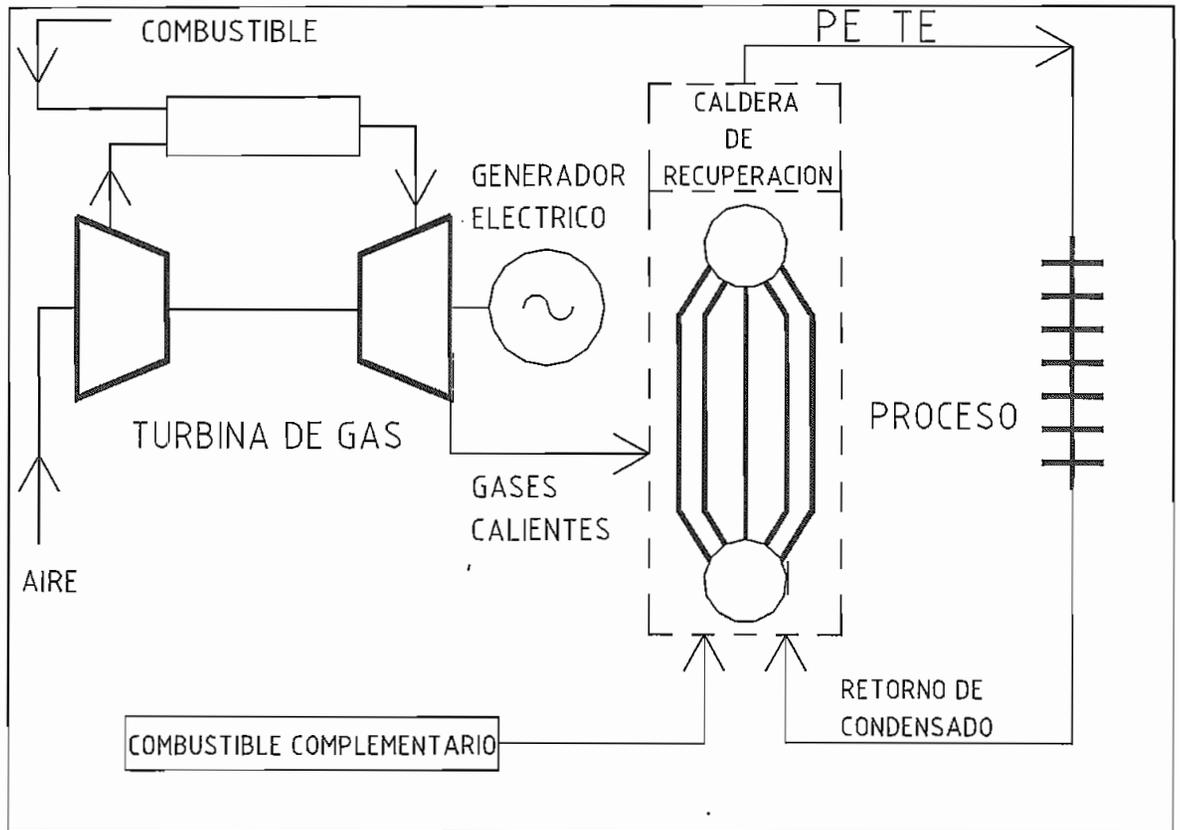


Figura 1.11: Sistema topping con turbina de gas y caldera de recuperación.

Modelo 5:

Sistema topping con turbina de gas para generación eléctrica y recuperación directa de los gases calientes (chimenea). Figura 1.12¹.

Estos gases calientes se aplican directamente en los diversos procesos productivos que demandan calor para su operación.

¹ Cuevas Salgado Luis, Cogeneración industrial en México, producción de electricidad, estado actual y perspectivas, Tesis de Post Grado, México, 1987, Pág. 68.

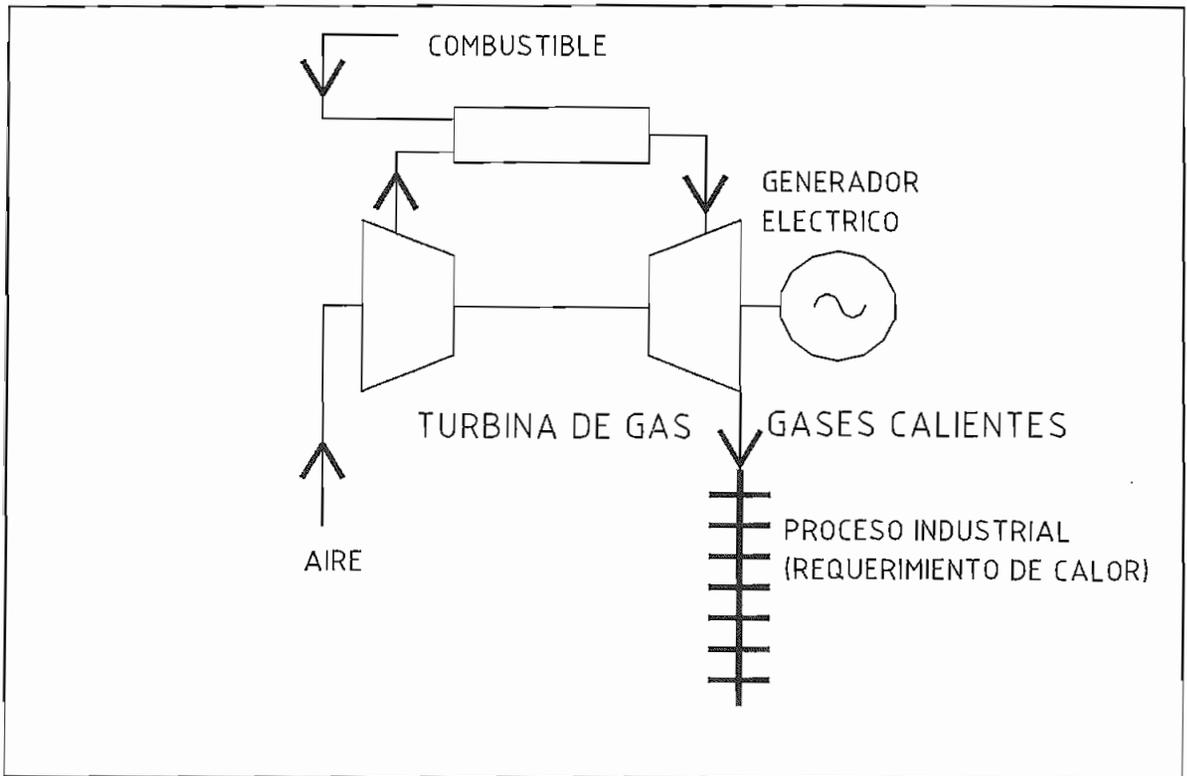


Figura 1.12: Sistema topping con turbina de gas y aprovechamiento de gases calientes para proceso.

Modelo 6:

Sistema bottoming que produce electricidad en ciclo Rankine. Aprovecha el calor de los gases calientes de escape de los procesos industriales por medio de calderas de recuperación. Figura 1.13¹.

El vapor producido por la caldera de recuperación acciona al turbogenerador que puede ser a condensación o a contrapresión.

¹ Cuevas Salgado Luis, Cogeneración industrial en México, producción de electricidad, estado actual y perspectivas, Tesis de Post Grado, México, 1987Post Grado, Cogeneración en México (Jesús Cuevas Salgado), Pág. 69 .

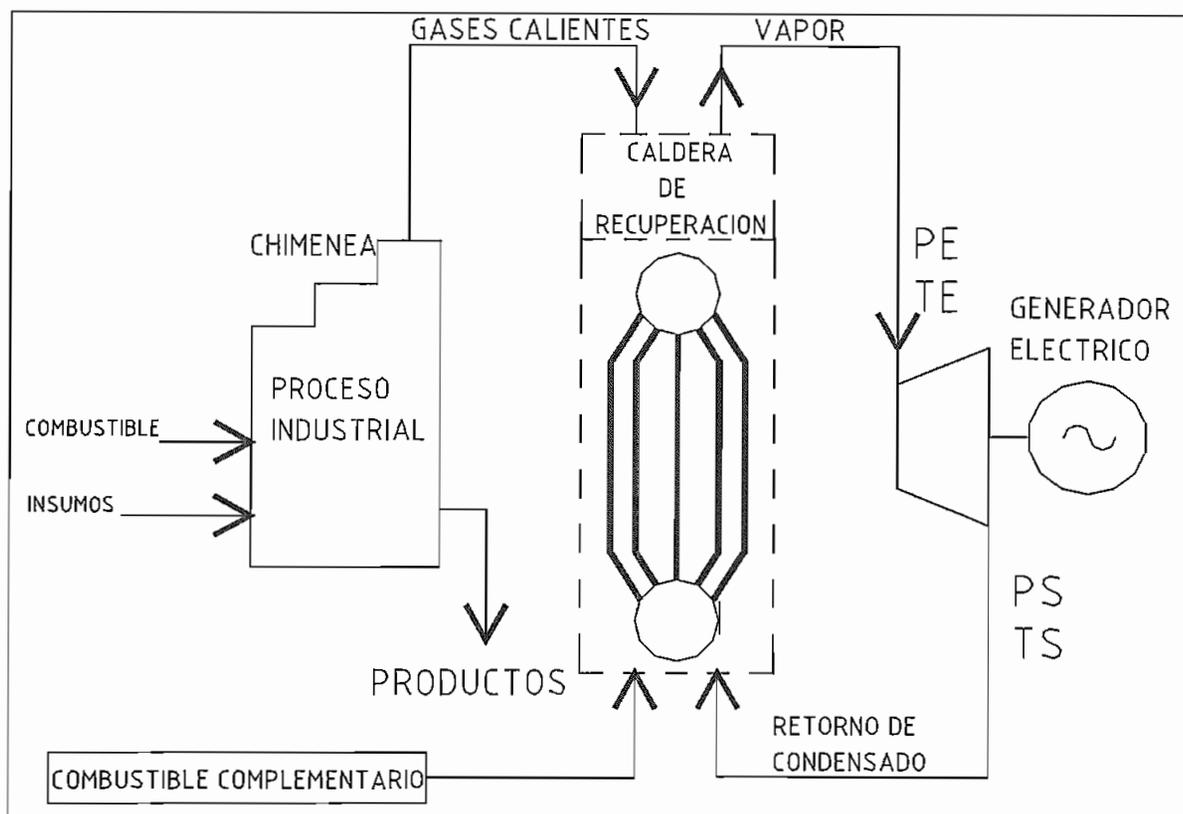


Figura 1.13 Típico sistema bottoming.

Modelo 7:

Sistema de ciclo combinado. Producción de electricidad con turbina de gas (primer paso), y generación nuevamente de electricidad con turbina de vapor (segundo paso), Figura 1.14¹.

Los gases calientes de escape de la primera etapa son capturados en cascada nuevamente por una caldera de recuperación que produce Vapor (segundo paso). Desde ésta caldera se alimenta una segunda turbina que puede ser a condensación o a contrapresión y que también genera energía eléctrica. La cogeneración recién comienza en las diferentes tomas que tiene la turbina, y de las cuales se toma vapor a cierta presión y flujo másico para emplearlos en algún proceso productivo.

¹ Cuevas Salgado Luis, Cogeneración industrial en México, producción de electricidad, estado actual y perspectivas, Tesis de Post Grado, México, 1987, Pág. 70 .

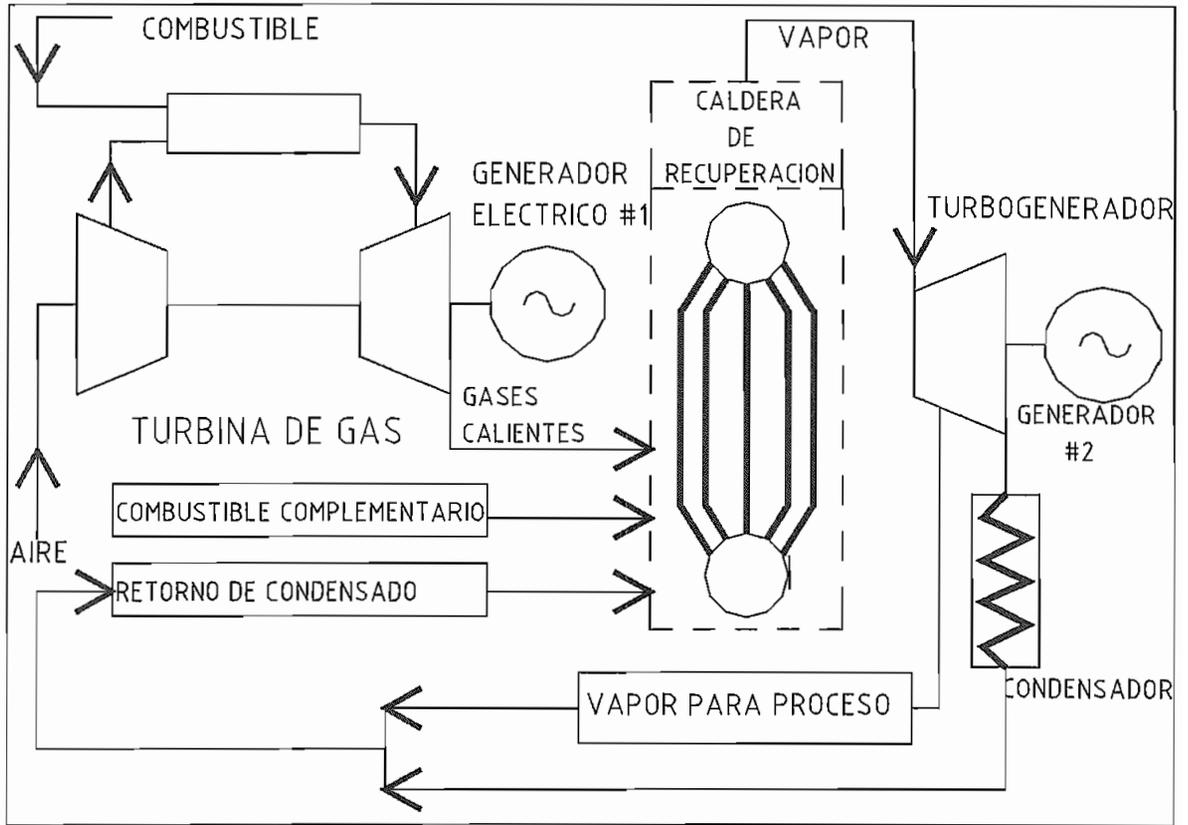


Figura 1.14 Sistema de cogeneración con ciclo combinado.

CAPITULO II

PROYECTO DE COGENERACION EN LA INDUSTRIA MADERERA ENDESA

2.1 BALANCE ENERGETICO DEL COMBUSTIBLE DISPONIBLE.

2.1.1 PODER CALORIFICO DE LA MADERA.

Se denomina poder calorífico a la cantidad de calor desprendido por kilogramo de combustible en combustión completa a la presión de 1 kg/cm² a cuyo efecto son enfriados de nuevo los productos de la combustión hasta la temperatura de partida (0 ° C)¹.

La madera tiene un valor calorífico levemente variable entre especies, debido al contenido de humedad, resinas, gomas y otras sustancias que varían en proporciones diferentes.

En la Tabla # 2.1² se muestran datos generales en las cuales se enmarcan los valores caloríficos de los distintos desperdicios de madera.

Tipo de desperdicio	Poder calorífico (Btu/Lb)
Madera	
Seca	8,600*- 9,200**
Secado por aire caliente	4,600 - 9,170
Verde	2,370 - 7,100
Corteza	
Seca	8,300 - 9,000
Mojada 80% de humedad	1,750

Tabla 2.1 Poder calorífico de desperdicios de madera

¹ Kollman Franz, Tecnología de la Madera y sus aplicaciones, J.P. Bergmann, Alemania, 1951, Pág. 261.

² Shield Carl, Calderas: Tipos, características y sus funciones, Editorial Continental, México, 1982, Pág. 165.

En la Tabla # 2.2 ¹ se encuentran detallados los diferentes poderes caloríficos para una amplia gama de especies de madera; y dentro de las cuales se hallan las que se utilizan en el presente proyecto .

¹ Kollman Franz, Tecnología de la Madera y sus aplicaciones, J.P. Bergmann, Alemania, 1951, Pág. 265 – 267.

Composición elemental y poder calorífico de diversas maderas húmedas y otros combustibles orgánicos afines										
Maderas		Peso	Contenido de				Poder calorífico inferior para			Investigadores
		específico	Carbono	Hidrógeno	Oxígeno y	Compo-	una humedad de:			
Especies	Calidades	aparente			Nitrógeno	nentes	x = 0 %	15-17%	25-28%	
		P o	C	H	O + N	Volátiles	u = 0 %	17,6-20,5%	33,3-38,9%	
		g/cm3	%	%	N= 1-2	%	Kcal/kg	Kcal/kg	Kcal/kg	
.Acer-speudoptanus	Leños (*) y palos (**)	0	0	0	0	0	4183	3540	0	1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross.
.Acer-speudoptanus	Leños	0,63	0	0	0	0	4306	0	0	3 Feher
Abedul		0	48,5	5,9	45,3	0	4805	0	0	4 Landolt - Bornstein
Abedul	Leños y palos	0	0	0	0	0	4506	3715	0	1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross.
Abedul	Leños y palos	0	0	0	0	0	4160	0	2970	5 Sonden
Haya		0	48,6	5,8	45	0	4802	0	0	4 Landolt - Bornstein
Haya	Leños y palos	0	0	0	0	0	4187	3461	0	1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross.
Haya	Palos	0	48,4	6,2	45,4	89,1	4380	0	0	6 Schlapfer
Haya	Leños y palos	0,66 - 0,72	0	0	0	0	4187	3421	2988	3 Feher
Roble		0	49,5	6	44,5	82,4	4356	0	0	6 Schlapfer
Roble	Leños y palos	0	0	0	0	0	4390	3676	0	1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross.
Roble	Ramas	0	0	0	0	0	0	3593	0	2 Fabricius y Gross.
Roble	Leños y palos	0,69 - 0,74	0	0	0	0	4244	3418	2988	3 Feher
Quercus cerris	Leños y palos	0,75 - 0,81	0	0	0	0	4216	3445	3012	3 Feher
Alnus glutinosa	Leños y palos	0	0	0	0	0	4316	3676	0	1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross.
Alnus glutinosa	Leños y palos	0,51 - 0,53	0	0	0	0	4294	3462	2973	3 Feher
Alnus incana	Leños y palos	0	0	0	0	0	4123	3505	0	1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross.
Fresno	Leños y palos	0	0	0	0	0	4255	3617	0	1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross.
Fresno	Leños	0,71	0	0	0	0	4402	0	0	3 Feher
Carpe	Palos	0	0	0	0	0	4062	3409	0	1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross.
Carpe	Palos y leños	0,77	0	0	0	0	4209	0	0	3 Feher
Castaño	Leños	0	0	0	0	0	4500	0	0	3 Feher
Cerezo		0	49,7	6	44,3	82,2	4426	0	0	6 Schlapfer
Cerezo	Leños	0,61	0	0	0	0	4264	0	0	3 Feher
Tilo	Leños	0	0	0	0	0	4474	0	0	3 Feher
Chopo (P.nigra)	Leños y palos	0	0	0	0	0	4129	3509	0	1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross.
Chopo (P.nigra)	Leños y palos	0,45	0	0	0	0	4281	0	0	3 Feher
Robinia		0	49,2	5,9	43,1	0	4798	0	0	4 Landolt - Bornstein
Robinia	Leños y palos	0,75	0	0	0	0	4258	3481	3043	3 Feher
Olmo	Palos y tocones	0	0	0	0	0	0	3511	0	2 Fabricius y Gross.

Tabla 2.2 Poder calorífico de diferentes tipos de madera, (1.3)

Composición elemental y poder calorífico de diversas maderas húmedas y otros combustibles orgánicos afines										
Maderas		Peso específico aparente	Contenido de				Poder calorífico inferior para una humedad de:			Investigadores
			Carbono	Hidrógeno	Oxígeno y Nitrógeno	Compuestos Volátiles	x = 0 %	15-17%	25-28%	
Especies	Calidades	P o	C %	H %	O + N N = 1-2 %	%	Kcal/kg	Kcal/kg	Kcal/kg	
		g/cm ³								
Olmo	Leños	0,65	0	0	0	0	4419	0	0	3 Feher
Salix alba	Palos y tocones	0	0	0	0	0	4269	3561	0	1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross.
Salix alba	Leños	0,46	0	0	0	0	3900	0	0	3 Feher
Fronosas	Promedio	0	49	6	44,6	0	4326	3529	2996	
Pino oregón	Leños y palos	0	0	0	0	0	4582	0	0	1 Fabricius
Abeto rojo		0	50,1	6	43,2	0	4892	0	0	4 Landolt - Bornstein
Abeto rojo	Leños y palos	0	0	0	0	0	4726	3900	0	1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross
Abeto rojo	Leños	0	0	0	0	0	4290	0	3070	5 Sonden
Abeto rojo	Leños	0,38	0	0	0	0	4578	0	0	3 Feher
Abeto rojo	Madera vieja de construcción	0	0	0	0	0	0	3729	0	7 Aufhauser
Abeto rojo	Madera podrida	0	0	0	0	0	0	3705	0	2 Fabricius y Gross.
Pino silvestre	Leños y palos	0	0	0	0	0	5066	3818	0	1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross.
Pino silvestre	Leños	0	0	0	0	0	4470	0	3200	5 Sonden
Pino silvestre	Leños y palos	0,46	0	0	0	0	4438	3582	3028	3 Feher
Alerce	Madera vieja de construcción	0	52,1	6,4	41,5	89,1	4774	0	0	6 Schlapfer
Alerce	Leños y palos	0	0	0	0	0	4470	3710	0	1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross.
Alerce	Leños	0,6	0	0	0	0	4420	0	0	3 Feher
Pinus strobus L.	Leños y palos	0	0	0	0	0	4876	4054		1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross.
Pinabete	Almacenada durante mucho tiempo	0	51,1	6,3	42,6	83,3	4621	0	0	6 Schlapfer
Pinabete	Fresca	0	49,6	6,2	44,2	87	4496	0	0	6 Schlapfer
Pinabete	Leños y palos	0	0	0	0	0	4654	3866		1 Fabricius, 2 Fabricius y Gross.
Coníferas	Promedio	0	50,7	6,2	42,9	0	4623	3796	3099	
Briquetas de madera	Con 5,9% de azufre en el aglomerante	0	51,4	6,6	38,2	90,2	4761	0	0	6 Schlapfer
Corteza de roble		0	0	0	0	0	0	3374		2 Fabricius y Gross.
Corteza abeto rojo		0	0	0	0	0	4260	0	0	5 Bergstron
Virutas de descortezado de abeto rojo		0	0	0	0	0	4430	0	0	5 Wesslén

Tabla 2.2 Poder calorífico de diferentes tipos de madera, (2.3)

Composición elemental y poder calorífico de diversas maderas húmedas y otros combustibles orgánicos afines										
Maderas		Peso específico aparente	Contenido de				Poder calorífico inferior para una humedad de:			Investigadores
			Carbono	Hidrógeno	Oxígeno y Nitrógeno	Compo- nentes Volátiles	x = 0 %	15-17%	25-28%	
Especies	Calidades	P o			O + N		u = 0 %	17,6-20,5%	33,3-38,9%	
		g/cm ³	C %	H %	N= 1-2 %	%	Kcal/kg	Kcal/kg	Kcal/kg	
Corteza de pino silvestre		0	0	0	0	0	0	4068	0	2 Fabricius y Gross.
Lignina (D)	0,2% de azufre	0	65,1	5,7	29	62,5	6080	0	0	6 Schlapfer
Lignina (T)		0	65,9	5,7	28,4	61,1	6238	0	0	6 Schlapfer
Briquetas lignina (D)	0,2% de azufre	0	66,4	5,9	27,5	62,5	6216	0	0	6 Schlapfer
Celulosa		0	44,4	6,2	49,4	0	4185	0	0	6 Tobler
Carbón vegetal de Carbonera	Relat. Rico en gases	0	87	3,1	9,9	0	7897	0	0	6 Tobler
Carbón vegetal de Carbonera	Relat. Rico en gases	0	93,6	1,8	4,6	6,7	8015	0	0	6 Tobler
Carbón vegetal de retorta	Desgasificado parcial- mente		82,9	4	13,1	23,6	7629	0	0	6 Tobler

(*) Nota de los traductores: Con $\varnothing > 14$ cm, con corteza, en su extremo más delgado.

(**) Nota de los traductores: Con $7 \leq \varnothing \leq 14$ cm, con corteza en su extremo más delgado.

1 Fabricius, L.: Forstbenutzung, 14 a. Ed. Hamburg y Berlin 1949

2 Fabricius, L., y H. Fr. Gross: Forstwiss. Cbl. T. 45 (1923), pág. 83

3 Feher, D.: Erdészeti Kisérletek, T. 42 (1941), pág. 24

(Valores medios calculados a partir de las cifras contenidas en dicho trabajo)

4 Achlapfer, P.: Grundsatzliches über die Verbrennung des Holzes, I. Schweiz. Kongr. Z Forderung d. Holzverwertung. Bern, oct. 1936.

5 Citado por A. ST. Klein: Zellstoff u. Papier, T. 12 (1932), pág. 236.

6 J. Tobler: Holz und Holzkohle als Treibstoffe für Motorfahrzeuge, Págs. 192/93 Zurich 1944.

Tabla 2.2 Poder calorífico de diferentes tipos de madera, (3.3)

2.1.2 PODER CALORIFICO SUPERIOR E INFERIOR.

En el caso de la madera por contener hidrógeno y humedad; hay que considerar que en los gases de la combustión se encuentra agua, cuyo estado de agregación influye en el valor del poder calorífico. Entonces este poder calorífico utilizable se ve disminuido en el calor de vaporización del agua dada por la siguiente ecuación ¹:

Calor de Vaporización = **CV**

$$CV = 600(x + 9h') [kcal. / kg] \quad \text{Ec. 2.1}$$

Donde:

x = Humedad del combustible, referido al peso húmedo.

h' = Proporción de hidrógeno, referida al peso húmedo.

De lo anterior se debe distinguir dos cosas; según se suponga toda el agua de combustión en forma líquida ó en forma de vapor.

Poder calorífico superior (Ho).-

Es la energía que un combustible puede liberar si tanto los reactantes; como los productos en el proceso se encuentran a la misma temperatura y la cuantificación se determina cuando el vapor de agua presente en los productos de la combustión se condensa y el calor latente de vaporización del agua se incluye en el poder calórico del combustible ².

Poder calorífico Inferior (Hu).-

Se lo obtiene cuando el calor latente de vaporización no está incluido ².

Pero en todos los procesos técnicos interesa sólo el poder calórico inferior (Hu) porque el calor de condensación del vapor de agua contenido en los gases de la combustión no resulta utilizable.

En combustibles de composición conocida se puede deducir un poder calórico a partir del otro con la siguiente fórmula ³:

¹ Kollman Franz, Tecnología de la Madera y sus aplicaciones, J.P. Bergmann, Alemania, 1951, Pág. 262.

² INE y Comisión de comunidades europeas, Sistema de calderos, Ine, Ecuador, Pág. 55.

³ Kollman Franz, Tecnología de la Madera y sus aplicaciones, J.P. Bergmann, Alemania, 1951, Pág. 262.

$$Hu = H'o - 600 (x + 9h')$$

Ec. 2.2

Donde:

H'o es el poder calorífico superior de la sustancia seca contenida en 1 Kg. de combustible húmedo.

Por lo tanto:

$$H'o = H_0(1-x) = \frac{H_0}{1+u}$$

Ec. 2.3

Siendo x : Humedad referida al peso húmedo.

u : Humedad referida al peso seco.

Además:

$$x = \frac{u}{1+u}$$

Ec. 2.4

Reemplazando se tiene:

$$Hu = \frac{Ho - 600(u + 9h)}{1+u}$$

Ec. 2.5

Si se toma valores simplificados para todas las maderas anhidras: Hu = 4,500 Kcal/Kg. y h = 0.06; para la humedad referida al peso seco (u = 0%) (Tablas 2.2). Se puede obtener las ecuaciones de poder calórico inferior de la madera en función de la humedad referida al peso húmedo (x) y otro en función de la humedad referida al peso seco (u).

Con la finalidad de poder observar gráficamente la influencia de la humedad en el poder calórico de las maderas se presentan las ecuaciones finales con los que se calculan el poder calórico vs. La humedad contenida.

$$Hu = 4,500 - 5,100x [kcal / kg] \text{ Base...húmeda}$$

Ec. 2.6

$$Hu = \frac{4,500 - 600u}{1+u} \text{ [kcal/kg] Base...Seca} \quad \text{Ec. 2.7}$$

Graficando se obtiene ¹:

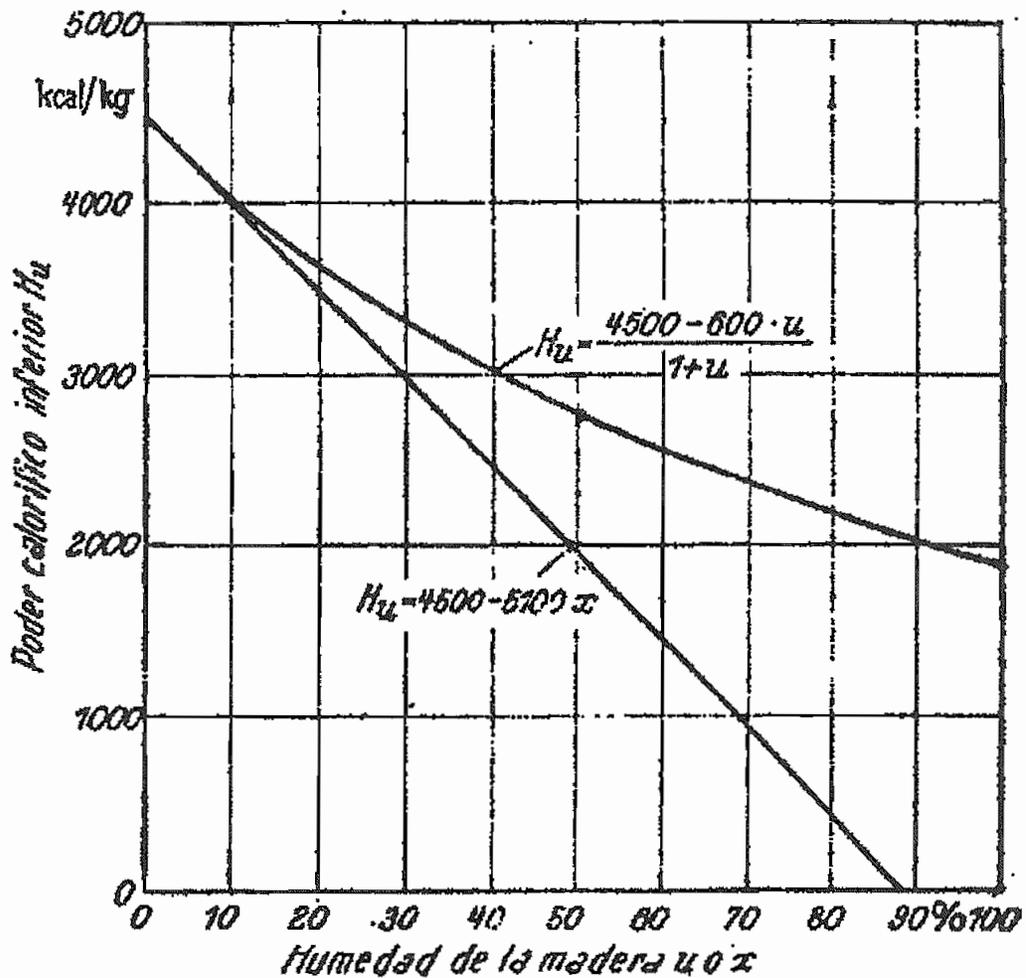


Figura 2.1: Poder calórico inferior en función de la humedad de la madera referida a los pesos anhidro y húmedo, respectivamente.

2.1.3 COMBUSTION DE LA MADERA.

La madera es un combustible sólido rico en gases con el 85% aproximadamente de materias volátiles, referidos a la sustancia pura.

¹ Kollman Franz, Tecnología de la Madera y sus aplicaciones, J.P. Bergmann, Alemania, 1951, Pág. 263

Esto caracteriza principalmente su combustión la cual se realiza en dos fases ¹ :

-Desprendimiento de gases, con lo que a partir, aproximadamente de los 150 ° C se liberan rápidamente grandes cantidades de componentes volátiles, Si se supone que llegue suficiente aire comburente al lugar preciso; entran en ignición fácilmente y arden con gran velocidad; formándose al mismo tiempo en forma lenta carbón vegetal a los 800 ° C, y terminándose prácticamente de esta manera la desgasificación de la madera.

-Combustión del carbón vegetal que exige menos aire.

2.1.3.1 Análisis de la fase de desprendimiento de gases.

Cuando se calienta la madera empieza a producirse una desecación. El agua de impregnación; unida coloidalmente necesita 98 a 105 ° C para romper la unión higroscópica, con lo que queda eliminada al llegar a dichas temperaturas ².

De los 100 a los 200 ° C empieza a verificarse una descomposición lenta, de componentes volátiles caracterizada por una pérdida de peso.

De los 200 a los 275 ° C, la reacción va haciéndose más perceptible liberándose grandes cantidades de calor y la composición de los gases formados dependerá de las temperaturas de desprendimiento.

La destilación se hace muy viva a 275 ° C y termina a 350 ° C.

Después de la producción de una gran cantidad inicial de anhídrido carbónico, se forman violentamente, en el período de autocarbonización, hidrocarburos, los cuales elevan al máximo el poder calórico.

En la madera se ve que un 70% del poder calórico total se desprende con los componentes volátiles mientras que la fracción correspondiente a las antracitas solo llega del 2.5 al 10% .

Después de la autocarbonización, aún se forman, hasta los 500 ° C, muchos gases ricos en hidrocarburos (compuestos aproximadamente de un 50% de *Cn Hm* principalmente metano, un 25% de CO₂ y el resto CO, H₂ y alquitranes densos.

¹ Kollman Franz, Tecnología de la Madera y sus aplicaciones, J.P. Bergmann, Alemania, 1951, Pág. 274 y 291.

² Kollman Franz, Tecnología de la Madera y sus aplicaciones, J.P. Bergmann, Alemania, 1951, Pág. 291.

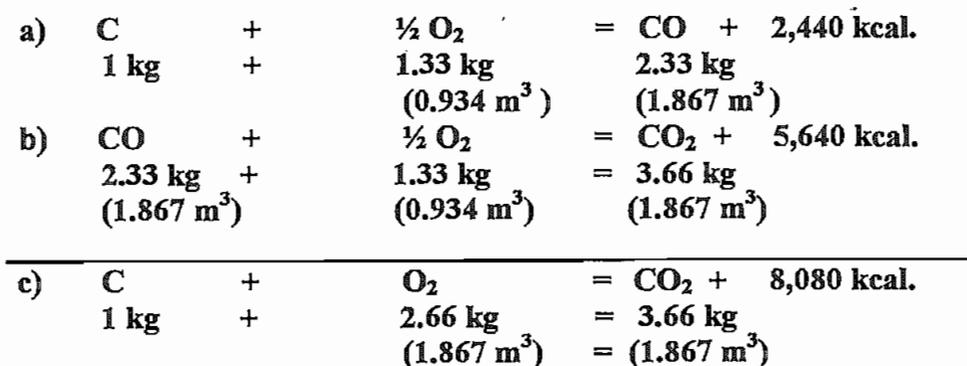
En el intervalo entre 500 y 700 ° C la producción de gas es escasa, el CO₂ se pospone a la parte condensada y el hidrógeno constituye ahora el componente principal; los hidrocarburos se descomponen liberando carbono, lo cual hace aumentar el rendimiento de carbón vegetal.

Ocurre en general que al elevar más la temperatura de obtención, disminuye el hidrógeno contenido en el carbón vegetal reduciéndose con ello su inflamabilidad y facultad reactiva. ¹

2.1.3.2 Estática de la combustión de la madera.

El objeto es apreciar el aprovechamiento de la energía, realizando el análisis en el combustible, en los humos y en las cenizas a través de procesos estequiométricos y termodinámicos que permitan apreciar el rendimiento y las pérdidas.

Visto desde el punto termoquímico, se trata a la madera como cualquier otro combustible que contiene carbono, hidrógeno y azufre. Como la madera no contiene azufre, solo se toman en cuenta las reacciones de los otros elementos ². Una de las primeras reacciones en la combustión de la madera tiene que ver con la unión del carbono, con el oxígeno del aire suministrado, la misma puede producir un máximo de 8,080 kcal, cuando se combustiona un kilogramo de carbono en forma completa, bajo el supuesto de que tanto los productos de partida como los finales estén a la misma temperatura y exista suficiente oxígeno. Esta reacción se la puede analizar en dos fases:



¹ Kollman Franz, Tecnología de la Madera y sus aplicaciones, J.P. Bergmann, Alemania, 1951, Pág. 291.

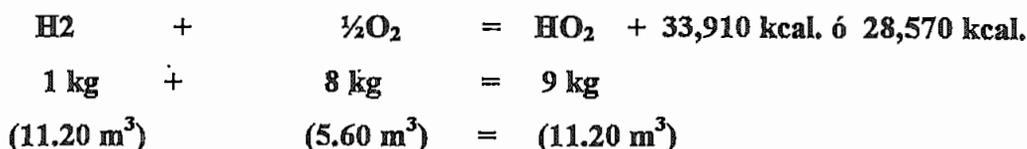
² Kollman Franz, Tecnología de la Madera y sus aplicaciones, J.P. Bergmann, Alemania, 1951, Pág. 279 y 273.

Como se puede observar en la combustión total del carbono en presencia de aire, de un volumen de oxígeno se forma un volumen de anhídrido carbónico. Pero como el aire atmosférico está constituido de 21 % en volumen de oxígeno y un 79% en volumen de nitrógeno, los gases desprendidos en la combustión sin exceso de aire contendrán, a lo sumo 21 partes en volumen de anhídrido carbónico.

Además se observa que en cada fase de la combustión se entrega una cierta cantidad de energía en forma de calor, que depende del grado de afinidad y de las condiciones en las que se realiza la combustión.

En combustibles que contienen hidrógeno, una parte del oxígeno se une al hidrógeno, de modo que la proporción de anhídrido carbónico debe disminuir, pero como la madera en su composición contiene gran cantidad de oxígeno para unirse con la cantidad de hidrógeno, sus gases de combustión contienen un 20.4 % de CO₂, siempre que la combustión sea total sin exceso de aire.

La reacción del hidrógeno para producir vapor de agua o agua en la combustión es:



En la madera como en todos los combustibles sólidos o líquidos, se supone que una cierta parte del oxígeno que contiene está totalmente unida a otra parte del hidrógeno; como 8 Kg. de O₂ se unen con 1 kg de H₂, existen O/8 kg que no son consumibles, de manera que la cantidad de hidrógeno libre para quemar sería (h- O/8).

Según se aprecia en la relación estequiométrica anterior; una de las fuentes que aporta mayor energía al proceso de la combustión es la producción de agua cuando se unen el hidrógeno y el oxígeno contenidos en la estructura molecular de la madera.

2.1.4 AUDITORIA DE COMBUSTIBLES PARA EL CASO ESPECIFICO DE ENDESA.

Partiendo de los Diagramas de flujo correspondientes a los diferentes procesos de producción. Figura 2.2. Se procede a calificar los equipos que generan desperdicios, tanto en cantidades como en características técnicas.

Una vez realizada la auditoría de las cantidades y tipo de desperdicios se procede a elaborar la Tabla 2.3 en la que se anotan el porcentaje de humedad, los volúmenes, el peso específico y el poder calorífico de cada tipo de material y el cálculo de energía disponible de todas las partes del proceso.

En base a la humedad descrita se obtiene el poder calorífico y la cantidad total de calor que se dispone anualmente.

Para obtener el poder calórico de cualquier tipo de madera en base al porcentaje de humedad, se procede de la siguiente manera:

a.- Tipo de madera: Trozas deformes

b.- % de humedad (x) = 47.06 %

c.- Cálculo del poder calorífico

$$Hu = 4,500 - 5,100 (x) = 4,500 - 5,100 *(0.4706)$$

$$Hu = 2,100 \text{ kcal./kg}$$

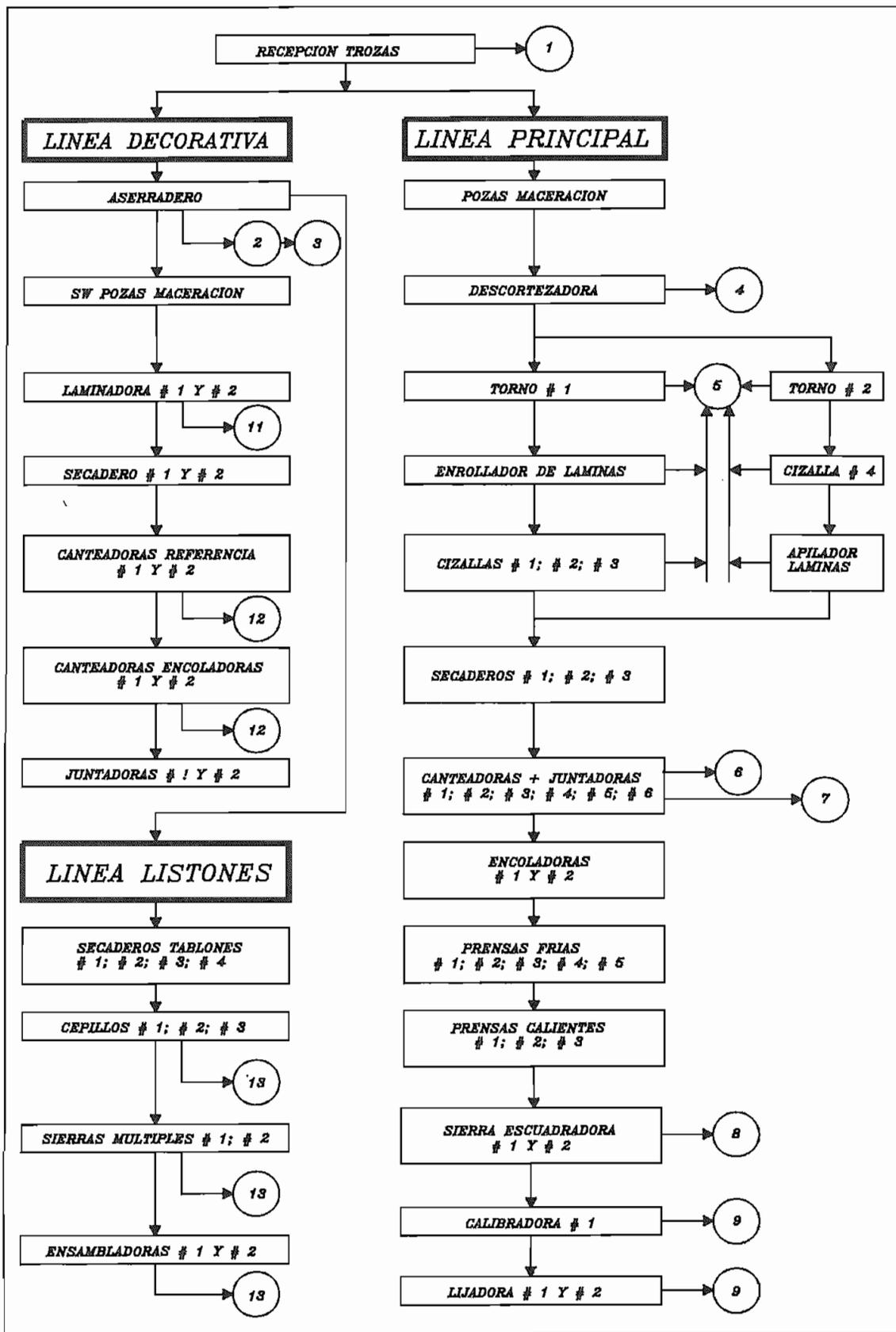


Fig. 2.2 Diagrama de flujo de fabricación y generación de desperdicios, Fábrica Endesa.

Nota: Los numerales que están dentro de un círculo se los utiliza en la Tabla 2.3.

AUDITORIA DE DESPERDICIOS DISPONIBLES (COMBUSTIBLE) TABULADO ANUALMENTE									
Ítem del Proceso	Proceso de Producción	Humedad X %	Volúmen m3	Peso Específico kg/m3	Peso kg	Poder Calorífico Hu kcal/kg	% Aporte de cada Zona (peso) kg	Aporte de cada zona Por cada hora kg/h	Calor Disponible Anualmente kcal x 10 ⁶
1	Trozas deformes	47.06	2,385	800	1,908,000	2,100	6.03	256.45	4,006.80
2 y 3	Aserradero	47.06	3,627	800	2,901,600	2,100	9.17	390.00	6,093.36
2 y 3	Corteza Aserradero	54.90	3,048	800	2,438,400	1,700	7.71	327.74	4,145.28
4	Descortezado	54.90	8,455	800	6,764,000	1,700	21.39	909.14	11,498.80
5	Chapa verde	47.06	3,578	800	2,862,400	2,100	9.05	384.73	6,011.04
5	Recuperación	13.73	387	550	212,850	3,800	0.67	28.61	808.83
6 y 7	Juntado	13.73	8,429	550	4,635,950	3,800	14.66	623.11	17,616.61
8	Corte tableros	13.73	2,734	550	1,503,700	3,800	4.75	202.11	5,714.06
9	Lijado	13.73	1,878	550	1,032,900	3,800	3.27	138.83	3,925.02
13	Alistonado	13.73	9,215	500	4,607,500	3,800	14.57	619.29	17,508.50
11	Laminado Verde	47.06	1,452	950	1,379,400	2,100	4.36	185.40	2,896.74
12	Laminado Seco	13.73	2,298	600	1,378,800	3,800	4.36	185.32	5,239.44
			47,486		31,625,500		99.99	4,250.73	85,464.48
Poder calorífico promedio = $\frac{\text{Calor total disponible}}{\text{Peso Total}} = \frac{85,464.48 \times 10^6 \text{ kcal}}{31,625.5 \text{ kg} \times 10^3} = 2,702 \text{ kcal /kg}$									
Energía disponible por cada hora = $\frac{85,464.48 \times 10^6 \text{ kcal.}}{7,440 \text{ h}} = 11,487,161.29 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$									
Total Horas trabajadas al año (310 díasx24 h/día)= 7,440 horas									

Tabla 2.3 Auditoría de desperdicios disponibles (combustible) Tabulado en 310 días x 24 horas cada día.

2.1.5 AUDITORIA DE LA DEMANDA DE VAPOR.

En la Tabla # 2.4 se presenta la lista de maquinaria que demandan vapor en el proceso con su respectiva presión kg/cm^2 para La Fábrica Endesa y que se empleará más adelante en la selección de la caldera.

VAPOR EN EL PROCESO CON SU RESPECTIVA PRESION (kg/cm^2)				
MAQUINARIA	Factor Demanda	Demanda Nominal Vapor (kg.)	Demanda Real Vapor kg.	Presión kg/cm^2 .
Línea Principal				
Poza Maceración # 1	1.0	120	120	16
Poza Maceración # 2	1.0	120	120	16
Poza Maceración # 3	1.0	120	120	16
Secadero de láminas # 1	1.0	1,200	1,200	16
Secadero de láminas # 2	1.0	1,300	1,300	16
Secadero de láminas # 3	1.0	1,400	1,400	16
Juntadora de láminas # 1	1.0	50	50	3
Juntadora de láminas # 2	1.0	50	50	3
Prensa de tableros # 1	0.8	250	200	16
Prensa de tableros # 2	0.8	250	200	16
Prensa de tableros # 3	0.9	600	540	16
Línea Alistonado				
Secadero de tablones # 1	1.0	500	500	3.5
Secadero de tablones # 2	1.0	400	400	3.5
Secadero de tablones # 3	1.0	400	400	3.5
Secadero de tablones # 4	1.0	200	200	3.5
Ensambladora # 1	0.5	100	50	3
Ensambladora # 2	0.5	100	50	3
Línea Decorativa				
Poza Maceración # 1	0.5	100	50	10
Poza Maceración # 2	0.5	100	50	10
Poza Maceración # 3	0.5	100	50	10
Poza Maceración # 4	0.5	100	50	10
Poza Maceración # 5	0.5	100	50	10
Poza Maceración # 6	0.5	100	50	10
Poza Maceración # 7	0.5	80	40	10
Secadero de Láminas # 1	1.0	450	450	10
Secadero de Láminas # 2	1.0	600	600	10
Servicios Generales				
Deaereador (Alimentación agua a Calderos # 1 y # 2).	1.0	500	500	1.5
TOTAL		9,390	8,790	

Tabla 2.4 Demanda de vapor saturado total en todas las máquinas del proceso industrial.

2.2 ANALISIS Y SELECCIÓN DE LA CALDERA.

Para realizar la selección de un generador de vapor es necesario revisar y entender ciertos conceptos; antes de definir las características básicas fundamentales y requerimientos mínimos previo a la compra del equipo.

2.2.1 CONSIDERACIONES GENERALES.

Una caldera es una máquina térmica, en la cual el calor que se libera al quemar un combustible, se transmite a un fluido agente (agua) bajo determinadas condiciones de presión y temperatura, que da como consecuencia un aumento de la energía interna del fluido, produciendo un cambio de fase en el mismo, de manera que éste fluido con elevada energía realice trabajo mecánico.

Como éste ítem se refiere específicamente a calderas de vapor de agua, se da a continuación una breve descripción de las propiedades más importantes del vapor de agua ¹.

2.2.1.1 Conceptos básicos.

Presión.- Es la fuerza ejercida por el vapor sobre una superficie, por unidad de área. Sus unidades más utilizadas son : **bar ; kg/cm² ; Pa (Pascal) ; lb/ plg² (psi).**

Equivalencia: $1 \text{ lb/ plg}^2 = 0.070396 \text{ kg/cm}^2 = 0.069 \text{ bar} = 51.8 \text{ mm Hg.}$

Temperatura.- Medida de la energía interna de los cuerpos. (**°C o °F**).

Calor sensible.- Cantidad de calor que produce una elevación de la temperatura de un cuerpo, sin que se produzca un cambio de fase. (**kcal/kg**), (**btu/lb**).

Calor latente.- Cantidad de calor que produce un cambio de fase del cuerpo sin que cambie la temperatura. (**kcal/kg**), (**btu/lb**).

Calor latente de vaporización.- Cantidad de calor necesaria para pasar la unidad de peso de agua líquida, a la temperatura de saturación, a vapor saturado seco, a la misma temperatura. (**kcal/kg**), (**btu/lb**).

Calor de sobrecalentamiento.- Cantidad de calor necesaria para elevar, a presión constante, la temperatura del vapor sobre la temperatura de saturación. (**kcal/kg**), (**btu/lb**).

¹ INE y Comisión de comunidades europeas, Sistema de calderos, Ine, Ecuador, Pág. 4

Entalpía (H).- Cantidad total de calor absorbido por un cuerpo, (kcal/kg) , (btu/lb) . la cual puede traducirse en un aumento de energía interna, siendo ésta asociada con la materia.

Entropía (S).- Es una medida del desorden molecular. (kcal/kg °C) , (btu/lb.°F) .

Volúmen específico.- Volumen por unidad de peso (m^3/kg) , (pie^3 / lb).

Densidad.- Masa por unidad de volúmen (kg/m^3) , (Lb/ pie^3)

2.2.1.2 Generador de vapor.

La expresión generador de vapor o unidad generadora de vapor, comprende la caldera con su hogar más todos los accesorios como: quemador de combustible, recalentador, economizadores, etc. El término caldera se aplica estrictamente a aquella parte de la unidad en la cual el agua (o cualquier otro líquido) se vaporiza.

Superficie de calefacción. Se entiende por superficie de calefacción, el área de la superficie medida por el lado del fuego, de las paredes expuestas por una parte a los gases que sirven para la calefacción y por la otra, en contacto con el agua ¹ .

Superficie de calefacción directa. Es aquella parte de la caldera que recibe directamente el calor del fuego por radiación.

Superficie de calefacción indirecta. Es aquella que recibe calor por su contacto con los productos de la combustión.

Producción específica de vapor. Se entiende por producción específica de vapor o vaporización específica de la caldera a la relación entre la cantidad de vapor producida por hora (kg/h) y la superficie de calefacción en contacto con el agua (m^2) ² .

2.2.2 PARTES FUNDAMENTALES DE LAS CALDERAS.

Se entiende por caldera un recipiente cerrado que genera vapor de agua a presiones superiores a la atmosférica, absorbiendo el calor de la combustion que se desarrolla en el hogar.

¹ Mesny Marcelo, Generación de vapor, Pagani Hnos., Argentina, 1946, Pág. 273 y Pág. 276.

² Shield Carl, Calderas: Tipos, características y sus funciones, Editorial Continental, México, 1982, Pág. 567.

En una unidad generadora de vapor se distinguen las siguientes partes ¹ :

2.2.2.1 El hogar con su parrilla, cámara de combustión, cenicero y altar.

Se conoce como hogar de la caldera al espacio en el que se realiza la combustión y a partir del cual circulan los humos hacia los tubos. Pueden diferenciarse dos tipos:

Fogón u hogar interno. Es el tipo de hogar en el que la cámara está totalmente rodeada de superficies enfriadas por agua.

Fogón externo. Cuando el hogar se encuentra exterior al cuerpo de la caldera.

El hogar debe ser diseñado de acuerdo al tipo de combustible a usarse, pues su incidencia en la caldera tiene que ver con la cantidad de energía suministrada al fluido de trabajo, pues en el caso de combustibles sólidos esto disminuirá la eficiencia de la combustión y por tanto la eficiencia de la caldera.

En la Figura 2.3 se describen las partes más importantes de un generador de vapor.

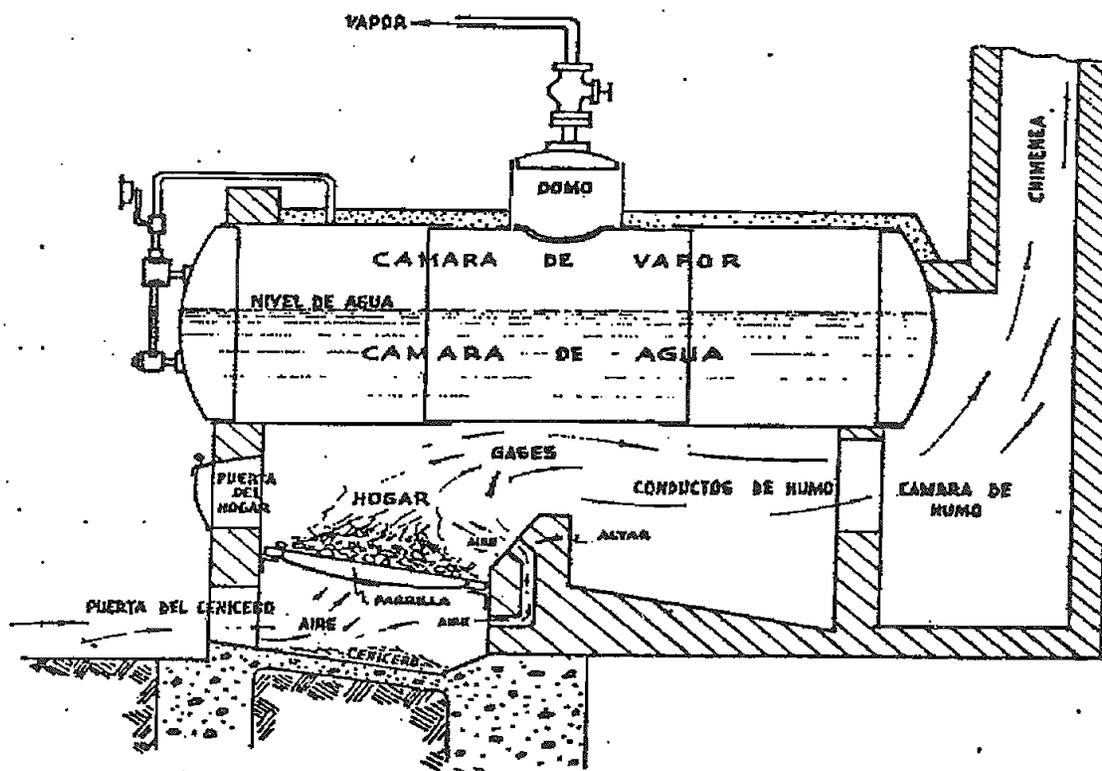


Figura 2.3: Partes de un generador de vapor.

¹ Mesny Marcelo, Generación de vapor, Pagani Hnos., Argentina, 1946, Pág. 269

2.2.2.2 La caldera propiamente dicha.

Compuesta de un cuerpo cilíndrico de chapa de acero herméticamente cerrado y expuesto directamente a la acción de las llamas y de los gases calientes. Dicho cilindro contiene un cierto volumen de agua, llamado cámara de agua, que recibe el calor que le cede los productos de la combustión a través de las chapas metálicas. El agua que se vaporiza ocupa la parte superior de la caldera o cámara de vapor.

El plano de separación entre el agua y el vapor constituye el nivel de la caldera, el cual no debe dejar al descubierto aquellas partes que se encuentran en contacto con la llama o con los gases por el peligro de que ocurra un recalentamiento del cuerpo de la misma con posibilidad de explosión.

En general la caldera tiene un domo cuya finalidad es la de permitir la colocación de la toma de vapor lo más lejos posible del nivel de agua, para que el vapor que sale no arrastre al agua que se proyecta hacia arriba por efecto de la ebullición. Como se dijo anteriormente la caldera es el lugar donde se efectúa la transformación de líquido a vapor en condiciones de presión y temperatura determinadas, bajo la acción del calor desprendido en la combustión, cuyo rendimiento está relacionado con leyes y principios que suceden en su interior.

Las leyes y principios que deben ser tomados en cuenta son:

Transferencia de calor, ebullición, propiedades físico químicas del agua y de los materiales utilizados en la fabricación de la caldera, la presión y temperatura de trabajo, cantidad de agua, calidad del vapor, entre las más importantes.

2.2.2.3 El conducto de los humos.

Conduce a los productos de la combustión desde el hogar hasta la base de la chimenea. Dichos productos se mueven debido al tiro que origina la chimenea y a la extracción forzada o tiro inducido.

2.2.2.4 Clasificación de las calderas.

Las calderas se pueden clasificar de diferentes maneras ¹ :

¹ Shield Carl, Calderas: Tipos, características y sus funciones, Editorial Continental, México, 1982, Pág. 23 .

2.2.2.4.1 Según el uso se tienen:

- Calderas para proporcionar fuerza en general o calefacción.
- Calderas para funciones más especializadas.

Sus características varían de acuerdo con la naturaleza del servicio que prestan. Así las estacionarias se ocupan, para centrales termoeléctricas, calefacción; en cambio las móviles se usa en navíos, locomotoras.

2.2.2.4.2 Por la presión:

Según el código ASME, para calderas estacionarias se tiene:

-Calderas de calefacción de baja presión comprenden todas las calderas de vapor que no excedan de 1.05 kg/cm^2 (15 psi) y todas las calderas para agua caliente que operan a presiones que no exceden de 11.25 kg/cm^2 (160 lb/ plg²) y cuyas temperaturas no sobrepasan 121 °C.

-Calderas para generación de fuerza son todas aquellas cuyas condiciones de operación sobrepasan los límites señalados, en el párrafo anterior y que se enmarcan dentro de la siguiente clasificación:

- * Calderas de baja presión: hasta 16 kg/cm^2
- * Calderas de mediana presión: hasta 28 kg/cm^2
- * Calderas de alta presión: sobre 30 kg/cm^2

2.2.2.4.3 Por el material:

Se clasifican de acuerdo al material que usan para su construcción, en :

Calderas de: acero, hierro colado, aceros especiales.

Así, por ejemplo las calderas para generación de fuerza, se construyen usualmente con aceros especiales, las calderas de calefacción se fabrican por lo general de hierro colado o de acero.

2.2.2.4.4 Por el tamaño:

Por el tamaño, las calderas se clasifican de acuerdo con la magnitud de la superficie de calefacción y está determinada por normas según el material de la caldera.

Así para las calderas de acero se tiene tres categorías, cada una de las cuales tiene sus límites de superficie de calefacción, por ejemplo la categoría comercial, alcanzan superficies desde 12 hasta 332m², la categoría residencial de 1.49 a 27.3 m².

Para calderas de hierro colado viene establecido de acuerdo a normas hasta una presión de 1.05 kg./cm² (15 lb/plg²).

2.2.2.4.5 Por el contenido en los tubos:

Esta clasificación es específica para calderas de acero y se dividen en :

- Calderas de tubos de humo.
- Calderas de tubos de agua.

Tubos de humo.- Son calderas de tubos rectos, rodeados de agua y a través de su interior circulan gases.

Tubos de agua.- En este caso los tubos contienen en su interior vapor o el agua, mientras que el fuego es aplicado en la superficie exterior de los mismos.

Tubos de agua y de fuego.- Los tubos de agua están colocados alrededor del hogar; y los tubos de fuego se hallan dispuestos dentro de la misma caldera. A este arreglo se la conoce como disposición mixta.

2.2.2.4.6 Por su fuente de calor:

Las calderas se pueden clasificar según de donde provenga el calor. Este calor puede provenir de:

- De la combustión de combustibles.
- De los gases calientes de desperdicio de otras reacciones químicas.
- Aplicando energía eléctrica.
- De energía nuclear.

2.2.2.5 Características importantes de las calderas de tubos de fuego ¹.

- Capacidad máxima 7,200,000 kcal./h .
- Presión máxima 250 psi
- Intensidad de vaporización 6.9 lb vapor/ h pie²

¹ INE y Comisión de comunidades europeas, Sistema de calderos, Ine, Ecuador, Nacional de Energía. Sistema de calderas. Pág. 15 y Pág. 16.

- Tubos generalmente de 2 a 2 ½ pulgadas de diámetro exterior, con arreglo generalmente triangular y distancias de 1 a 1 ½ pulgadas entre ellos.
- Número de pasos de los gases por los tubos antes de salir por la chimenea: 2, 3 y 4, siendo los más eficientes en recuperación del calor los de mayor número de pasos.
- Eficiencia total: alrededor del 80%.
- Se las utiliza cuando no se requiere vapor a alta presión.

2.2.2.6 Caldera de tubos de agua.

En las calderas de tubos de agua, el agua circula por el interior de los tubos. La transferencia de calor se verifica desde los gases de combustión calientes que circulan por el exterior de los tubos al agua que circula por el interior en convección natural.

Características importantes de las calderas de tubos de agua ¹.

- Capacidad máxima 70,000,000 kcal /h
- Presión máxima 1,500 psi.
- Intensidad de vaporización : más de 20 lb vapor/ h pie².
- Tubos generalmente de 2 a 4 pulgadas de diámetro exterior.
- Eficiencia total mayor que el 80% según el equipo complementario de ahorro energético que lleven acoplado. A ésta caldera pueden acoplarse: economizadores, sobrecalentadores y precalentadores de aire.

2.2.2.7 Calderas de tubos de agua y fuego en disposición mixta.

- Capacidad máxima 10,000,000 kcal /h
- Presión máxima 550 a 600 psi.
- Intensidad de vaporización : de 7 a 8 lb vapor/ h pie².
- Tubos generalmente de 2, 3 y 4 pulgadas de diámetro exterior.
- Eficiencia total oscila entre 75% y 83% según el equipo complementario de ahorro energético que lleven acoplado. A ésta caldera también pueden acoplarse: economizadores, sobrecalentadores y precalentadores de aire.

¹ INE y Comisión de comunidades europeas, Sistema de calderos, Ine, Ecuador, Pág. 16.

2.2.2.8 Sistemas auxiliares.

Los sistemas auxiliares que utilizan los gases de escape de la caldera, para su trabajo son:

Los economizadores, sobrecalentadores y precalentadores.

Su instalación depende fundamentalmente del tamaño de la caldera, de la temperatura de los gases de escape y de un análisis de costos.

2.2.2.8.1 Sobrecalentadores.

Es un accesorio formado por un sistema de tubos que se interponen al paso de los gases, el supercalentador es el elemento importante de la unidad generadora al que se le inyecta vapor saturado de la caldera misma, de modo que el vapor recibe una cantidad adicional de calor, que procede de los gases de combustión. Esta transferencia de calor eleva la temperatura del vapor y aumenta su volumen. El vapor sobrecalentado no contiene humedad, ésta recién aparece cuando el vapor es enfriado hasta la temperatura de saturación.

2.2.2.8.2 Ventajas de usar el vapor sobrecalentado.

- Su conductividad térmica es menor que la del vapor saturado.
- Las pérdidas de calor a través de las cañerías de conducción son más pequeñas.
- Seleccionando convenientemente el grado de sobrecalentamiento, no se producen condensaciones, como ocurre con el vapor saturado, evitándose en esa forma pérdidas adicionales de calor.
- Con su empleo se reduce el consumo de vapor en las máquinas al mejorar el ciclo teórico, pues disminuyen las condensaciones durante la admisión y las pérdidas de calor a través de las paredes del cilindro.
- La ganancia obtenida depende del grado de sobrecalentamiento, pudiendo admitirse los valores medios siguientes. El consumo disminuye en 1% por cada 5°C de sobrecalentamiento para presiones medias, y de 1% por cada 4.5°C para presiones elevadas.

El empleo de vapor sobrecalentado en las turbinas es inevitable por varias razones, entre esas se tiene:

- Impide el desgaste que producirán sobre los alabes las gotas de agua en suspensión en el vapor saturado sometido a una alta velocidad.
- Las pérdidas por fricción entre el rotor y el vapor que lo envuelve son menores por ser menos denso el vapor sobrecalentado y por la ausencia de humedad.
- Aumento del rendimiento entre un 10 a 15 % en comparación con la utilización de vapor saturado.

2.2.2.8.3 Tipos de sobrecalentadores.

Existen dos tipos de sobrecalentadores: los sobrecalentadores de convección y los sobrecalentadores de radiación. Cuya diferencia radica en la forma como absorben el calor proveniente de los gases o de la llama, generados en la combustión, lo que influye en su ubicación dentro de la caldera y en el grado de sobrecalentamiento ¹.

2.2.2.8.4 Economizadores.

Son intercambiadores de calor que calientan el agua de alimentación de la caldera, recuperando el calor residual de los gases de escape. Se localizan entre la salida de la caldera y la chimenea, luego de un sobrecalentador (si se encuentra instalado) y antes de un precalentador de aire.

El efecto sobre la eficiencia energética, consiste en la recuperación del calor sensible de los gases de combustión, así por ejemplo, por cada 10 ° F de elevación de la temperatura del agua de alimentación, mediante calor recuperado de los gases, se tiene un aumento de un 1% en la eficiencia de la combustión y también aumenta el rendimiento de la caldera. Figura 2.4 .

Entonces un economizador baja los costos del vapor porque disminuye la cantidad de combustible necesario para calentar el agua de alimentación a su punto de ebullición.

Se conoce dos tipos de economizadores: De tipo integral y de tipo adyacente.

¹ Mesny Marcelo, Generación de vapor, Pagani Hnos., Argentina, 1946 M. Generación del vapor . Pág. 495

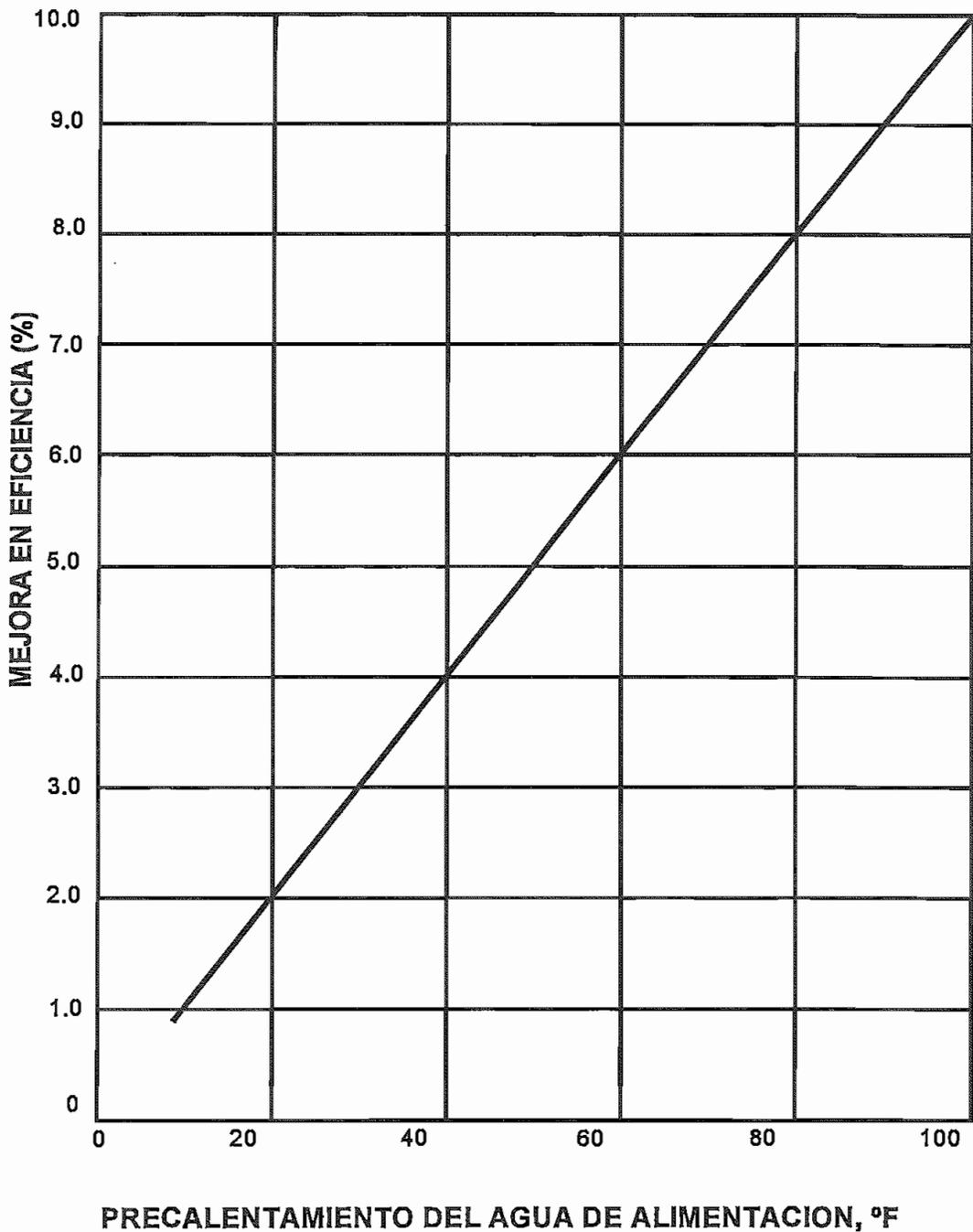


Figura 2.4: Efecto sobre la eficiencia energética al utilizar economizadores.

2.2.2.8.5 Precalentadores de aire.

Son dispositivos de ahorro energético que recuperan calor de los gases de escape para calentar el aire que se necesita en la combustión.

La recuperación de calor para precalentar el aire que se necesita en la combustión al igual que se estableció para el caso de los economizadores, es recomendable especialmente para plantas que operan a un elevado número de

horas por año, alto grado de humedad en el combustible sólido y además presentan elevadas temperaturas en los gases de salida.

La temperatura hasta la cual puede calentarse el aire, depende del tipo de hogar y del combustible, en las instalaciones con emparrillados mecánicos para evitar que se quemen las parrillas o se fundan las cenizas, aquella temperatura oscila entre 120 y 230 °C.

En la recuperación del calor sensible en los gases de combustión, por cada 50 °F de elevación en la temperatura de precalentamiento del aire de combustión, se tiene un aumento de un 1% en la eficiencia de combustión.

La instalación de un precalentador aumenta la producción de la caldera en un valor igual al que se obtendría quemando entre 10 y 15% más de combustible en la caldera desprovista de este recuperador de calor. Su adopción significa que el rendimiento de la caldera aumenta entre el 4 y el 10%. Figura 2.5.

Los economizadores y precalentadores de aire deben operar a temperaturas por encima del punto de rocío de los humos, pues de lo contrario producen corrosiones y averías mecánicas.

Los dos tipos de precalentadores de aire más usados son: El rotativo y el tubular, cuya posición es entre el economizador y la chimenea.

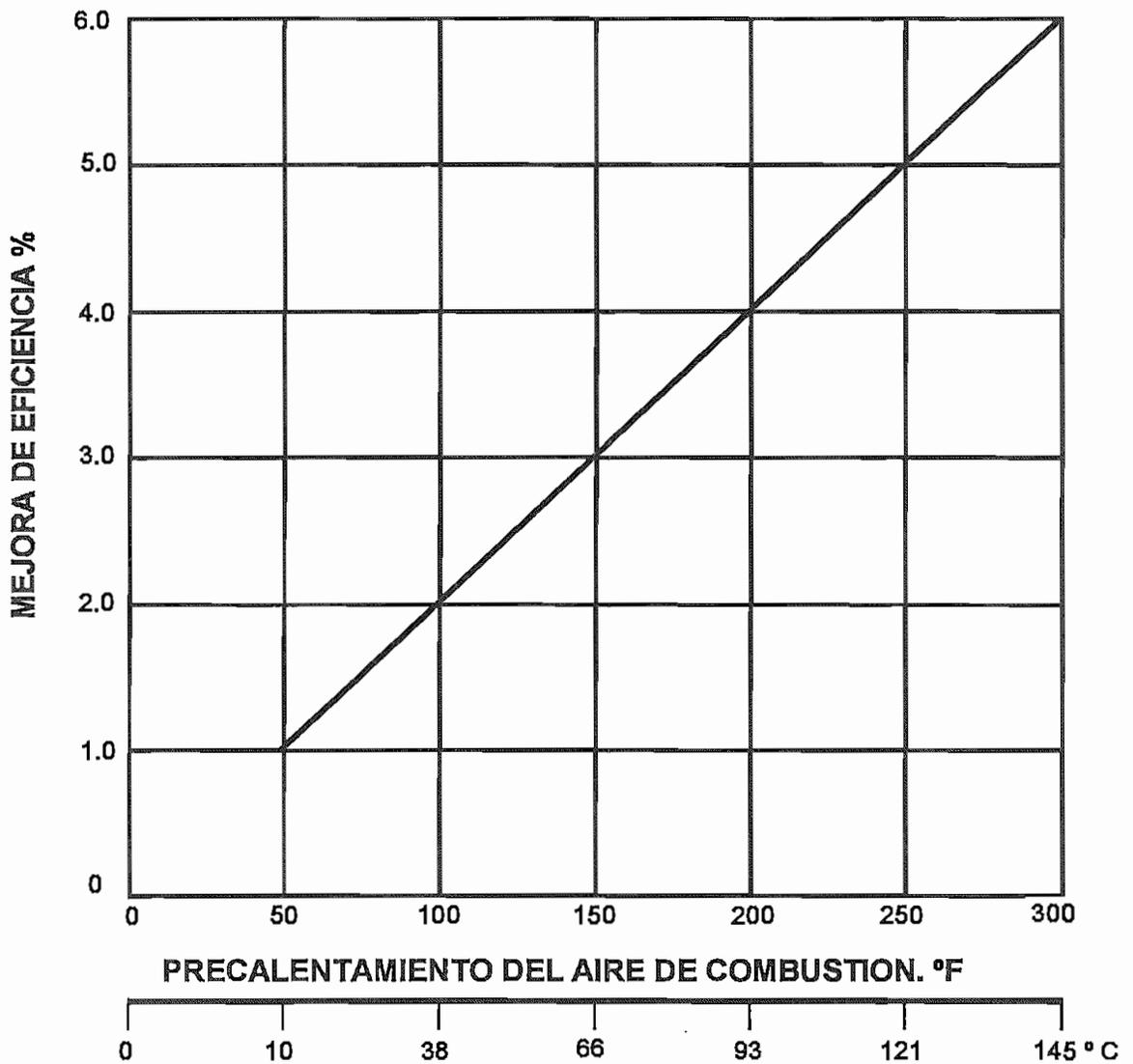


Figura 2.5: Recuperación de calor en un precalentador de aire.

2.2.2.8.6 *Desaerador.*

Las instalaciones grandes requieren, la instalación de desaeradores para eliminar el oxígeno del agua de alimentación.

2.2.3 ANALISIS ESTEQUIOMETRICO DEL COMBUSTIBLE (MADERA).

Para el análisis del proceso de combustión, se parte de la composición química del combustible. Una composición lo más aproximada de acuerdo a las características de nuestra madera tropical y basándose en la Tabla 2.2 en el Item de Maderas Frondosas, se encuentran los datos característicos con los cuales se puede calcular la cantidad de aire y CO2.

De la Tabla 2.2 se toma el valor de carbono, hidrógeno, oxígeno y humedad.

A continuación se obtiene el porcentaje de cada uno de los compuestos del combustible, en relación al 65% en peso de material seco, descontando el aporte de agua por kg de combustible, (35%).

Carbono = 49% Hidrógeno = 6 % Oxígeno = 43.1 %
 Nitrógeno = 1.5% Cenizas y otros compuestos = 0.4%

Carbono = 0.65 x 49 % = 31.85 %
 Hidrógeno = 0.65 x 6 % = 3.90 %
 Oxígeno = 0.65 x 43.1% = 28.015%
 Nitrógeno = 0.65 x 1.5 % = 0.975%
 Cenizas y otros compuestos = 0.65 x 0.4% = 0.26 %
Total = 65.00 %

El 100% de madera seca + 35% de humedad = 1 kg de madera húmeda.

- 100% - 35% = 65 %
- 65% madera seca conteniendo todos sus componentes químicos.
- 35% de agua.

Nuevo porcentaje de compuestos de la madera, en un kilogramo de combustible húmedo.

Elemento	(kg/kg de combustible)
Carbono	0.3185
Hidrógeno	0.039
Oxígeno	0.28015
Nitrógeno	0.00975
Agua	0.35
Cenizas	0.0026
TOTAL	1.0 kg

Tabla 2.5 : Composición elemental de un combustible sólido

Una vez obtenida la composición química; se determina en primer lugar la cantidad de oxígeno necesaria para combustión perfecta (teórica), en base a ecuaciones estequiométricas.

A continuación se exponen las principales reacciones que tienen efecto en el proceso de combustión:

- Si se supone que todo el carbono del combustible se transforma en anhídrido carbónico la reacción química es la siguiente:



12 kg 32 kg 44 kg

1 Mol. 1 Mol. 1 Mol.

De modo que:

12 kg de carbono reaccionan con 32 kg de oxígeno para obtener 44 kg de dióxido de carbono.

En otras palabras 1 kg de carbono necesita 2.67 kg de oxígeno, para producir 3.67 kg de dióxido de carbono, en combustión teórica.

- Para el caso del hidrógeno se tiene algo similar:



2 kg 16 kg 18 kg

Entonces:

2 kg de hidrógeno reaccionan con 16 kg de oxígeno para formar 18 kg de agua.

Para la combustión completa del carbono se necesita:

(0.3185 kg c/kg comb.) x (32 kg O₂/ 12 kg c) = 0.8493 kg O₂ / kg comb.

Para la combustión completa del hidrógeno se necesitan:

(0.039 kg H₂/ kg comb.) x (16 kg O₂/ 2 kg H₂) = 0.312 kg O₂ / kg comb.

Entonces la cantidad de oxígeno requerido para una combustión teórica será:

(oxígeno de las reacciones químicas) - (oxígeno propio del combustible)

(0.8493 + 0.312) - 0.28015 = 0.88115 kg. O₂ / kg comb.

Ahora bien, una vez conocida la cantidad de oxígeno se puede determinar la cantidad de aire teórico necesario, para esto es necesario conocer la composición del aire ¹.

	% volumen	% peso
Oxígeno	20.99	23.15
Nitrógeno	78.03	76.85
Gases inertes	0.98	

Tabla 2.6 : Composición de aire seco.

Aire seco es aquel que posee 1.3% de humedad en peso y se lo ocupa en calderas industriales normales.

De la tabla 2.6 se puede obtener la cantidad de nitrógeno, en base a la cantidad de oxígeno teórico.

$$0.88115 \text{ kg O}_2 / \text{kg Comb} \times [(0.7685 \text{ kg N}_2 / \text{kg Aire}) / (0.2315 \text{ kg O}_2 / \text{kg Aire})] = 2.9251 \text{ kg N}_2 / \text{kg Comb.}$$

Pero como 0.2315 kg de O₂ + 0.7685 kg de N₂ dan 1kg de aire, entonces:

$$0.88115 \text{ kg O}_2 / \text{kg Comb} + 2.9251 \text{ kg N}_2 / \text{kg Comb.} = 3.80625 \text{ kg aire/ kg Comb.}$$

Por lo tanto, la cantidad de aire teórico es de 3.80625 kg aire seco / kg Comb.

- Si se considera una combustión completa para un valor de exceso de aire de 160 %. (Ver Numeral 3.1.1.3)

La cantidad total de oxígeno necesaria será:

$$0.88115 \text{ kg O}_2 / \text{kg comb} \times 160/100 = 1.4098 \text{ kg O}_2 / \text{kg comb, para un exceso de aire de 160 \%.$$

La cantidad total de aire seco:

$$3.80625 \text{ kg aire teórico/ kg comb.} \times 160 / 100 = 6.09 \text{ kg aire seco / kg comb}$$

Por lo tanto, el exceso de aire y oxígeno será:

$$\text{Exceso de aire} = 6.09 - 3.80625 = 2.28375 \text{ kg aire seco / kg comb}$$

$$\text{Exceso de oxígeno} = 1.4098 - 0.88115 = 0.52865 \text{ kg O}_2 / \text{kg comb}$$

- Por último, conocida la cantidad de aire necesaria para una combustión completa se determina los productos de la combustión con el exceso de 160 % de aire.

¹ Babcock & Wilcox, Steam, its generation and use, The Babcock & Wilcox Co., USA, 1960, Págs. 6 – 4.

Como se considera combustión completa no se debería esperar la formación de monóxido de carbono, lo cual implica tener solamente en los productos dióxido de carbono.

Entonces el CO_2 formado será:

$$[0.3185 \text{ kg C/ kg comb}] \times [44 \text{ kg. CO}_2 / 12\text{kg C}] = 1.1678 \text{ kg. CO}_2 / \text{kg comb.}$$

En el caso del H_2O presente en los productos, ésta se obtiene por la suma de la cantidad de agua formada en la reacción del hidrógeno y el oxígeno, más la cantidad de agua en el combustible y más la cantidad de agua presente en el aire, la cantidad total, entonces se la obtiene de la siguiente manera : H_2O en el combustible = 0.35 kg H_2O / kg comb.

H_2O de la reacción =

$$[0.039 \text{ kg H}_2 / \text{kg comb}] \times [18 \text{ kg H}_2\text{O} / 2\text{kg.H}_2] = 0.351 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{kg comb.}$$

H_2O por la humedad del aire = 0.013 kg H_2O /kg aire seco x 6.09 kg aire seco/kgcomb = 0.07917 kg H_2O /kg comb.

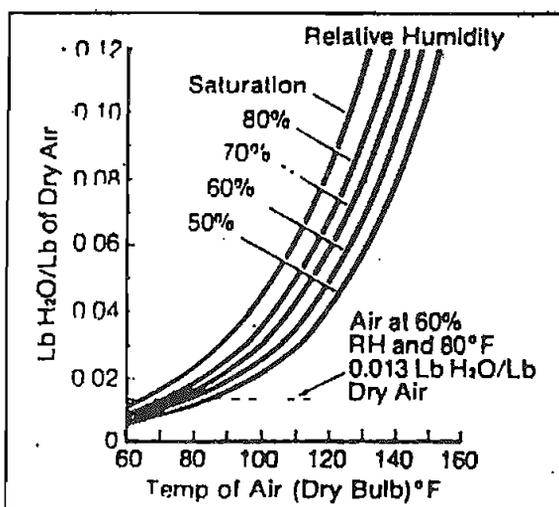


Figura 2.6 : Aire atmosférico húmedo. ¹

$$\begin{aligned} \text{Entonces el agua total en los productos} &= 0.35 + 0.351 + 0.07917 \\ &= 0.78017 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{kg comb.} \end{aligned}$$

¹ INE y Comisión de comunidades europeas, Sistema de calderos, Ine, Ecuador, Nacional de Energía. Sistemas de Calderas. Pág. 51

Puesto que no se consideran pérdidas por combustión incompleta, la cantidad de O₂ presente en los productos será la misma calculada anteriormente, es decir el exceso de O₂ es igual a 0.52865 kg O₂/ kg comb.

El último producto de combustión es el N₂, el cual permanece inerte en todo el proceso de combustión, dependiendo de la temperatura en el hogar. El valor de N₂ será, la suma del nitrógeno presente en el aire suministrado para la combustión y la cantidad de nitrógeno propio del combustible.

Entonces:

$$\begin{aligned} \text{N}_2 \text{ en el aire} &= 6.09 \text{ kg aire/ kg comb.} \times 0.7685 \text{ kg N}_2/\text{kg de aire seco} = \\ &= 4.68 \text{ kg N}_2 / \text{kg comb.} \end{aligned}$$

$$\text{N}_2 \text{ del combustible} = 0.00975 \text{ kg N}_2 / \text{kg comb.}$$

Por lo tanto; el N₂ presente en los productos es: 4.68975 kg N₂ / kg comb.

En resumen se tiene que los productos en la combustión ideal (pues siempre existe pérdidas) son:

Producto(P)	Kg P/ Kg Comb.
CO ₂	1,16780
H ₂ O	0,78017
O ₂	0,52865
N ₂	4,68975
Total Peso	7,16637

Tabla 2.7 : Productos de la combustión, en combustión ideal.

Ahora el peso húmedo de los gases es:

$$1.1678 + 0.78017 + 0.52865 + 4.68975 = 7.16637 \text{ kg gases húmedos / kg comb.}$$

El peso en seco de los gases se lo determina sin tomar en cuenta el peso de agua, de manera que será igual a :

$$7.16637 \text{ kg húm/ kg Comb.} - 0.78017 \text{ Kg.H}_2\text{O /kg comb.} = 6.3862 \text{ kg secos/kg comb.}$$

Con estos valores se pueden obtener los porcentajes en peso y volumen de los productos de la combustión en base húmeda y base seca.

Base Húmeda:

Productos	% peso
CO ₂	16,29
H ₂ O	10,88
O ₂	7,37
N ₂	65,44
Total	99,98

Tabla 2.8 : Porcentaje en peso de los productos de la combustión. Base húmeda.

Base Seca:

Producto(P)	Kg.P / Kg. comb
CO ₂	1,16780
O ₂	0,52865
N ₂	4,68975
Total	6,38620

(A)

Producto(P)	% peso
CO ₂	18,28
O ₂	8,27
N ₂	73,43
Total	99,98

(B)

Tabla 2.9 : Porcentaje en peso de los productos de la combustión. Base seca.

Para concluir con éste ejercicio, se pasará el porcentaje en peso de los productos de la combustión a porcentaje volumétrico del tipo Orsat (es decir en base seca), procediendo de la siguiente manera:

- 1 Mol CO₂ = 0.1828 kg CO₂ / 44[kg CO₂ / Mol de CO₂] = 0.00415
- 1 Mol O₂ = 0.0827 kg O₂ / 32 [kg O₂ / Mol de O₂] = 0.00258
- 1 Mol N₂ = 0.7343 kg N₂ / 28 [kg N₂ / Mol de N₂] = 0.02623
- Total = 0.03296**
- Fracción molar = Fracción volumétrica.

Producto(P)	%volumétrico
CO ₂	12,59
O ₂	7,82
N ₂	79,58
Total	99,99

Tabla 2.10 : Porcentaje en volumen de los productos de la combustión.

los gases productos de la combustión, se puede conocer lo que acontece con el proceso de combustión.

2.2.3.1 Cartas y gráficos para determinar la eficiencia y el exceso de aire en el proceso de combustión de madera.

Otro camino para determinar el exceso de aire presente en un proceso de combustión, es utilizar la siguiente carta. En la cual se presume que se conoce: el porcentaje de CO₂ o de O₂ en los gases de la combustión. Los mismos que pueden ser medidos experimentalmente con ayuda de un equipo especial tipo Orsat.

2.2.3.1.1 El equipo Orsat.

Es un dispositivo que se emplea para analizar los productos de combustión, mediante esta medición se puede determinar aproximadamente la cantidad de aire real suministrado al proceso de combustión¹. Ver figura 2.7.

¹ INE y Comisión de comunidades europeas, Sistema de calderos, Ine, Ecuador, Pág. 176 .

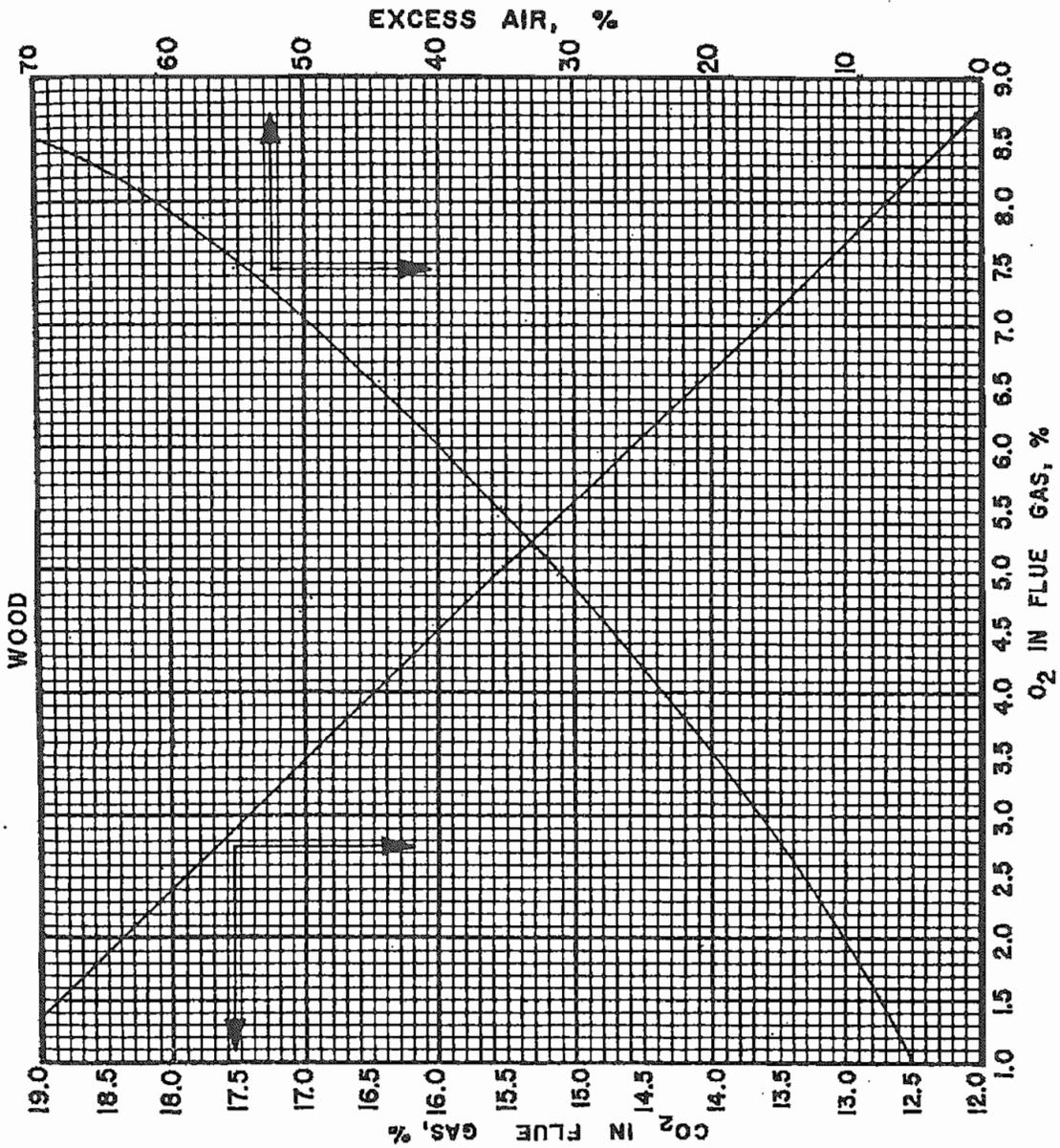


Fig. 24-18. Flue gas equivalents, wood firing. (Courtesy of the Boiler Efficiency Institute.)

Figura 2.7: Relación CO₂, O₂ y exceso de aire en combustión de madera.

2.2.4 CANTIDAD DE AIRE NECESARIO.

Generalmente se aplica la siguiente fórmula, fundamentada en las relaciones estequiométricas, para calcular la cantidad mínima de aire L_{min}, cuando se conocen la proporción de carbono (C), la de hidrógeno (H₂) y la de oxígeno (O₂) en kg/kg de combustible ¹.

¹ Kollman Franz, Tecnología de la Madera y sus aplicaciones, J.P. Bergman, Alemania 1951, Pág. 275.

$$L_{min} = \frac{O_{min}}{0.21} = 8.9 \left[c + 3 \left(h - \frac{O}{8} \right) \right] ; \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad \text{Ec. 2.10}$$

$$= 11.5 \left[c + 3 \left(h - \frac{O}{8} \right) \right] ; \left[\frac{kg}{kg} \right] \quad \text{Ec. 2.11}$$

Esta fórmula tiene los mismos resultados que el análisis realizado cuando se utilizan ecuaciones químicas de reacción.

Si se introduce aire en exceso durante la combustión, el coeficiente de exceso de aire se calcula con la siguiente fórmula:

$$\lambda = \frac{L}{L_{min}} = \frac{CO_2_{max}}{CO_2_{medido}} \quad \text{Ec. 2.12}$$

La proporción teórica máxima de anhídrido carbónico en los gases de combustión (CO_2_{max}), depende exclusivamente de la composición elemental del material puro (madera), y no, de las proporciones de agua y ceniza.

$$CO_2_{max} = \frac{21c}{c + 2.37 \left(h - \frac{O}{8} \right)} \quad \text{Ec. 2.13}$$

En la figura 2.8, se aprecia la relación entre el coeficiente de exceso de aire y la proporción de CO_2 en los humos, suponiendo una combustión completa. Se debe procurar que la combustión se realice sin exceso de aire, pero también no se puede prescindir de un cierto exceso. La cantidad de aire necesaria es muy distinta para los diferentes combustibles y resulta tanto mayor cuanto más carbono e hidrógeno contienen. La madera arde sin llama también con poco aire, porque ella misma contiene: bastante oxígeno, un punto de ignición bajo y gran velocidad de combustión.

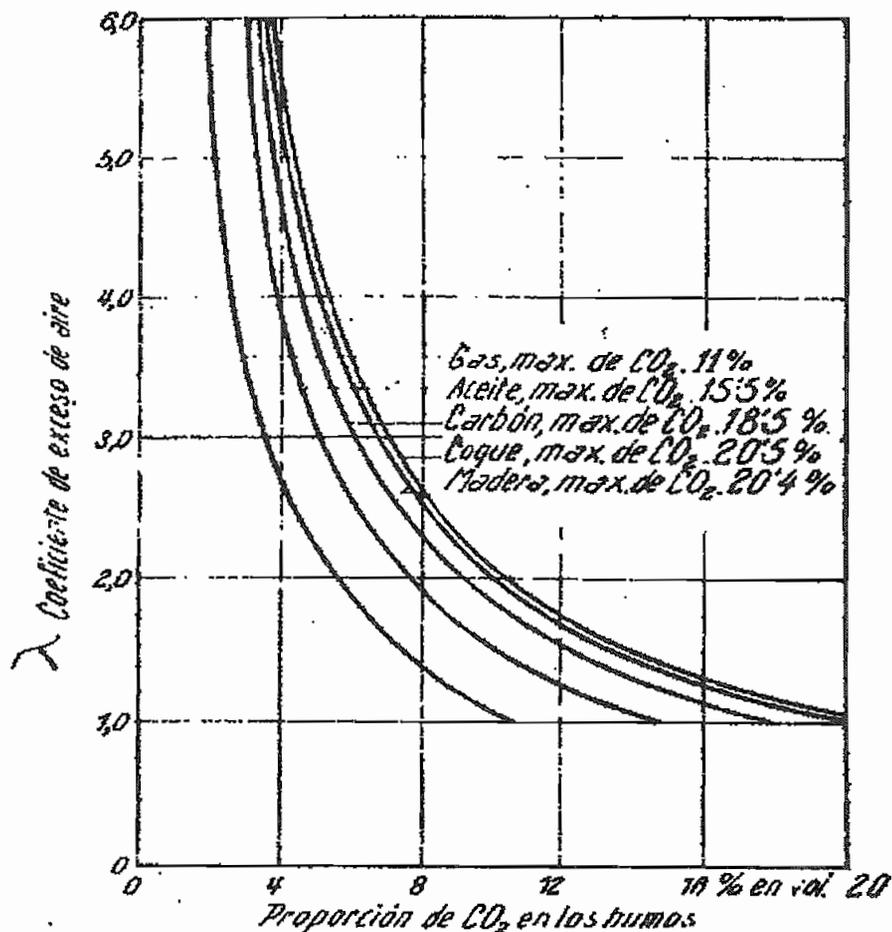


Figura 2.8 : Relación entre el coeficiente de exceso de aire y la proporción de CO_2 de los humos en la combustión total de diferentes combustibles.

En la figura 2.9, se muestra la cantidad necesaria de aire y la proporción de anhídrido carbónico en los humos (suponiendo combustión completa), para diversos combustibles. Se puede apreciar en la figura que la madera con su 85% de componentes volátiles es la que menor aire comburente por kg de sustancia seca necesita entre los otros combustibles de comparación.

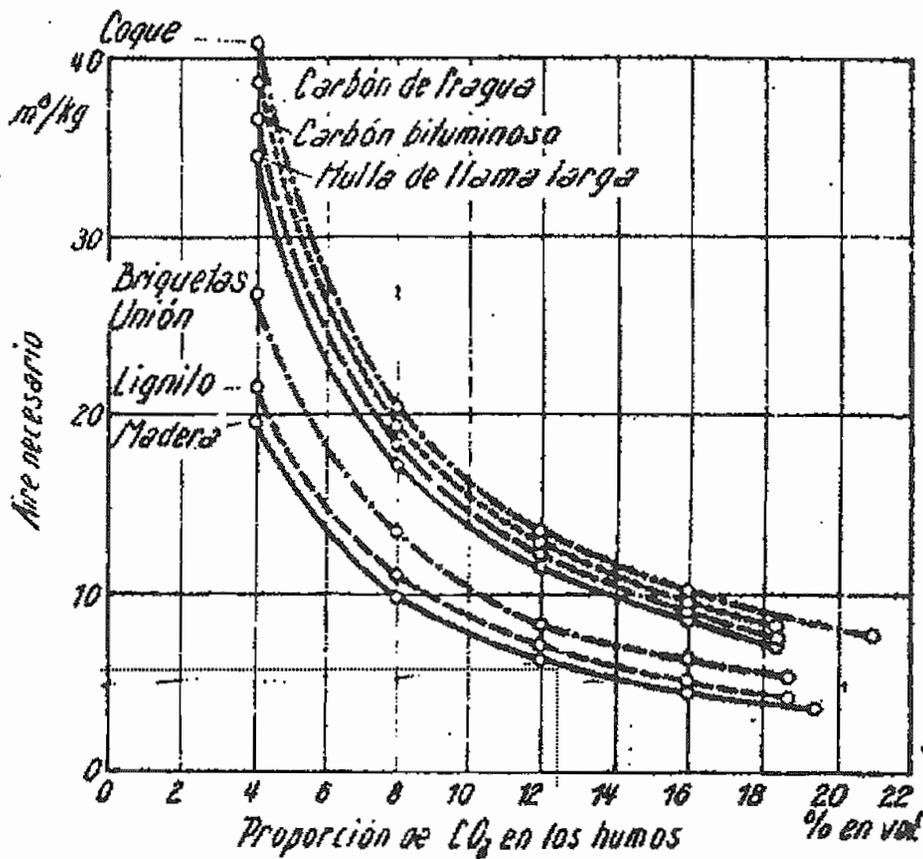


Figura 2.9: Relación entre el aire necesario y la proporción de anhídrido carbónico de los humos en la combustión completa para diversos combustibles.

También es importante la cantidad de humos V_R , que se calcula como la suma de los volúmenes de los humos secos V_{Rtr} y del vapor de agua V_W según la siguiente fórmula:

$$V_R = V_{Rtr} + V_W = 1.86 \frac{c}{CO_2} + \frac{x + 9h}{0.806} \left[\frac{m^3 \text{ humos}}{kg \cdot Comb.} \right] \quad \text{Ec. 2.14}$$

$$V_R = V_{Rtr} + V_W = 2.12 \frac{c}{CO_2} + x + 9h \left[\frac{kg \text{ humos}}{kg \text{ Comb.}} \right] \quad \text{Ec. 2.15}$$

2.2.4.1 Dinámica de la combustión.

La dinámica de la combustión representa la velocidad de transformación de la materia en energía, cuyo rendimiento viene influenciado por la duración del proceso, es decir por el tiempo necesario para la combustión total, de una determinada cantidad de combustible y por el tiempo de permanencia del combustible en el hogar¹.

Así se tendrá que : Si la relación entre el tiempo de combustión y el tiempo de permanencia es mayor que la unidad, se ocasionan pérdidas por gases no quemados, por residuos en el hogar, etc.

Entonces el tiempo de combustión va depender de una serie de factores entre los cuales podemos tener: El tiempo de secado, vaporización, desgasificación, encendido o ignición y de la combustión propiamente dicha.

2.2.5 CAPACIDAD DE LA CALDERA.

Para medir la capacidad de una caldera se usa una unidad muy particular que es el **Boiler Horse Power (bhp)**, que se originó por la necesidad de saber que masa de vapor reemplaza a un caballo (en potencia); es así como, se llegó a determinar que 30 (Lbm vapor/hora) a una presión de 70 PSI y con agua de alimentación a 100 ° F (37 °C) o lo que es lo mismo 34.5 (Lbm/hora) desde y hasta 212 ° F (100 ° C) .

Por lo tanto: $1 \text{ bhp} = 34.5(\text{lbm vapor/hora}) \times 970 (\text{btu/lbm vapor})$

$$1 \text{ bhp} = 33,475 \text{ btu/h} = 8,435.7 \text{ kcal / h}$$

Por lo tanto, un caballo de caldera (1 bhp), es una cantidad definida que representa la transferencia de: 33,475 btu/h ú 8,435.7 kcal/h

2.2.6 SELECCIÓN DE LA NUEVA CALDERA.

2.2.6.1 Selección de la capacidad de generación vs. Demanda.

1. Demanda de vapor total para proceso = 8,790 kg vapor. Según Tabla 2.4.
2. Presión de trabajo del equipo de proceso = 16 kg/cm².

¹ Kollman Franz, Tecnología de la Madera y sus aplicaciones, J.P. Bergman, Alemania,1951, Pag.278.

3. Capacidad instalada en Caldera 1 = 320 bhp = 2,699,520 kcal/h
4. Presión de la caldera antigua 1 = 16 kg/cm²
5. Poder calorífico disponible = 11,487,161 kcal/h. Según Tabla 2.3.
6. Presión manométrica del vapor en el tanque deaerador de alimentación de agua a los calderos $p = 1 \text{ kg/cm}^2 = 14.2 \text{ psi} \Rightarrow$ Equivale a $t = 115 \text{ }^\circ \text{C}$
7. Eficiencia de la caldera 1 = 80 %.
8. La nueva caldera 2 producirá vapor para complementar la diferencia que falta para el proceso, y el exceso se utilizará en generación de energía eléctrica.
9. La disposición de la instalación será de acuerdo al siguiente diagrama. Figura 2.10.
- 9.1 Se escogerá una caldera cuya presión se ubique en la categoría de (Mediana Presión: Máx. 27 kg/cm²). (Caldera Mixta = disposición de tubos de agua y de fuego).
10. Cálculo de la capacidad de generación (kg vapor/h) en base del poder calorífico disponible.
- 10.1 Flujo calorífico disponible = 11,487,161 [kcal./h]
- 10.2 Capacidad de la caldera 1 (Antigua) = 320 bhp
- 10.3 Capacidad caldera 1 (Antigua) en [kcal/h] = 320 bhp x [8,436 kcal/bhp] = 2,699,520 kcal/h
- 10.4 Consumo flujo calorífico real caldera 1 (Antigua) al 80% de eficiencia = (2,699,520 kcal/h) / 0.8 = 3,374,400 [kcal/h]
- 10.5 Flujo calorífico disponible para utilizar en la nueva caldera = [10.1] – [10.3] = [11,487,161 – 3,374,400] kcal/h = 8,112,761 kcal/h.
- 10.6 Flujo calorífico real para Caldera 2 (Nueva) al 80.916% de eficiencia 8,112,761 x 0.80916 [kcal/h] = 6,564,521.69 [kcal/h].
- 10.7 Conversión de la capacidad de las calderas de [kcal/h] a \Rightarrow [kgvapor]

10.8 Caldera 1, (Antigua).

- Poder calorífico = 2,699,520 [kcal/h]
- Presión de trabajo = 16 kg/cm² = 227.2 psi
- Presión absoluta = Presión atmosférica (Altura Quito) + Presión Manométrica

- Presión absoluta = 10.5 psi + 227.2 psi = 237.7 psi \Rightarrow t = 202.5°C
- Presión absoluta a presión atmosférica = 10.5 psi + 14.2 psi = 24.7 psi
- [ITEM 6] Temperatura entrada de agua = 115 ° C

$$Q = m (hg - hf) \quad \text{Ec. 2.16}$$

Donde:

Q = Potencia del vapor [kcal/h ó btu/h]

m = Flujo másico del vapor kg/h

hg = Entalpía del vapor = hg [btu / lb]

hf = Entalpía del agua de alimentación = hf [btu/lb]

VAPOR SATURADO

- Según tablas de vapor para presión = 237.7 psi t = 202.5 ° C
- hg = 1,200.5 btu / lb

AGUA ALIMENTACION = AGUA SATURADA

- Presión absoluta = 10.5 psi + 14.2 psi = 24.7 psi
- Según tablas de vapor para presión = 24.7 psi ; \Rightarrow t = 115 ° C
- hf = 207.9 btu / lb.
- m = Q / (hg – hf) = [2,699,520 kcal / h] / [1,200.5 btu/lb. – 207.9 btu/lb]
- m = 2,719.6 [kcal. /btu] x [lb/h] x [3.9683 btu / kcal.] x [1 kg/ 2.2 lb] .

10.9 m = 4,905 kg. vapor/h

10.10 Caldera 2 (Nueva)

- Poder calorífico = 6,564,521.69 kcal/h
- Presión de trabajo = 27 kg/cm² = 384 psi
- Temperatura de vapor saturado = 227.1 ° C
- Presión absoluta=Presión atmosférica (Altura Quito)+ Presión Manométrica
- Presión absoluta = 10.5 psi + 384 psi = 394.5 psi
- [ITEM 6] Temperatura entrada de agua = 115 ° C
- **Q = m (hg – hf)**

VAPOR SATURADO

- Según tablas de vapor para Presión absoluta =394.5 psi ; \Rightarrow t = 228.5 ° C
- hg = 1,204.5 btu / lb

AGUA ALIMENTACION = AGUA SATURADA

- Presión absoluta = 10.5 psi + 14.2 psi = 24.7 psi

- Según tablas de vapor para presión = 24.7 psi ; $\Rightarrow t = 115^\circ \text{C}$
 - $h_f = 207.9 \text{ btu / lb}$
 - $m = [6,564,521.69 \text{ kcal / h}] / [1,204.5 \text{ btu/lb} - 207.9 \text{ btu/lb}]$
 $m = 6,586.91 \times [\text{kcal/btu}] \times [\text{lb/h}] \times [3.9683 \text{ btu / 1 kcal}] \times [1\text{kg}/2.2\text{lb}]$
- 10.11 m = 11,881 kg. vapor/h**

- 11 Vapor total disponible en generación de calderos a presión=16 kg/cm²**
 $= [10.9] + [10.11] = (4,905 + 11,881) \text{ kg / h} = 16,786 \text{ kg/ h}$
- 12 Vapor disponible para generación eléctrica a 27 kg/cm².**
 $[11] - [1] = 16,786 \text{ kg / h} - 8,790 \text{ kg/ h} = 7,996 \text{ kg / h.}$

2.2.6.2 Cálculo de la cantidad de aire necesario.

1. Por el método de las Ecuaciones 2.10 y 2.11

Según Ecuación 2.10

1.1 $L \text{ min.} = 8.9 [c + 3 (h - 0/8)] \text{ m}^3 / \text{kg}$

$L \text{ min} = 8.9 [0.3185 + 3 (0.039 - 0.28015/8)] \text{ m}^3 / \text{kg comb.} = 2.9409 \text{ m}^3/ \text{kg comb.}$

Según Ecuación 2.11 :

1.2 $L \text{ min.} = 11.5 [c + 3 (h - (0/8))] \text{ kg aire /kg comb}$

$= 11.5 [0.3185 + 3 (0.039 - 0.28015/8)] \text{ kg aire / kg. comb.} =$

$= 3.9 \text{ kg. aire /kg comb.}$

2. Por el método de Análisis estequiométrico, Item [2.2.3] . Cantidad de aire teórico = 3.80625 kg aire / kg comb.

2.1 Según se puede apreciar el resultado de la Ecuación 2.2 es casi igual al calculado, mediante el análisis estequiométrico

Esto demuestra que las fórmulas presentadas en el Libro, Tecnología de la Madera de Kollman Franz , Páginas 275 y 276 ; y que son desarrolladas en esta tesis, son exactas.

3. Aire necesario para operación de la Caldera 1.

3.1 $3.8[\text{kg. aire/kg. combustible}] \times 1.6 \text{ (Exceso de aire)} = 6.08 \text{ kg aire/kg comb.}$

3.2 Poder calorífico disponible del combustible. Item 10.3 del Numeral 2.2.6.1 =
 $3,374,400 \text{ kcal./h}$

3.3 Poder calorífico promedio del combustible, Según tabla 2.3= 2,702 (kcal / kg)

3.4 Peso de madera necesaria para producir: $3,374,400 \text{ kcal./h.}$

$$(3,374,400 \text{ kcal/h}) / (2,702 \text{ kcal/kg.}) = 1,248.85 \text{ kg/h}$$

3.5 Aire necesario para combustión 1,248.85 kg.comb/h.

$$6.08(\text{kg aire/ kg comb}) \times 1,248.85 (\text{kg comb/h}) = 7,593 \text{ kg aire/h}$$

4 Aire necesario para operación de la Caldera 2 (Nueva)

$$4.1 \quad 3.8(\text{kg aire/ kg. combustible}) \times 1.6 (\text{exceso aire}) = 6.08 (\text{kg aire/kg comb})$$

4.2 Poder calorífico disponible del combustible, Ítem 10.5 del Numeral 2.2.6.1= 8,112,761 kcal / h.

4.3 Poder calorífico promedio del combustible según tabla 2.3= =2,702kcal/ kg comb.

4.4 Peso de madera para producir 8,112,761 kcal/h.

$$(8,112,761 \text{ kcal/h} / 2,702 \text{ kcal/kg.comb}) = 3,002 \text{ kg comb / h.}$$

4.5 Aire necesario para combustionar 3,002 kg comb/h

$$(6.08 \text{ kg aire/kg comb} \times 3,002 \text{ kg comb / h} = 18,252 \text{ kg aire/ h.}$$

5 Cálculo de la cantidad máxima de dióxido de carbono.

De la Ecuación 2.13:

$$CO_2 \text{ Máx} = \frac{21 c}{c + 2.37 \left(h - \frac{0}{8} \right)}$$

$$CO_2 \text{ Máx.} = \frac{21 * 0.3185}{0.3185 + 2.37 \left(0.039 - \frac{0.28015}{8} \right)} = \frac{6.6885}{0.32794}$$

$$CO_2 \text{ Máx.} = 20.39\%$$

6 Cantidad de humos en el aire de combustión por kg de combustible.

Según Ecuación 2.16:

$$VR = 2.12 \left(\frac{c}{CO_2} \right) + x + 9 h \left[\frac{\text{kg .humos}}{\text{kg .comb}} \right]$$

$$VR = 2.12 \times 0.3185 / 0.2039 + 0.35 + 9 \times 0.039 = 4.012 \text{ kg Humos / kg comb.}$$

2.2.6.3 Resumen de las características fundamentales para selección de la caldera 2

Item	Tipo de Característica	Valor	Unidad de Medida
1	Capacidad producción vapor a 27 kg/cm ²	11,881	kg vapor / h
2	Capacidad de la caldera	6,564,522	kcal/h
3	Cantidad de aire con 60% de exceso	18,252.00	kg aire /h
4	Presión de trabajo	27	kg/cm ² .
5	Cantidad de combustible (Madera) peso	3,002	kg comb/h
6	Cada Hora, Promedio poder calorífico de la madera	2,702	kcal/kg comb
7	Tipo de caldero	Mixta	
8	Si se quiere utilizar un sobrecalentador	El consumo de vapor disminuye en 1% por cada 5°C de sobrecalentamiento.	
9	Si se quiere utilizar un Economizador	Por cada 10 ° F de elevación de temperatura del Agua aumenta la eficiencia en 1% en la combustion.	
10	Si se quiere utilizar un Precalentador de aire	Por cada 50 ° F de elevación de temperatura en los Gases de combustion se aumenta en 1% la eficiencia de la combustion.	
11	Cantidad máxima de dióxido de carbono C O 2 Max.	20,39	%
12	Cantidad de humos producidos en la combustion VR	4.012	kg Humos / kg combustible

Tabla 2.11 Características básicas para seleccionar la Caldera # 2.

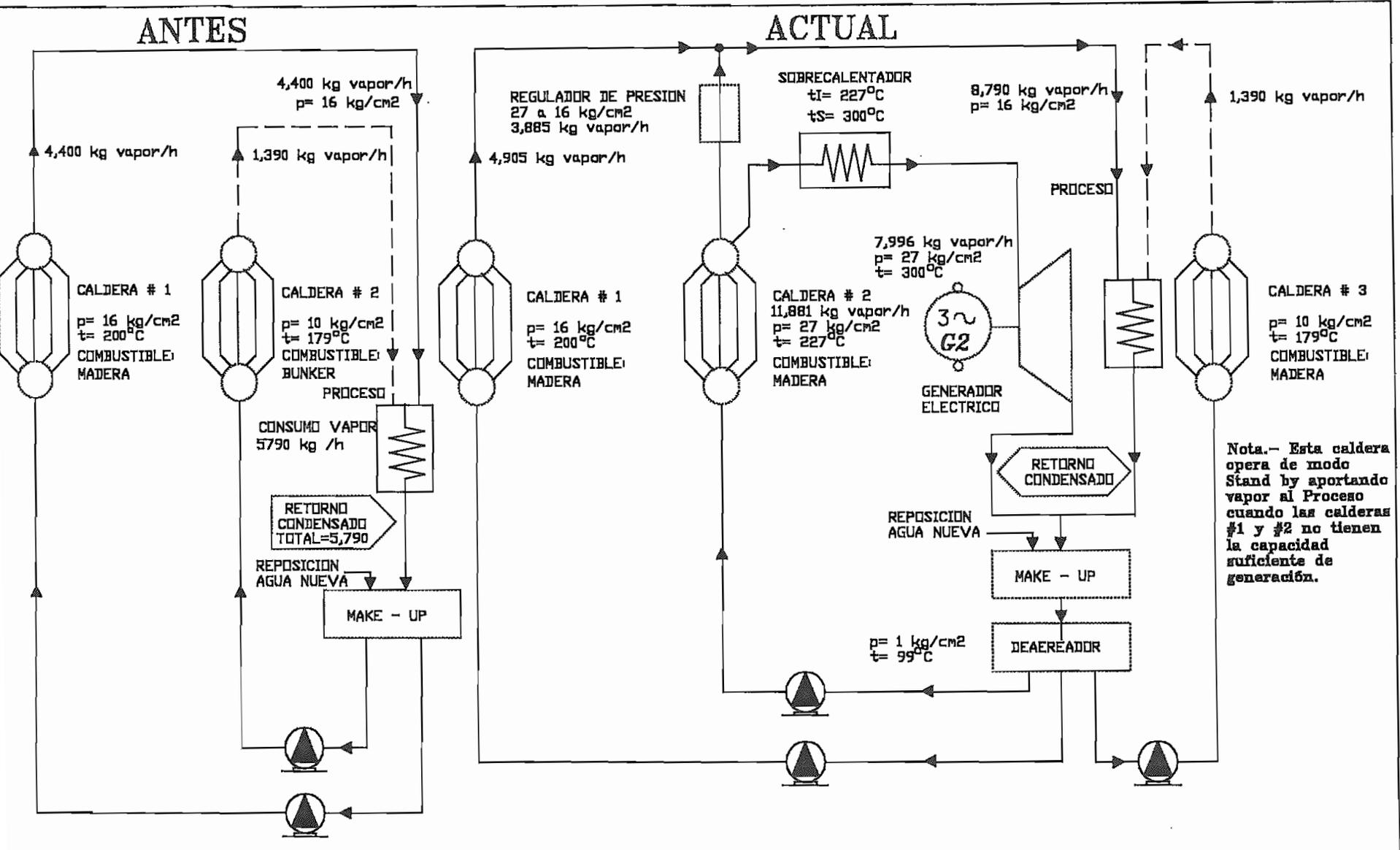


Figura 2.10: Disposición anterior y actual de la instalación de la caldera #1 , #2 y #3

2.3 ANALISIS Y SELECCIÓN DEL TURBOGENERADOR.

2.3.1. CONSIDERACIONES GENERALES.

Hoy día el ambiente comercial es altamente competitivo y dinámico, requiriendo una flexibilidad considerable para poder satisfacer la evolución de las necesidades de un mercado exigente. La tecnología de cogeneración posiblemente sea una de las industrias renacentistas de los últimos años, generando un complejo de desafíos técnicos y comerciales que en la mayoría de los casos, requerirá soluciones creativas para garantizar el éxito. Por esto, el estudio y conocimiento de las partes que constituyen una planta de generación será fundamental.

En el estudio de la turbina, se determinarán todos los aspectos técnicos y económicos necesarios en la selección del equipo, para conseguir éste objetivo se empieza proporcionando aspectos que facilitan el estudio y comprensión, para luego sacar conclusiones y en base de éstas emitir un criterio de selección.

2.3.2 CONCEPTOS BÁSICOS.

2.3.2.1 Sistema.

Es el sujeto o parte en consideración. Un sistema termodinámico¹ consta de una cantidad de sustancia, generalmente un fluido, aislado del exterior por los límites del sistema, en los cuales tienen efecto transmisiones de masa o de energía, o de ambas cuando el estado del sistema varía.

2.3.2.2 Propiedad.

Es una característica del sistema que es macroscópicamente observable.

2.3.2.3 Estado termodinámico.

Es una condición del sistema, en la cual sus propiedades termodinámicas tiene un conjunto específico de valores.

¹ Marter D.H., Termodinámica y motores térmicos, Editorial Hispano Americana, México, 1965, Págs. 108 - 109.

2.3.2.4 Procesos termodinámicos.

Se define un proceso termodinámico como un cambio de estado, es decir se define un proceso por una secuencia de estados, de uno inicial a uno final.

2.3.2.5 Diagramas de Mollier.

A causa de los distintos estados en que se usa el agua, o en que puede encontrarse en un momento dado en distintas partes del sistema, como líquido, vapor saturado o vapor sobrecalentado, los cálculos se hacen muy complejos con el uso de ecuaciones termodinámicas para cada punto y estado. En consecuencia, para su aplicación fácil, los estados térmicos se reducen a diagramas y cuadros de rápida consulta.

El diagrama de Mollier, da las principales magnitudes térmicas en forma de fácil medida, en familias de curvas trazadas con los valores de la entropía como abscisas y las de entalpía como ordenadas.

2.3.2.6 Ciclo.

Se define un ciclo como una sucesión de procesos termodinámicos que sufre un fluido vaporizable, por medio de los cuales se produce trabajo mecánico de la energía térmica y después de esta conversión, el fluido vuelve a su estado inicial, listo para comenzar otro ciclo.

En un ciclo de una máquina se consideran solamente los cambios que ocurren dentro de ella, pero en un ciclo de vapor incluye, además, todos los cambios en el estado del vapor desde el punto que sale de la máquina hasta que está listo para volver a entrar.

2.3.2.7 Planta de generación.

Se llama planta de generación a toda estación que transforma una energía primaria dada; en otra forma de energía utilizable, eléctrica en nuestro caso, cualquiera que sea la fuente de energía primaria utilizada. ¹

Clasificación de las plantas eléctricas según la energía primaria utilizada. ¹

¹ Potes Santo E., Centrales Eléctricas, Editorial Gustavo Gili S.A., España, 1971, Pág. 1.

La función primordial de una planta eléctrica consiste en transformar a través de sus máquinas generadoras, una energía primaria que se convertirá en energía eléctrica disponible en los bornes de los generadores.

De conformidad con dicha energía primaria, las plantas se clasifican en:

1. Termoeléctricas.- Gas, vapor de la caldera, vapor de reactores, que emplean como combustible: gas, carbón, aceite, madera, biomasa, reacción nuclear o cualquier otro tipo de combustible.
2. Hidráulicas.
3. De motor de explosión.- Diesel, de gasolina, de mezclas y otros combustibles.

2.3.2.8 Plantas termoeléctricas.¹

Las plantas termoeléctricas o más comúnmente llamadas térmicas, son aquellas en que el grupo turbina–generador o turbogenerador recibe la energía primaria en forma de vapor a altas presiones y temperatura, para convertirla en energía mecánica de rotación en la turbina y en energía eléctrica a través de la acción conjunta de los campos eléctrico y magnético del generador.

Según el fluido de acción en las turbinas y la disposición del equipo de generación, estas plantas se clasifican a su vez en plantas de vapor y plantas de gas o combinadas.

2.3.2.9 Factores que intervienen en la comparación de plantas termoeléctricas.

La posibilidad de emplear cada tipo de central, para la generación de energía eléctrica, en un determinado sistema, depende de una serie de factores que varían para cada caso en particular y que es necesario considerarlos uno a uno para poder decidir, la solución más ventajosa. Entre esos factores se tiene:

1. Horas de utilización y disponibilidad de las unidades.
2. Rendimiento neto de la central.
3. Tipo de combustible a emplear. Costo del combustible.
4. Costo inicial por kW instalado.
5. Valor del dinero y carga anual sobre el costo inicial.
6. Ubicación de la central. Posibilidad de obtención de agua de enfriamiento.

¹ Potes Santo E., Centrales Eléctricas, Editorial Gustavo Gili S.A., España, 1971, Pág. 6 y 7

7. Facilidad para entrada y salida de servicio.

Estos factores están íntimamente ligados entre sí, no pueden considerarse aisladamente sino más bien como un conjunto subordinado a las condiciones en las que va a funcionar la máquina.

Ventajas de las centrales termoeléctricas a vapor:

1. El rendimiento térmico de una central con turbina de vapor es más alto que el de una central con turbina de gas, éste es un factor decisivo cuando la central está destinada a operar un número elevado de horas en el año y con un alto factor de capacidad, por el considerable ahorro en el costo por consumo de combustible.
2. Las centrales con turbinas de vapor, están en condiciones de quemar algunos tipos de combustibles entregando el calor requerido para la generación del vapor. Esta ventaja es característica de las centrales de vapor, pues permite la utilización de combustibles baratos como son: el carbón, el residuo de petróleo, la biomasa y en este caso, los desperdicios de madera, lo que influye notoriamente en la disminución de los costos de generación, en especial en el caso que la central sea programada para servicio continuo.
3. Si se sigue exactamente el programa de mantenimiento preventivo, que normalmente es preparado por el fabricante del equipo, se puede afirmar que los costos correspondientes a éste rubro son menores en las centrales de vapor que en otros tipos de centrales térmicas, por cuanto el fluido de trabajo (vapor de agua) por su mayor pureza, no forma residuos o cenizas que ocasionan un mayor ensuciamiento y desgaste rápido de las piezas, en especial en los álabes de la turbina.
4. Un factor que no se puede descuidar en las centrales eléctricas, es la lubricación adecuada de las partes móviles, que prolonga la vida del equipo y reduce los costos de mantenimiento. En las centrales con turbinas de vapor, el consumo de lubricante es mínimo, en razón de que los elementos móviles sujetos a fricción se reducen fundamentalmente a los cojinetes de la turbina y del generador. El consumo promedio unitario de lubricante, asumido para centrales térmicas de vapor es de 0.10 g./kWh.
5. Las centrales con turbinas de vapor tienen una vida útil mayor que las otras centrales, factor que compensa el costo más alto del equipo.

6. La experiencia mundial de servicio con turbinas de vapor es mucho más amplia que en el caso de las turbinas a gas y centrales mixtas.

Desventajas.

1. El principal inconveniente de las centrales con turbinas a vapor, respecto a otras centrales térmicas, es el requerimiento abundante de agua para enfriamiento, lo que limita su ubicación a sitios cercanos a grandes masas de agua, o en su defecto obliga a proyectar instalaciones de refrigeración, por circuito cerrado, es decir que el agua de circulación de los condensadores sea enfriada por medio de torre o piletas de refrigeración, lo que incrementa el costo de la instalación y disminuye el rendimiento total de la planta, puesto que la temperatura del agua de entrada a los condensadores resulta más elevada que en el caso de refrigeración por circuito abierto.
2. La inversión inicial es más alta, por los mayores requerimientos de construcción e instalación, el costo más alto de la maquinaria y la utilización de un mayor número de equipos auxiliares.
3. El requerimiento del personal de planta es más alto comparado con el de las otras centrales, por la complejidad en la operación.
4. El arranque es lento y requiere un tiempo más o menos largo para tomar carga por las operaciones preliminares como son: elevar la presión en la caldera, precalentar la turbina etc. , lo que impide que la unidad pueda salir de servicio frecuentemente, es decir no es apta para mantener la carga de punta en un sistema.

2.3.3 CICLO DE CARNOT.

2.3.3.1 Conceptos Básicos

- Proceso Adiabático = Es aquel que no tiene pérdidas de calor.
- Proceso Isotérmico = Es aquel que se produce a temperatura constante.
- Proceso Isobárico = Es aquel que se produce a presión constante (calentar vapor a presión constante).
- Proceso Isentrópico = Es aquel que se produce en forma adiabática y reversible.

Para utilizar el calor con el máximo rendimiento posible entre dos focos térmicos a temperaturas diferentes, se a de procurar que el agente de transformación (vapor) evolucione según ciclos reversibles entre dichas temperaturas.

El ciclo se cumple con dos procesos adiabáticos y dos isotérmicos: Ver Figura 2.11. ¹

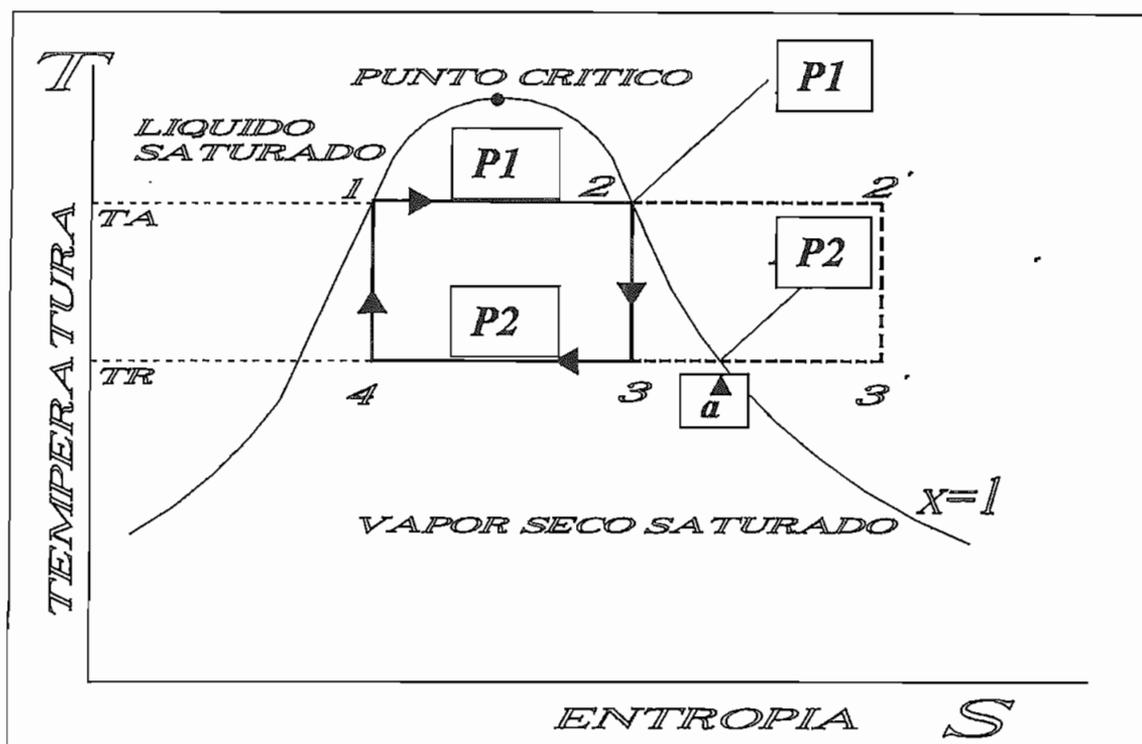


Figura 2.11: Ciclo Carnot.

En la Figura 2.11 se representan dos ciclos; uno el ciclo 1 – 2 – 3 – 4; trabaja entre límites de saturación a la presión superior y el otro ciclo 1 – 2' – 3' – 4; se extiende en la región del recalentamiento (Nótese que ambos ciclos son rectangulares en el diagrama T – S).

En el punto 1, el fluido es agua saturada al límite superior de temperatura TA y a la presión P1. El proceso 1 – 2 representa el calentamiento isotérmico del fluido y el estado cambia desde líquido saturado en el punto 1 al de vapor seco saturado en el punto 2. Este proceso que ocurre enteramente en la región húmeda, es también a presión constante.

¹ Marter D.H., Termodinámica y motores térmicos, Editorial Hispano Americana, México, 1965, Págs. Pág. 568

En el punto 2, se expande isentrópicamente y la temperatura desciende hasta T_R en el punto 3, siendo el fluido vapor húmedo a la presión P_2 .

Entre los estados 3 y 4 tiene lugar la condensación de vapor bajo condiciones isotérmicas y también en este caso a presión constante.

El estado en el punto 4 es tal que un proceso isentrópico $4 - 1$ restaura al fluido agente a su estado original en 1.

En el ciclo $1-2'-3'-4$ se aprecia que los procesos isotérmicos $1 - 2' - 3' - 4$ no son enteramente a presión constante ya que la presión desciende entre los puntos 2 y $2'$ y crece entre los puntos $3'$ y 4, es decir que la presión que se ubica fuera de la campana ya no es constante, si no sigue la línea de presión determinada.

Aunque no ha sido posible construir una planta que opere con este ciclo, es de gran valor para la teoría de la potencia térmica. Su importancia reside en la mayor eficiencia termodinámica, que es posible obtener con cualquier otro ciclo que opere entre una fuente de calor T_1 ($^{\circ}\text{C}$) y una de expulsión de calor a T_2 ($^{\circ}\text{C}$). Es un patrón de comparación para todos los demás ciclos, cuyas posibilidades pueden medirse por el grado en que se aproximen a la eficiencia del ciclo de Carnot.

En conclusión se puede decir que el rendimiento del ciclo de Carnot, es un máximo teórico al que no se puede llegar en ciclos reales, ya que estos procesos son irreversibles.

2.3.4 CICLO DE RANKINE.

El ciclo Carnot, a pesar de ser el de máximo rendimiento térmico, presenta inconvenientes que lo hacen impracticable; así tanto en la expansión, como en la compresión están presentes dos fases (líquida y gaseosa); lo cual dificulta la realización práctica de dichos procesos. Es conveniente que la compresión se realice en la fase líquida y la expansión en la fase gaseosa ya que el trabajo para comprimir es menor en la fase líquida y el trabajo de expandir es mayor en la fase gaseosa.

Los inconvenientes indicados motivaron a estudiar un ciclo que tuviese en cuenta las características del fluido y que se adapte a la realidad de las condiciones mecánicas; es decir que la condensación se realice hasta la curva de líquido

saturado y el calentamiento continuará hasta una temperatura tal que el proceso de expansión finalice en la curva de vapor saturado o en sus proximidades.

El ciclo cerrado de vapor Rankine, puede llevarse a la práctica con cuatro aparatos, los que se unen de manera conveniente con tubos, para conducir el medio operante (vapor) de uno a otro, en los mismos que se realizan los siguientes procesos:

En la Figura 2.12¹ se puede entender los diferentes procesos que intervienen en el ciclo Rankine.

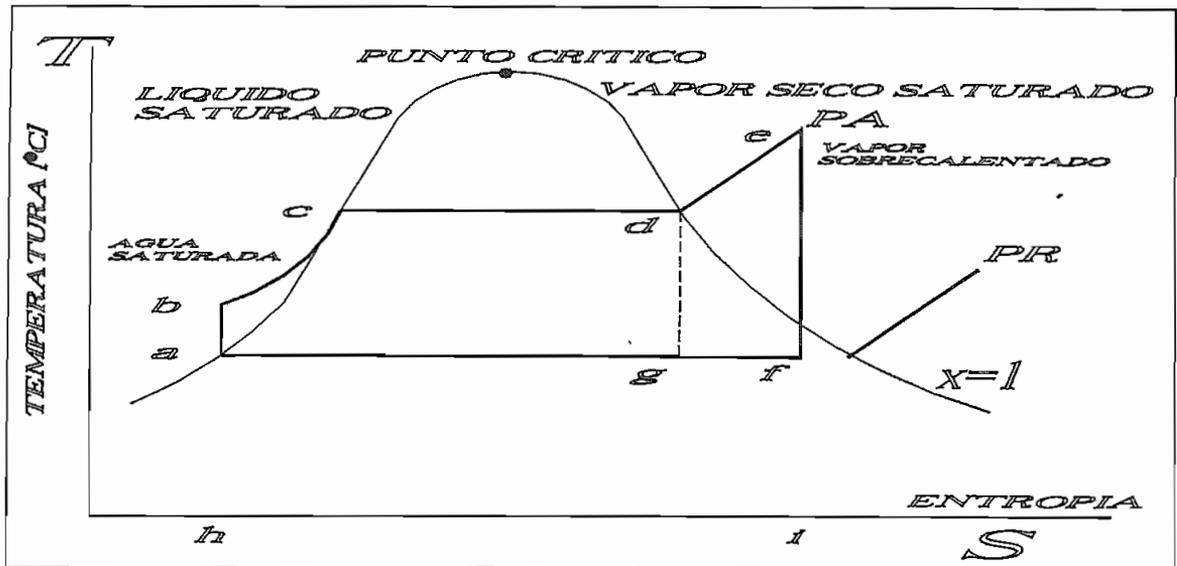


Figura 2.12: Ciclo Rankine original.

Entre los puntos b – d se cede calor al fluido agente a la presión constante PA, b – c representa la adición de calor sensible y c – d representa la adición de calor latente. La línea d – g representa la expansión del vapor entre los límites de presión PA y PR. En g, comienza la condensación del vapor saliente, y el proceso g – a representa la condensación a presión constante PR. En esta fase se extrae calor del fluido agente.

El proceso final a - b representa la elaboración de la presión del fluido agente desde la curva PR hasta la curva PA en condiciones adiabáticas ideales.

¹ Marter D.H., Termodinámica y motores térmicos, Editorial Hispano Americana, México, 1965, Pág. 572

Las líneas verticales d – g y e – f, representan la expansión del vapor entre la curva PA y PR produciendo trabajo y convirtiendo la energía térmica en energía mecánica.

Según se puede apreciar la línea e- f es mayor que la d – g ; por lo tanto es de suponer que la primera tiene mayor capacidad de producir trabajo.

Para alcanzar el punto e; es necesario recalentar al vapor saturado, hasta una temperatura adecuada que permita obtener el mayor salto térmico y de esta manera captar una mayor capacidad de energía mecánica.

Esta capacidad (e-f) puede variarse; o subiendo el punto e; o bajando el punto f. El concepto dibujado en la Figura 2.11 se produce en el ciclo que se presenta en la Figura 2.13.

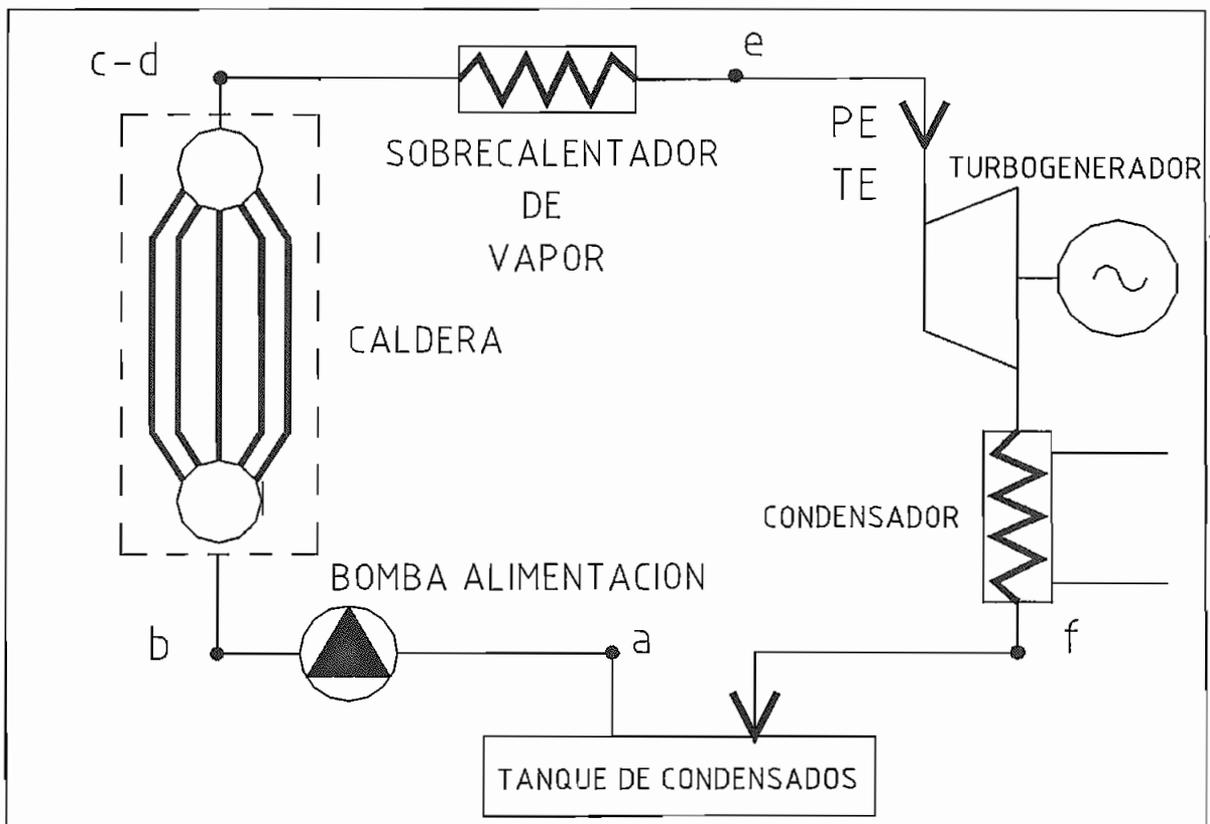


Figura 2.13 Ciclo térmico Rankine en el sistema aplicado en la presente tesis.

2.3.4.1 Discrepancias del ciclo Rankine con el ciclo real. ¹

1. Las compresiones y expansiones no son isentrópicas
2. Existen pérdidas de presión en el recalentador y condensador que disminuyen las presiones.
3. Una parte de la energía térmica disipada por el combustible se disipa en la caldera por conducción, convección y radiación.

2.3.5 TIPO DE CICLOS PARA REGENERACION.

2.3.5.1 Ciclo regenerativo. ²

El estudio del ciclo de vapor de Rankine ha demostrado que para mejorarlo hay que aumentar el estado térmico del vapor a alta presión, o disminuir el del vapor del escape, o hacer ambas cosas. De otra manera, para aumentar la eficiencia es necesario aumentar la presión en la caldera, el recalentamiento inicial y el vacío del condensador.

Para mejorar el ciclo Rankine, se han hecho progresos en otros ciclos, principalmente en el regenerativo. Este ciclo es definitivamente más eficiente que el Rankine, para las mismas condiciones terminales del vapor. Su característica principal consiste en una regeneración térmica del agua condensada, convirtiéndola en agua de alimentación de temperatura elevada usando vapor que se saca de la máquina de vapor (turbina) de puntos intermedios entre la entrada de vapor y el escape. La ventaja de este ciclo sobre el Rankine radica en que el vapor para calentar, al sacarlo de la turbina, ya ha efectuado una cantidad considerable de trabajo mecánico representado en su energía disponible, pero conservando la mayor parte de su capacidad para calentar el agua de alimentación. El ciclo regenerativo implica que el vapor extraído se use con un fin, la regeneración térmica del agua condensada a un nivel de temperatura que se aproxime a la del agua de la caldera.

¹ León Ramiro, Tesis Ingeniería Mecánica E. P. N., Estudio Técnico Económico para la Instalación de una Central Térmica a Vapor, en la ciudad de Quito. Capítulo IV, Pág. 10.

² Morse Frederick, Teoría y Práctica de las plantas generadoras eléctricas estacionarias, Editorial Continental S. A., México, 1961, Pág. 316

2.3.5.1.1 Ventajas del ciclo regenerativo. ¹

1. Aumenta el rendimiento total.
2. Aumenta el rendimiento termodinámico de la turbina.
3. El volumen del hogar es menor debido a la disminución del combustible que es necesario quemar.
4. El condensador resulta de menor costo por ser de dimensiones más reducidas, ya que parte del vapor total entregado a la turbina se lleva a los calentadores.
5. El caudal de agua de reposición necesario es menor.

2.3.5.2 Ciclo de extracción. ²

Se refiere a cualquier dispositivo mediante el cual el vapor se extrae de una turbina a una o más presiones con un fin cualquiera, por ejemplo calentar el agua de alimentación, vapor para emplearlo en algunos procesos, o para calefacción.

2.3.5.3 Ciclo con recalentamiento.

El efecto inevitable de las altas presiones es que se alcanza más rápidamente la línea de saturación en la expansión adiabática y más etapas de la turbina operan en la región relativamente inconveniente del vapor saturado. Esto explica por qué se usa el recalentamiento a veces en las plantas de alta presión. El recalentamiento se lleva a cabo construyendo la turbina de manera que pueda extraerse todo el vapor en el punto adecuado, se vuelva a recalentar, y luego se introduzca en las etapas siguientes para proseguir su expansión.

El recalentamiento repetido es un detalle que se asocia a las altas presiones del vapor, cuando la temperatura inicial es insuficientemente elevada para producir una expansión que termine en el estado que se desea.

La ventaja principal es la ganancia de 4 a 7% de eficiencia térmica, con respecto al ciclo equivalente sin recalentamiento. Esta ventaja tiende a justificar gastos iniciales mayores en equipo al ir aumentando el precio del combustible.

¹ León Ramírez, Tesis Ingeniería Mecánica E.P.N., Estudio Técnico Económico para la instalación de una Central Térmica a vapor, en la ciudad de Quito, Capítulo IV, Pág., Pág. 14 .

² Morse Frederick, Teoría y Práctica de las plantas generadoras eléctricas estacionarias, Editorial Continental S. A., México, 1961, Pág. 319 .

En la figura 2.14, se ilustra un ciclo con recalentamiento, así también se muestra el equipo de recalentamiento. Las etapas de la turbina deberán agruparse de manera que sea cómodo hacer la extracción completa en un punto apropiado intermedio. Anteriormente pudo haberse hecho esto entre las secciones de alta y baja presión de una turbina compuesta, pero ahora las condiciones elevadas en que se encuentra el vapor, requieren recalentamiento antes de alcanzar la sección de baja presión.

2.3.5.4 Métodos para incrementar el rendimiento del ciclo térmico. ¹

1. Disminuir la presión en el condensador.
2. Aumentar la presión en la caldera.
3. Aumentar la temperatura de sobrecalentamiento.
4. Mediante regeneración.
5. Sobrecalentamiento intermedio.
6. Ciclo binario.

De todas las alternativas planteadas, para mejorar el rendimiento de un ciclo es aconsejable usar la opción 4(regeneración), pues es la más generalizada, menos costosa. Pues si se eleva la presión y la temperatura, sube el costo de la instalación, por ésta razón los ítems 2,3,5 y 6 resultan demasiado costosos. Pero en el caso particular (Endesa) no se justifica, emplear equipos que sobrecalienten el agua de alimentación de la caldera, ya que su potencia es muy pequeña y no resulta rentable el balance de la inversión vs. los beneficios a obtener.

¹ Guerrero Jordán Gonzalo, Tesis Ingeniería Eléctrica E. P. N., Proyecto de una Central Térmica en Biblián, 1964, Pág. 96 .

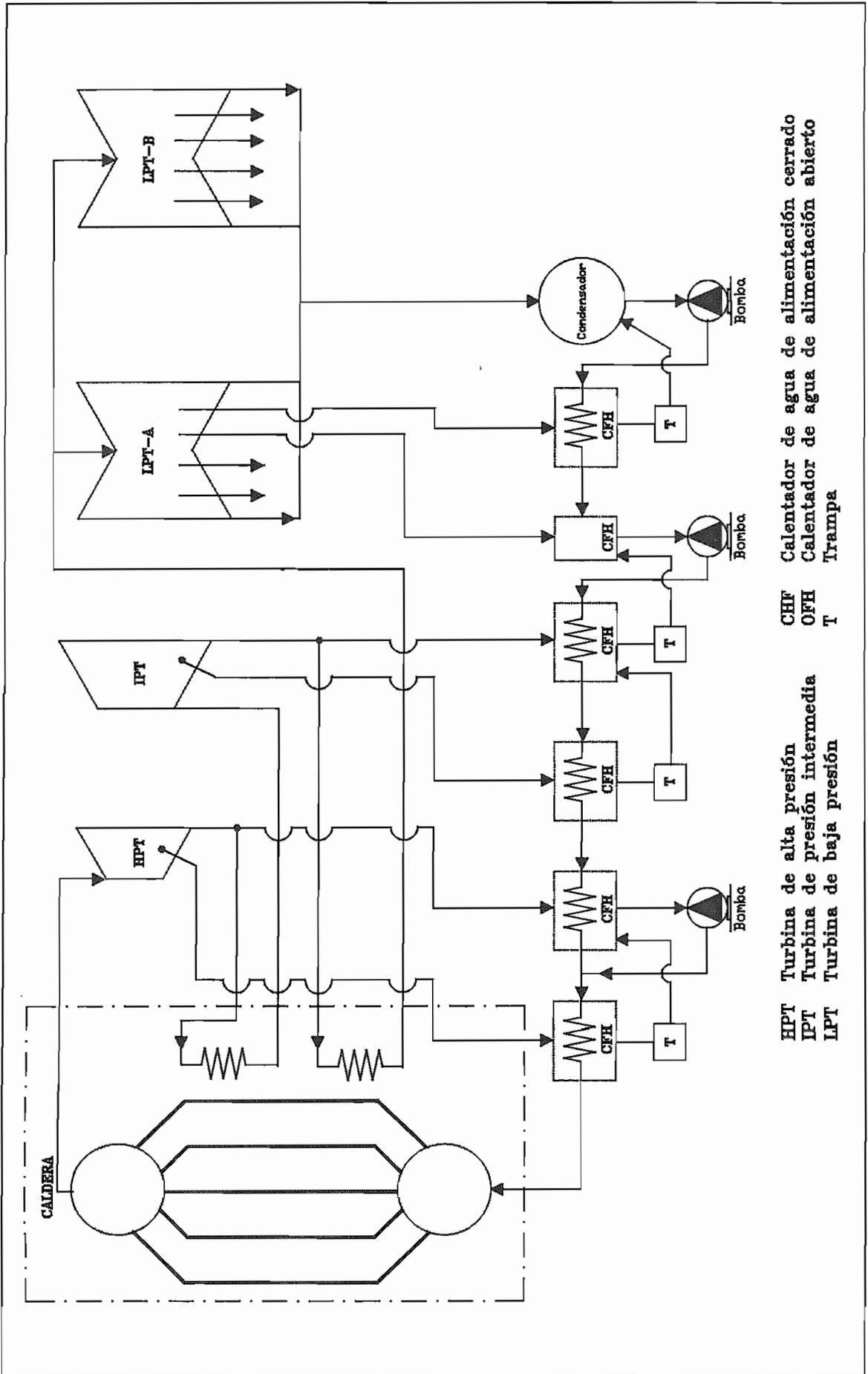


Figura 2.14: Típico ciclo térmico con recalentamiento.

2.3.6 TURBINAS DE VAPOR.

2.3.6.1 Generalidades.

En instalaciones industriales donde se requieren cantidades importantes de vapor de proceso es posible obtener energía eléctrica como producto suplementario, si en la caldera se genera vapor a una presión más elevada que la de proceso y se expansiona éste en una turbina hasta la presión requerida para dicho proceso. Dado que en el proceso se utiliza el calor latente del vapor en el ciclo total, pueden obtenerse rendimientos globales próximos al 80%. (Turbina de contrapresión).

Si en la caldera se genera vapor a una presión más elevada que la de proceso y de la misma salen dos tomas de vapor, independientemente, la una a presión más baja a través de un sistema reductor de presión que se utiliza en el proceso y la otra a presión alta que se utiliza en la generación de electricidad. (Turbina de condensación). Evidentemente se requiere una mayor aportación calorífica para conseguir una elevada presión del vapor y una mayor inversión inicial en la instalación que puede hacerse rentable en función de la producción de energía eléctrica obtenida en condiciones de una cierta continuidad y estabilidad de funcionamiento.

La producción de vapor y la presión de vapor de salida de la turbina vienen condicionados por los requisitos del proceso.

La definición de la presión y temperatura del vapor generado en la caldera se hace en función de la producción requerida de energía eléctrica y del óptimo rendimiento de la turbina. Las presiones de vapor más normales van desde los 28 a 64 kg./cm² y las temperaturas de vapor de 300 a 550 °C. Dependiendo de las condiciones del vapor y tipos de turbinas, los consumos específicos de vapor oscilan entre 6.5 a 45 kg. / kWh.

Las turbinas de vapor se construyen en todos los tamaños estándar para capacidades del orden de 100,000 kW y aún más, con velocidades de rotación variables entre límites muy amplios, si bien, para fines de generación eléctrica, no exceden de 1,800 r.p.m., los de gran potencia en tanto que las de mediana capacidad, del orden de los 15,000 kW a 25,000 kW pueden alcanzar hasta 3600 r.p.m. Si se acoplan directamente el eje de la turbina al generador eléctrico.

En forma general se puede afirmar que las turbinas actualmente giran a velocidades superiores a los 4,000 r.p.m. y que la velocidad sincrónica requerida se la alcanza a través de una caja reductora.

2.3.6.2 Turbina.

La turbina es una máquina térmica en la que la variación gradual de la cantidad de movimiento de un fluido se utiliza para producir la rotación de un receptor móvil, formado por uno o varios rodetes sobre las que actúa el vapor, y cuya energía cinética recogen. El incremento de esta energía adquirida por la masa de vapor que circula a lo largo de la turbina, a de conseguirse a costa de la energía potencial del fluido.

**CLASIFICACION DE TURBINAS DE VAPOR POR LA FORMA DE
CONVERSION DE LA ENERGIA ¹**

a. Turbinas de Impulsión Curtis	1. Tipo Laval 2. Tipo Elliot 3. Tipo Moore 4. Tipo Terry
b. Turbinas de reacción Parsons	1. Tipo Ljungs Trom.
c. Turbinas de Impulsión Reacción	1. Tipo Axial o Parsons 2. Tipo Curtis – Rateau 3. Tipo Curtis Parsons

Tabla 2.12 Clasificación de turbinas de vapor.

2.3.6.3 Principio de funcionamiento de las máquinas giratorias.

El funcionamiento de turbinas depende fundamentalmente de dos importantes fenómenos, uno se relaciona con estudios de mecánica elemental y el otro con la circulación de fluidos compresibles por conductos de forma variada.

En el estudio de las máquinas giratorias debemos tratar con variaciones de la cantidad de movimiento de fluidos compresibles y con las fuerzas asociadas con

¹ Potes Santo E., Centrales Eléctricas, Editorial Gustavo Gili S.A., España, 1971, Pág. 334.

estos cambios. Cuando un fluido compresible pasa por un conducto cuya sección recta varía, se producen en el fluido, variaciones de presión, volumen específico y velocidad, cuya naturaleza depende de las propiedades del fluido a la entrada del conducto y a la manera y forma de como sale de éste.

En la máquina giratoria se obliga al fluido agente a circular por unos pasos de forma adecuada, formados por boquillas o por separaciones entre álabes o paletas que pueden ser fijas o móviles, pudiéndose efectuar las variaciones deseadas de presión y de velocidad del fluido mediante adecuado proyecto.

Las máquinas giratorias constan de dos partes principales: el estator o parte fija y el elemento giratorio o rotor. Ver Figura 2.15¹.

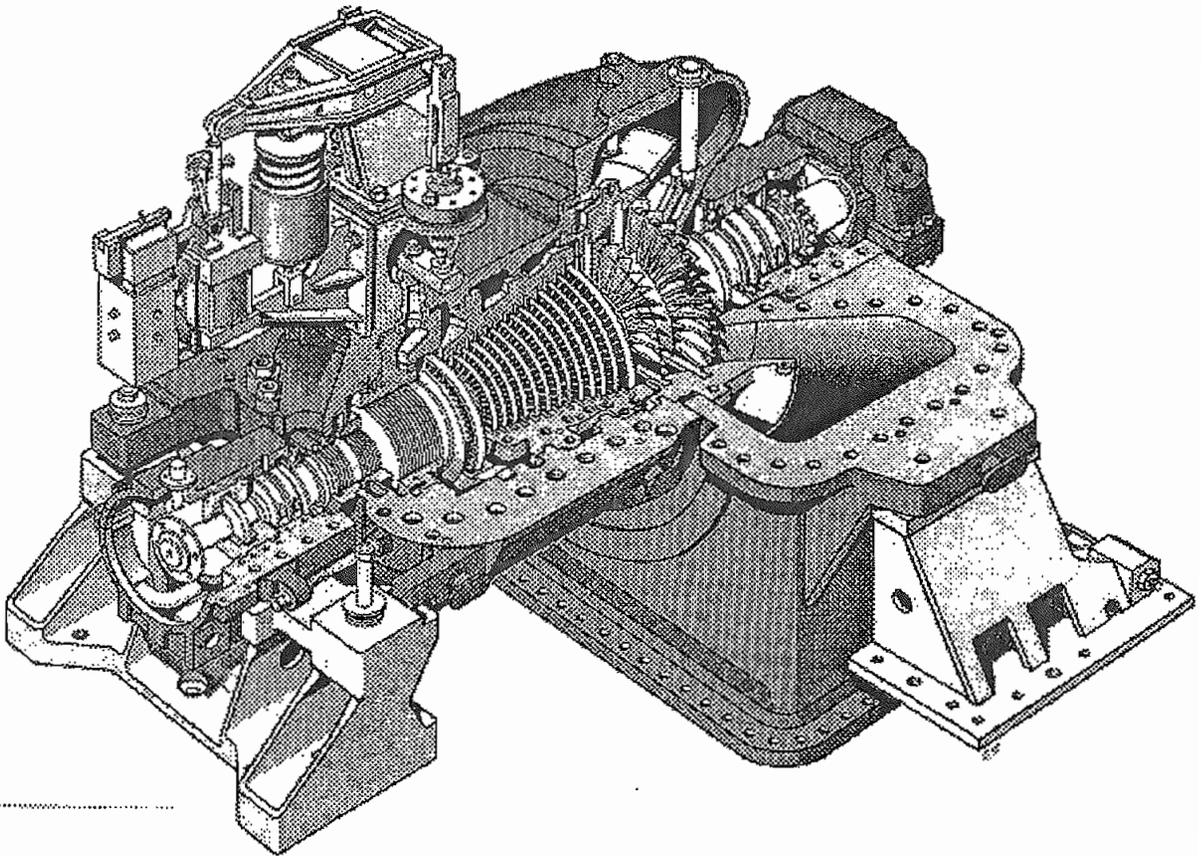


Figura 2.15: Vista interna de una turbina a condensación.

¹ Siemens, Power Engineering Guide, Alemania, 1986, Pág. 12/6.

El estator y el rotor de una máquina giratoria axial llevan álabes que forman pasos a través de los cuales circula el fluido agente. Las variaciones que tienen efecto en el estado del fluido agente a su paso por la máquina y la manera como se producen estos cambios, determinan el tipo de máquina y el principio de funcionamiento. En algunas máquinas el estator no lleva paletas, sino que está provisto de toberas fijas a través de las cuales pasa el fluido.

A la turbina entra un fluido de alta presión por un extremo de la máquina; se expansiona a través de ella, acompañándose esta expansión de variaciones en la cantidad de movimiento del fluido, que dan como resultado la aplicación de fuerzas tangenciales sobre el rotor, que en consecuencia gira, pudiendo producir trabajo externo.

Para el caso de las turbinas axiales se dice que funcionan según dos principios fundamentales, aunque también ambos principios pueden estar incluidos en una sola máquina.

Estos principios son:

1. Principio de acción.
2. Principio de reacción (o de impulso-reacción).

2.3.6.4 Principio de acción y su aplicación a la turbina. ¹

En la turbina de acción el fluido agente a alta presión entra por un extremo del estator, expansionándose a través de toberas o álabes guía. La expansión del fluido en las toberas o entre los álabes da como consecuencia la conversión de la energía térmica en energía cinética, siendo extremadamente elevada la velocidad del fluido que sale de las toberas.

El fluido a alta velocidad entra en el sistema de álabes del rotor, donde sufre una variación de cantidad de movimiento. El impulso ejercido sobre los álabes proporciona la fuerza tangencial que actúa sobre las mismas y obliga al rotor a girar contra la resistencia de la carga mecánica acoplada a su eje.

En este tipo de turbinas toda la expansión del vapor tiene efecto en las toberas (o en los álabes fijos) y no hay expansión del fluido en los álabes móviles. Esto

¹Marter D.H., Termodinámica y motores térmicos, Editorial Hispano Americana, México, 1965, Págs. 263 -267 - 268.

significa que teóricamente la caída de presión se produce únicamente en las toberas y que la presión permanece constante en los álabes móviles.

En el caso de que cierta parte de la energía que, de otra manera no se convertiría en trabajo, puede recuperarse introduciendo un par extra de álabes, de los cuales una fila es fija constituyendo la rueda guía, mientras que la otra va fija a un segundo rodete montado sobre el árbol común y gira a la misma velocidad que el primer juego de álabes. La expansión del vapor es completa en las toberas y los álabes de guía actúan solamente para desviar el vapor de manera que pueda pasar por el segundo rodete.

Tales máquinas se llaman de escalonamiento de velocidad y el par de juegos de álabes extra se llaman par o turbina elemental Curtis.

La máquina de acción simple descrita, con un solo rodete, es una turbina de acción Laval simple. Las turbinas de acción se construyen de manera que pueden considerarse como varias turbinas Laval en serie y estas máquinas se llaman de escalonamiento de presión.

En este tipo de turbinas la presión cae de manera escalonada, ya que en cada sistema de toberas se produce una disminución de la presión. Sin embargo, no hay variación de presión durante el paso del fluido por los álabes giratorios.

La mayor caída de presión ocurre en la primera etapa, y en cada etapa la conversión de energía es inferior a la que tendría efecto en una máquina de Laval simple con la misma caída de presión general. Por tanto, las velocidades del vapor en la máquina de escalonamientos de presión son inferiores, lo mismo que las velocidades periféricas de los álabes. Además, como la energía transformada en cada escalonamiento es solamente una parte del total, las pérdidas de salida representan una fracción mucho más pequeña de la energía total.

2.3.7 PRINCIPIO DE ACCION Y REACCION APLICADO A LA TURBINA. ¹

En la turbina de acción y reacción la sección recta de los pasos entre álabes no es constante, produciéndose expansión en los álabes fijos y giratorios.

La velocidad relativa del vapor es mayor a la salida que a la entrada en el álabe. Por lo tanto se ha acelerado durante su paso por los álabes giratorios, esto es de

¹ Marter D.H., Termodinámica y motores térmicos, Editorial Hispano Americana, México, 1965, Págs. 271 - 272.

esperar, en condiciones adecuadas, puesto que la sección presentada al paso del vapor en el sistema de álabes giratorios disminuye a medida que el vapor avanza.

El sistema de álabes de la turbina de reacción está, por tanto, sometido a esfuerzos resultantes del efecto de acción y del de reacción.

2.3.7.1 Clasificación Final de las turbinas de vapor.¹

2.3.7.1.1 Por su tamaño y aplicación.

Para servicio auxiliar, directamente acopladas, de pequeña capacidad.

Para propulsión mecánica, conectadas por engranajes y directamente acopladas.

Unidades en tamaños normales disponibles en potencias de 10 a 1,500 HP.

Para potencia industrial. Generalmente son turbinas de impulso conectadas por engranajes al generador en tamaños menores. La variación de capacidad es de 100 a 5,000 kW.

Para mover las estaciones centrales: de 2,000 a 200,000 kW., de impulso de reacción; acopladas directamente al generador.

De capacidades menores de un solo cilindro, de 1,800 r.p.m. (Motores)

Para capacidades mayores, de 10,000 a 60,000 kW, generalmente de un solo cilindro, 3,600 r.p.m. (Motores)

Tamaños extremos 100,000 a 200,000 kW, de varios cilindros, 3,600 r.p.m. (Motores)

2.3.7.1.2 Por la forma en que circula en ellas el vapor.

De impulso, de impulso-reacción, y de paletas de reacción.

De una sola etapa (las capacidades más pequeñas) y de varias.

De recirculación. Con las ventajas de las varias etapas sin tener más complicaciones mecánicas.

De corriente subdividida en las de cilindros múltiples en paralelo o en tándem.

2.3.7.1.3 Por el grado de expansión.

De expansión simple, con condensación o sin ella

¹ Morse Frederick, Teoría y Práctica de las plantas generadoras eléctricas estacionarias, Editorial Continental S. A., México, 1961, Pág. 544

De contrapresión. Usando el escape para calefacción o procesos.

De extracción. Se extrae el vapor para calentar el agua de alimentación.

De extracción automática. El vapor se extrae a presión controlada para usarse en procesos.

De baja presión. Turbina de condensación que recibe vapor de un motor, de una máquina de vapor, por ejemplo.

Combinada. Una turbina de alta presión, que descarga su escape a la presión de entrada a la planta original.

2.3.7.2 Turbinas de acción.

Se caracterizan por realizarse el proceso termodinámico (transformación en energía cinética de la energía térmica del vapor) exclusivamente en órganos fijos, quedando el rodete móvil, o rueda de álabes, con la única misión de captar aquella energía cinética del chorro de vapor en condiciones análogas, en su conjunto.

2.3.7.2.1 Escalonamientos.

Sistemas que permiten recoger gradualmente y sin perjuicio del rendimiento, la energía del vapor, que entra a las turbinas. Los escalonamientos pueden ser de presión o de velocidad.¹

2.3.7.2.2 Escalonamiento de presión.

Llamados también escalonamientos térmicos, se caracterizan por que la expansión térmica del vapor se lleva a cabo en tantos escalonamientos como se quiera establecer, utilizando los saltos parciales de presión en sendos rodetes acñados sobre un eje común. Constituyendo así un conjunto de turbinas elementales montadas en serie.¹

2.3.7.2.3 Escalonamiento de velocidad.

El fundamento estriba en producir la expansión completa del vapor en toberas o distribuidores, lo mismo que en las turbinas de acción de rodete único; el chorro de vapor adquiere así una velocidad bastante elevada, velocidad que, en lugar de

¹ Lucini M., Turbomáquinas de vapor y de gas; su cálculo y construcción, Editorial Labor S.A. España, 1966, Pág. 76-77

ser absorbida por un solo rodete y de una sola vez es recogido gradualmente por varias ruedas sucesivas, cada una de las cuales va animada de una fracción de la velocidad periférica que correspondería al rendimiento máximo en el caso de rodete único.¹

2.3.7.2.4 Disposición mixta.

Consiste en intercalar dos o más ruedas de velocidad en cada uno de los escalonamientos de presión.

2.3.7.3 Turbinas de reacción.

Las turbinas de reacción, son en realidad, turbinas mixtas es decir de acción y reacción, ya que el vapor se expansiona tanto en órganos fijos como en órganos móviles.

El principio fundamental consiste en:

Si, por una tobera, sale un fluido (vapor, aire, agua, gases de combustión, etc.) con una velocidad adiabática (V_a), producirá sobre la pared opuesta al orificio de salida un esfuerzo F (reacción), la tobera tenderá, pues, a moverse en sentido opuesto al de la velocidad (V_a), constituyendo lo que se llama un propulsor de reacción o, simplemente, reactor. Si este propulsor se mueve (respecto de un sistema de ejes inerciales que pase por el centro de gravedad de tobera y fluido) con una velocidad (v), la potencia que le comunica el efecto de reacción tendrá un cierto valor.

2.3.7.4 Tipos constructivos de turbinas.

La gran variedad de tipos constructivos de turbinas puede reducirse a dos clases:

- a. Turbinas de contrapresión, en las que la presión del vapor de escape se encuentra por encima de la atmosférica y en las que el calor a la salida se utiliza económicamente en el proceso.
- b. Turbinas de condensación, en las que la presión de la expansión se encuentra en la zona de vacío, entregándose el calor de condensación

¹Lucini M., Turbomáquinas de vapor y gas, su calculo y construcción, Editorial Labor España, 1966, Pag. 76-77

del vapor, a modo de pérdidas, al medio refrigerante, agua, en la mayoría de las ocasiones.

Como subgrupos de los tipos constructivos base deben de considerarse:

- a. Turbinas de contrapresión / condensación con extracción.
- b. Turbinas de contrapresión / condensación con toma.

Resultado de la necesidad en proceso de dos niveles de vapor distintos.

2.3.7.5 Partes principales de las turbinas de vapor son: ¹

2.3.7.5.1 Rotor.

Este es el principal elemento en movimiento de una turbina. En las turbinas de acción consiste en un eje en el que montan ruedas que llevan las paletas. El rotor de una turbina de reacción es un tambor. Será escalonado o cónico para aumentar el diámetro hacia el extremo de baja presión.

2.3.7.5.2 Cubierta.

Este es el principal elemento estacionario, llamado a menudo cilindro. Rodea al rotor y contiene, en el interior, las toberas, paletas y diafragmas que puedan ser necesarios para controlar la trayectoria y estado físico del vapor en expansión. Los cojinetes, aparatos auxiliares, y las tuberías de vapor están unidos a la cubierta o forman parte integral de ella.

2.3.7.5.3 Cojinetes.

Soportan grandes empujes radiales y axiales, como en el caso de las turbinas de reacción, los mismos que se neutralizan principalmente por medio de placas de equilibrio empujadas por el vapor que van en el rotor.

2.3.7.5.4 Empaques de la flecha.

Se utilizan en los lugares en que la flecha sale de la cubierta, pues impiden la salida del vapor a alta presión y la entrada de aire en el extremo que está al vacío.

¹ Morse Frederick, Teoría y Práctica de las plantas generadoras eléctricas estacionarias, Editorial Continental S. A., México, 1961, Pág. 541.

2.3.7.5.5 Control del vapor.

La cantidad de vapor que entra a una turbina estacionaria se regula generalmente de manera de que produzca una velocidad giratoria constante en presencia de una demanda de potencia variable. Esto es lo que siempre sucede en el caso de que la potencia se use para generación eléctrica. (Woodward, el más utilizado) .

2.3.7.5.6 Sistema de lubricación.

Se necesita aceite para la lubricación de los cojinetes. La mayoría de las turbinas emplean el mismo sistema que pone a presión el aceite, tanto para la lubricación de los cojinetes como para el servomecanismo que opera el regulador. Si es que el regulador es hidráulico. Actualmente la mayoría de los actuadores son electroneumáticos, electrohidráulicos o eléctricos.

2.3.7.6 Caminos para incrementar la eficiencia de las turbinas de vapor.

- (a) Incrementando las presiones y temperaturas del vapor hasta el límite permitido por las propiedades metalúrgicas de los materiales
- (b) Aumentando el vacío en el condensador con equipo de remoción de aire adecuado. Bombas de aire de chorro a vapor son comúnmente usadas para evacuar aire desde el condensador principal.
- (c) Sangrando la turbina en algunos puntos para suministrar vapor y precalentar el condensado. El condensado es bombeado desde el condensador a través de los calentadores de agua de alimentación en serie hasta alcanzar el economizador de la caldera.

2.3.7.7 Características de las turbinas de vapor. ¹

2.3.7.7.1 Potencia Nominal.

Las turbinas para propulsión mecánica se marcan en HP; las unidades turbo-generadoras en kW.

¹ Morse Frederick, Teoría y Práctica de las plantas generadoras eléctricas estacionarias, Editorial Continental S. A., México, 1961, Pág. 545-550

La potencia nominal es la capacidad de potencia declarada que se espera que sea la carga máxima.

2.3.7.7.2 La capacidad de la turbina.

Es el rendimiento máximo continuo garantizado por el fabricante para una turbina limpia, operando con las condiciones especificadas del vapor a la entrada y en el escape, con extracción completa en todos los puntos de extracción si los tiene.

2.3.7.7.3 Eficiencia térmica.

Se considera la eficiencia total de la turbina como máquina para convertir energía térmica en trabajo. Como es una turbina térmica su eficiencia será la energía útil en forma de trabajo, como potencia en la flecha, considerada como porcentaje de la energía térmica aplicada. La determinación de estas cantidades pueden hacerse tomando como base un kg. de vapor de los que pasan por la turbina, en Cal/h, o en cantidades por Kwh de rendimiento que da el generador.

2.3.7.7.4 Consumo de vapor.

Es un término que, para pruebas de comparación, se aplica esencialmente a las turbinas sin extracción. Es de poco valor para comparar el rendimiento de las turbinas de ciclo regenerativo.

La extracción para calentar agua de alimentación con fines regenerativos, no afectará mucho a la línea de condición de trabajo de la turbina, de la posición sin extracción en el diagrama de Mollier; pero afectará apreciablemente el consumo de vapor.

2.3.7.7.5 Consumo de calor.

El consumo de calor representa las calorías gastadas por la turbina por unidad de rendimiento útil, es decir, por HPh o por kWh. Los consumos de calor de las unidades turbogeneradoras se expresan en Cal / kWh disponible en los terminales del generador.

2.3.7.7.6 Eficiencia en la máquina.

La eficiencia de la máquina se la utiliza para describir la efectividad con la que la turbina de vapor utiliza la energía disponible que se le suministra.

Este término debe referirse a la turbina sin extracción, pero como mide los rozamientos internos; la turbulencia y como las turbinas regenerativas extraen sólo cantidades mínimas de la corriente de vapor, las eficiencias de las máquinas sin extracción indican también muy aproximadamente las de las turbinas regenerativas, con tal que el vapor extraído se haya considerado en el proyecto de la turbina. Las eficiencias de la máquina toman estas formas:

2.3.7.7.7 Eficiencia interna de la máquina. (η_{ei}).

Esta toma en consideración los rozamientos en el vapor considerado como fluido y las pérdidas a la salida.

2.3.7.7.8 Eficiencia de la máquina en el freno. (η_{eb}).

Es menor que la eficiencia interna, porque incluye las pérdidas mecánicas. Esta representa la fracción de energía disponible en el acoplamiento.

2.3.7.7.9 Eficiencia combinada en la máquina. (η_{ec}).

También se llama eficiencia total de la máquina. Se aplica a las combinaciones de turbina-generator e incluye las pérdidas mecánicas y eléctricas del generador y excitatriz.

2.3.8 SELECCIÓN PRELIMINAR DE LA TURBINA DE VAPOR.

Los razonamientos y cálculos que se realizan en los numerales 2.3.8; 2.3.9; 2.3.10 y 2.3.11, sirven para obtener datos aproximados que pueden ayudar al comprador del equipo y por lo tanto conocer las características y valores más importantes que debe tener el turbogenerador a adquirirse.

1. Se escoge una central a vapor, porque en este caso el combustible no cuesta. Su costo se eleva al nivel mínimo que consiste en prepararlo de la manera correcta y homogénea para que sea utilizado con la mayor eficiencia en las calderas.

2. Es necesario construir pozos profundos para extraer el agua subterránea necesaria, pero que a pesar de ser una solución en sitio, constituye un grave problema por la cantidad de minerales que contiene.
3. Por esta razón la central termoeléctrica que se instalará deberá contar con un sistema de circuito cerrado de refrigeración a través de una torre de enfriamiento.
4. Esta central tendrá un costo inicial mayor, ya que es necesario complementarla con un condensador y torre de enfriamiento, que permitirán ayudar a tener un mayor salto térmico y por consiguiente mayor capacidad de la turbina.
5. La central termoeléctrica trabajará en paralelo captando la carga base y la empresa eléctrica tomará los picos de la demanda extra de la fábrica.
6. Para el salto térmico más apropiado comparado con la mayoría de proposiciones técnicas enviadas por las firmas Dreser Rand, Siemens, Corpus Murray y otras, se obtuvo la mejor:
Punto e = 300°C
Punto f = 3" de columna de Hg a (46.1°C).
7. Se prefiere seguir con el modelo que cumpla con el ciclo Rankine ya que al proponer ciclos regenerativos; es necesario adquirir una mayor cantidad de equipos que significa un mayor costo de inversión en relación con la baja potencia que se va a generar. (1,250 kW).
8. El volúmen del hogar de la caldera debe ser el apropiado para quemar maderas que contengan un porcentaje de humedad cuyo poder calorífico promedio sea = 2072 kcal/kg .
9. La turbina deberá tener las etapas necesarias para obtener el rendimiento técnico económico más ajustado a las necesidades requeridas.
10. La turbina a escogerse es de condensación con toma. Si se escogiera de contrapresión, la presión de entrada = 27 kg/cm^2 y la presión de salida = 16 kg/cm^2 produciría un ΔP que no sería adecuado para generar suficiente electricidad.
11. Se utilizará un condensador de superficie tipo vacío, para aumentar la caída de entalpía del vapor sobrecalentado.

12. La caldera que se va a adquirir debe tener un deaerador que cumpla con dos funciones:

12.1: Suprimir el oxígeno del agua.

12.2: Precalentar el agua de alimentación a la caldera.

2.3.9 SELECCIÓN DE LA CAPACIDAD DE LA TURBINA DE VAPOR.

2.3.9.1 Capacidad de la turbina ¹

La turbina ha solicitarse debe estar completamente aislada para evitar pérdidas de calor y así sustentar los cálculos como un proceso adiabático.

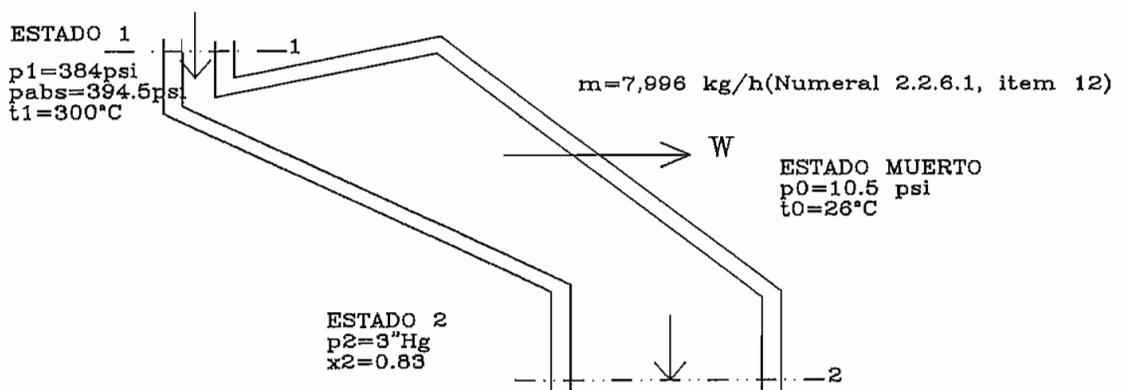
Se plantea el siguiente ejercicio con los datos obtenidos hasta este momento.

Se requiere saber: La potencia de salida del turbogenerador que deberá instalarse en este proyecto.

A la turbina en mención entra vapor a $27 \text{ kg/cm}^2 = 383.4 \text{ psi} \approx 384 \text{ psi}$; $300 \text{ }^\circ\text{C}$, y sale a $3'' \text{ Hg}$ con 83% de calidad. La velocidad del flujo másico es de $7,996 \text{ kg vapor/h}$.

La presión atmosférica es de 10.5 psi a la altura de Quito, la planta libera calor al agua de un condensador-intercambiador de calor cuya temperatura de entrada es de $26 \text{ }^\circ\text{C}$.

Primero, se procede a realizar el diagrama de flujo, donde se describen todos los datos técnicos que se disponen:



¹ Procedimiento de cálculo, Ingeniería Termodinámica J.B. Jones y R.E.Dugan. México, 1996. Pág. 448.

A partir de los estados inicial y final especificados, se puede calcular el trabajo mediante la primera ley, y combinar el trabajo con la velocidad de flujo especificada, para determinar la potencia de salida.

La potencia máxima es el producto de la velocidad de flujo y el trabajo máximo, siendo este la disminución de la disponibilidad del flujo entre la entrada y el escape.

La potencia máxima que puede obtenerse del escape es proporcional a la disponibilidad del flujo de escape o el trabajo máximo que podría obtenerse haciendo que el vapor pase del estado de escape al estado muerto (p_0 y t_0).

Para las ecuaciones de la primera ley y de disponibilidad, se necesitan valores de h y s en la entrada (Estado 1), el escape (Estado 2) y el Estado muerto (Estado 0); de forma que dichos valores se obtendrían de las tablas de vapor.

Estado 1: $h_1 = 1,290.6 \text{ btu/lb.} = 714 \text{ kcal/kg.}$

$$s_1 = 1.5766 \text{ btu}/(\text{lb} \times ^\circ \text{R}) = 429.61 \text{ kcal}/(\text{kg} \times ^\circ \text{C})$$

Estado 2: $h_2 = hf_2 + x_2 \cdot hfg_2$

$$h_2 = 45.99 \text{ kcal/kg} + 0.83 \times 569.69 \text{ kcal/kg.} = 518.83 \text{ kcal/kg.}$$

$$s_2 = sf_2 + x_2 \cdot sfg_2$$

$$s_2 = 42.66 \text{ kcal}/(\text{kg} \times ^\circ \text{C}) + 0.83 \times 489.37 \text{ kcal}/(\text{kg} \times ^\circ \text{C}) = 448.83 \text{ kcal}/(\text{kg} \times ^\circ \text{C})$$

Aplicando la primera ley a la turbina para un flujo estable adiabático se tiene:

$$w = h_1 - h_2 - (V_2)^2 / 2$$

Para facilitar el cálculo y con el fin de obtener una ubicación aproximada de los valores de trabajo y potencia de la turbina se asume que el valor de V_2 es despreciable ya que causa una variación mínima en el resultado final de w (trabajo).

$$w = 714 \text{ kcal/kg} - 518.83 \text{ kcal/kg} = 195.17 \text{ kcal/kg.}$$

Según la fórmula de potencia de salida se tiene:

$$W = m \cdot w = 7,996 \text{ kg vapor /h} \times 195.17 \text{ kcal/kg} = 1,560,579.32 \text{ kcal/h.}$$

Si $1 \text{ kw} = 859.8 \text{ kcal/h}$ el valor de W se transforma en:

$$W = [1,560,579.32 \text{ kcal/h}] \times [1 \text{ kw} / (859.8 \text{ kcal/h})] = 1,815 \text{ kw}$$

La eficiencia total del turbogenerador η_{ec} del numeral 2.3.7.7 y según información técnica del manual Steam Turbine Operation and Maintenance

Seminar de la Dresser Rand; varía entre el 40 y 60%. Para nuestro ejercicio se toma el valor más alto:

$$W_1 = 1,815 \times 0.6 = 1,089 \text{ kw.}$$

2.3.9.2 Tabla referencial de consumo de vapor por kwh generado. ¹

Condiciones del vapor					Consumo	Caudal
Potencia KW	Velocidad Turbogener. rpm	Presión Admisión kg/cm2	Temperatura Admisión ° C	Presión Escape " Hg abs	kg/kWh	kg/h
1250	5238/1800	27	300	3	6.9	8630
1155	5238/1801	27	300	3	6.93	8000
996	5238/1802	27	300	3	7.03	7000
836	5238/1803	27	300	3	7.18	6000
676	5238/1804	27	300	3	7.38	5000
516	5238/1805	27	300	3	7.63	4000
378	5238/1806	27	300	3	7.93	3000
241	5238/1807	27	300	3	8.28	2000
115	5238/1808	27	300	3	8.68	1000
54	5238/1809	27	300	3	9.13	550

Tabla 2.13 Valores referenciales del consumo de vapor por kWh

2.3.9.3 Potencia a generar (P)

El valor calculado en el numeral 2.3.9.1; $P = 1,089 \text{ kw}$ y el valor disponible para generación (numeral 2.2.6.1) Item 12; $m = 7,996 \text{ kg/h}$; están cercanos a los valores reales de la tabla 2.13; donde se aprecia que para una potencia de generación = $1,155 \text{ kw}$. Se necesitan $8,000 \text{ kg. Vapor/h}$.

$$\text{Potencia a generar} = 1,089 \text{kw.}$$

La potencia comercial de la turbina más próxima a este valor es $1,250 \text{ kw}$.

$$\text{Factor de seguridad} = 1,250 \text{ kw}/1,089 \text{kw} = 14.78\%$$

2.3.9.4 Energía generada en el año.

$$1,089 \text{ kw} \times 7,440 \text{ horas /año} = 8,102,160 \text{ kwh/año}$$

$$\text{Energía generada en el mes} = 675,180 \text{ kwh/mes}$$

Como $7,440 \text{ h} = 310 \text{ días laborables}$, se tiene:

$$\text{Generación diaria} = (8,102,160)/(310) = 26,136 \text{ kwh/día.}$$

$$\text{Generación por turno} = 8,712 \text{ kwh/8 horas}$$

¹ Dresser Rand Steam Turbine & Generator Division, Tablas de valores de consumo de vapor VS. Potencia generada. USA, 1995.

Generación por hora = $8,712/8 = (1,089 \text{ kwh})$

2.3.10 Secuencia básica de pasos a seguir para calcular las dimensiones de entrada de vapor; salida de condensado y etapas de la turbina, etc.

Ver Figura 2.16. En esta secuencia se muestran los valores iniciales en base a los cuales se realizan cálculos posteriores, los mismos que dan la idea final sobre los parámetros definitivos que debe tener la turbina.

Sobre los datos obtenidos, las empresas que fabrican turbinas proceden a la construcción de la nueva unidad.

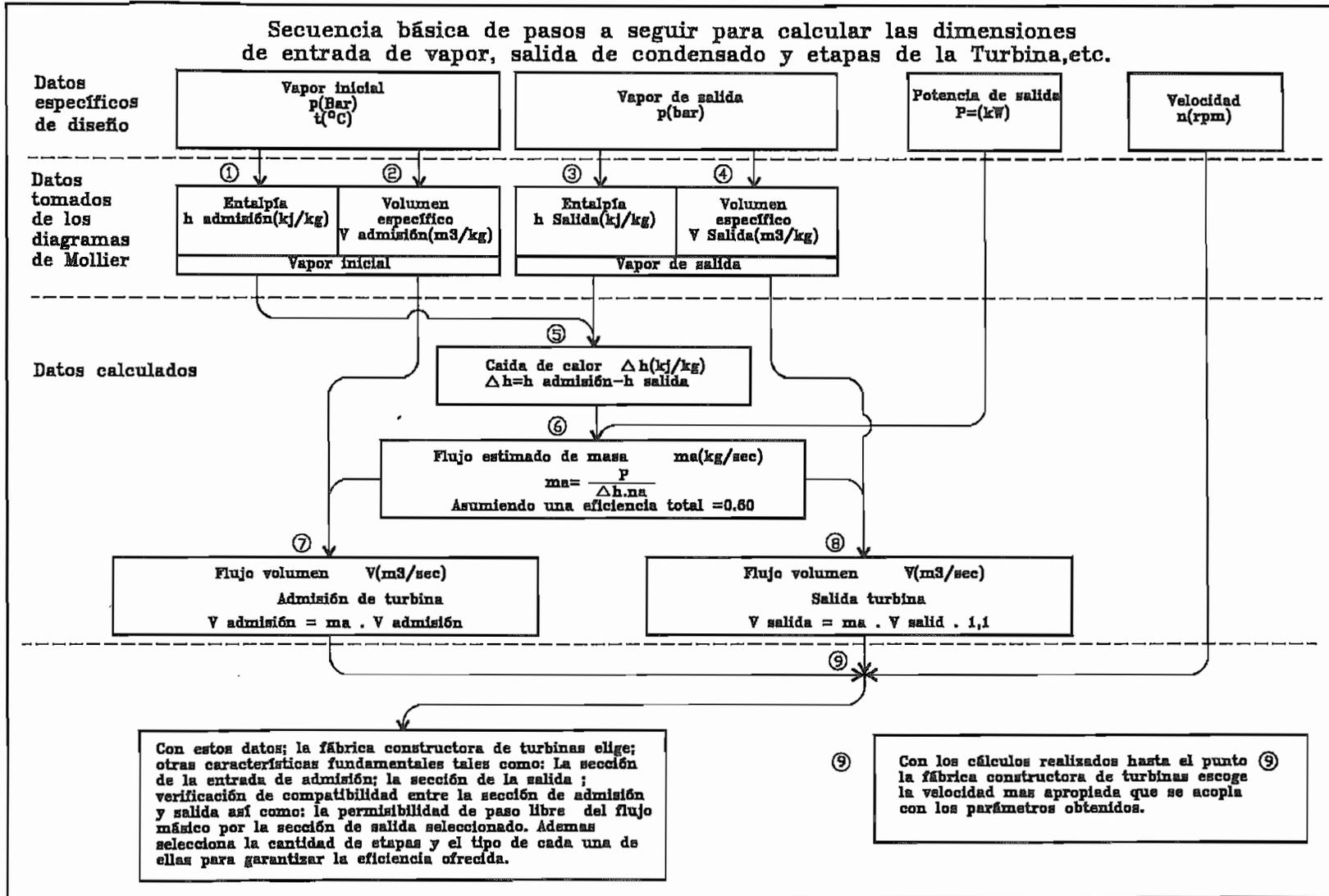


Figura 2.16: Secuencia de cálculos termodinámicos

2.3.11 CALCULO DE PARÁMETROS DE TRABAJO DE LA TURBINA ESCOGIDA EN EL PRESENTE PROYECTO.

Esta secuencia de cálculos es tomada del Power Engineering Guide 1986 (Siemens)¹; los mismos que sirven para ubicarse en los valores aproximados a los que realmente resultarán en los diseños realizados por las empresas que construyen turbinas.

2.3.11.1 Datos específicos de diseño

1. Presión inicial del vapor

$$p_{adm} = 27 \text{ kg/cm}^2 \quad p = 27 \text{ kg/cm}^2 \quad P_{abs} = 384 \text{ psi} + 10.5 \text{ psi} = 394.5 \text{ psi.}$$

2. Temperatura de admisión, vapor $t_{adm} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$

3. Presión salida vapor $p_{sal} = 3'' \text{ Hg.}; \quad 3'' \text{ Hg} = 1.4723 \text{ psi} = 0.1015 \text{ Bar}$

4. Potencia escogida $P = 1,250 \text{ kw.}$

5. Velocidad escogida $n = 5,238 \text{ r.p.m.}$

2.3.11.2 Determinación de datos escogidos y calculados

1. Determinación de entalpía de vapor inicial. De tablas de vapor se obtiene:

$$h_{adm} = (1,290.6 \text{ btu/lb}) (1.055 \text{ kJ/1btu}) (2.2\text{lb/1kg}) = 2,995.48 \text{ kJ/kg}$$

2. Determinación de volumen específico del vapor inicial.: $v_{adm} = 0.091 \text{ m}^3/\text{kg}$

3. Determinación de la entalpía salida de vapor. Asumiendo una calidad de vapor $X=0.83$.

Del diagrama de Mollier h-s; se obtiene $h_{salida} = 2,145.12 \text{ kJ/kg}$

4. Determinación del volumen específico de salida de vapor. $v_{sal} = 14.43 \text{ m}^3/\text{kg.}$

5. Determinación de la caída de entalpía disponible.

$$\Delta h = h_{adm} - h_{sal} = 2,995.48 \text{ kJ/kg} - 2,145.12 \text{ kJ/kg} = 850.36 \text{ kJ/kg}$$

6. Estimación del flujo másico (asumiendo una eficiencia total) $\eta_a = 0.60$

$$m_a = P/(\Delta h \cdot \eta_a) = 1,089 \text{ kw} / [(850.36 \text{ kJ/kg}) \times 0.60] = 2.134 \text{ kg/s}$$

$$(7,996 \text{ kg/h}) \times (1 \text{ h} / 3,600 \text{ s}) = 2.22 \text{ Se puede asumir } 2.134 \approx 2.22 \text{ kg/s.}$$

7. Cálculo del flujo volumétrico de admisión.

$$V_{adm} = m_a \times v_{adm} = 2.134 \text{ kg/s} \times 0.091 \text{ m}^3/\text{kg} = 0.1941 \text{ m}^3/\text{s}$$

¹ Siemens, Power Engineering Guide, Overseas Marketing, Department E 501, Pag. 12-8 .

8. Cálculo del flujo volumétrico de salida¹

$$V \text{ Salida} = m_a \times v_{\text{sal}} = 2.134 \text{ kg/s} \times 14.43 \text{ m}^3/\text{kg} = 30.79 \text{ m}^3/\text{s}$$

9. La velocidad sincrónica $n = 1,800 \text{ rpm}$ del generador es alcanzada a través de una caja reductora de velocidad cuya relación es $= 2.91$

Velocidad turbina: 5,238 rpm. Este valor es un resultado práctico remitido por los fabricantes de turbinas; después de analizar todos los datos preliminares que han sido enviados por el comprador.

$$\text{Velocidad sincrónica generador} = 5,238/2.91 = 1,800 \text{ rpm}$$

2.3.12 CARACTERÍSTICAS FINALES QUE DEBE TENER LA TURBINA.

Item	Tipo de características	Valor	Unidad Medida
1	Potencia del turbogenerador	1,250	kw.
2	Factor de seguridad	14.78	%
3	Energía Generada anualmente	8,102,160	kw h /año
4	Energía Generada mensualmente	675,180	kw h /mes
5	Energía Generada diariamente	26,136	kw h /día
6	Energía Generada por turno (3 turnos)	8,712	kw h /turno
7	Energía Generada por hora	1,089	kw h
8	Presión vapor entrada	27	kg/cm ²
9	Temperatura vapor sobrecalentado entrada	300	° C
10	Presión vapor salida	3	" Hg
11	Velocidad de turbina	5,238	Rpm
12	Relación caja reductora	2.91	
13	Velocidad sincrónica generador	1,800	Rpm
14	Consumo vapor para el rango 1250 kw.	6.9	kg/kwh
15	Caudal vapor para generación de 1089 kw.	7,996	kg/h
16	Entalpía entrada	2,995.48	kJ/kg
17	Volumen específico de vapor entrada	0.091	m ³ /kg
18	Entalpía Salida	2,145.12	kJ/kg
19	Calidad del vapor salida	0.83	X
20	Volumen específico de vapor salida	14.43	m ³ /kg
21	Eficiencia de la Turbina	0.6	N
22	Flujo másico interno en la turbina	2.134	kg/s
23	Flujo volumétrico de admisión	0.1941	m ³ /s
24	Flujo volumétrico de salida	30.79	m ³ /s
25	Tipo de turbina	Condensación	

Tabla 2.14 Características técnicas del Turbogenerador.

¹ Siemens, Power Engineering Guide, Overseas Marketing, Department E 501, Pag. 12-8 .

2.4 ANALISIS Y SELECCIÓN DE PLANTA DE AGUA, CONDENSADOR Y TORRE DE ENFRIAMIENTO.

2.4.1 PLANTA DE AGUA.

2.4.1.1 Datos Iniciales

La lógica del diseño de la planta de agua está en función del agua interna de las calderas; de la cual depende la calidad del vapor producido y que es utilizado en la turbina.

Según la Tabla 2.15 ¹, se toman los valores máximos permitidos de sales y minerales contenidos en el vapor de una caldera, cuyo vapor acciona a la turbina.

Presión salida vapor (PSI)	Total Hierro PPM	OH Alcalinidad PPM	Silica PPM	Fosfatos PPM	Sulfitos PPM	Dureza PPM	Cloruros PPM
0-300	≤ 0.1	< 350	≤ 150	50	30	0	250
301-450	≤ 0.05	< 300	≤ 90	50	30	0	200
451-600	≤ 0.03	< 250	≤ 40	25	25	0	150
601-750	≤ 0.025	< 200	≤ 30	25	20	0	50
751-900	≤ 0.02	< 150	≤ 20	20	10	0	20
901-1000	≤ 0.02	< 100	≤ 8	15	3	0	2
1001-1500	≤ 0.01	--	≤ 2	10	--	0	1

Tabla 2.15 Valores máximos permitidos de sales y minerales en el agua interna de las calderas, productoras de vapor para turbinas.

¹ Asme, Concensos en prácticas de operación para el control de alimentación de agua y tratamientos químicos en Calderos Industriales, Feedwater Quality Task Group, USA, Tabla 1, Pág. 22 - 23.

Los datos que se toman de la Tabla 2.15 son los siguientes, para una presión de $27\text{kg/cm}^2 = 383.4 \text{ psi}$.

Sílice (Si O ₂)	≤ 90	ppm
Oxígeno disuelto (O ₂)	= 0	ppm
Alcalinidad total (CaCO ₃)	< 300	ppm
Fosfato residual (PO ₄)	= 50	ppm
Sulfito residual (SO ₃)	= 30	ppm
Dureza total (CaCO ₃)	= 0	ppm
Cloruros (Cl ⁻)	= 200	ppm
Sólidos en suspensión	= 10	ppm
Total de sólidos disueltos en el vapor	= 0.2 – 1	ppm
Hierro (Fe)	≤ 0.05	ppm
Ph	= 11 – 11.5	

Caudal de agua desmineralizada de reposición al make up, (tanque de reserva de agua alimentación) a las calderas.

$$Q_D = 3 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Caudal de agua ablandada de reposición para la Torre de enfriamiento y servicios del proceso de fabricación.

$$Q_a = 13 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$Q_{\text{Total}} = Q_D + Q_a = 16 \text{ m}^3 / \text{h}$$

2.4.1.2 Desarrollo de características que debe tener la planta de agua.

Para facilitar la comprensión del tratamiento del agua se hace referencia al Plano 2.1. (Anexo 1).

En base a las necesidades descritas se debe realizar la perforación de 2 pozos profundos para obtener el agua necesaria de reposición, tanto para las calderas como para la Torre de Enfriamiento y agua para los diferentes servicios y procesos industriales.

Cada pozo de agua tiene una producción máxima de $36 \text{ m}^3 / \text{h}$ a 108 mts de profundidad.

El agua que sale de cada pozo tiene las siguientes características:

ANÁLISIS FÍSICO QUÍMICO		
	POZO # 1	POZO # 2
	ppm	ppm
Fe (Hierro)	42.5	34.5
PH (PH)	6.2	5.6
DCa (Dureza Cálcica como CaCO ₃)	240	168
DT (Dureza Total como CaCO ₃)	400	500
STD (Sólidos Totales Disueltos)	378	311
ALC P (Alcalinidad P como CaCO ₃)	0	0
ALC M (Alcalinidad M como CaCO ₃)	240	236
SIO 2 (Sílice)	69.1	84.0
CND (Conductividad - μ mohs/cm)	757	621

Tabla 2.16 Características Físico-químicas del agua del pozo # 1 y pozo # 2

La planta de tratamiento debe realizar los procesos de desferrización, ablandamiento, desalcalinización y desmineralización, asegurando un contenido bajo de oxígeno y anhídrido carbónico.

Se nota que la cantidad de hierro presente en el agua de cada pozo es alto, por lo que se plantea como primera etapa del tratamiento; la eliminación casi total de Fe; para luego continuar con las demás etapas de ablandamiento y desmineralización.

De la salida de cada pozo se conduce el agua hacia la planta de tratamiento donde es depositada en una torre de aereación cuya altura debe ser = 4 – 5 Mts. Al ser aereada el agua se consigue que:

- Se oxiden las impurezas inorgánicas como hierro (Fe); Manganeseo (Mn) y Sulfuro de Hidrógeno y para la remoción u oxidación de impurezas volátiles causantes de mal olor y mal sabor.

Una vez que el Fe se ha oxidado, el agua influente se recoge en una piscina ubicada en la parte inferior de la torre de aereación; y se la mezcla con productos químicos, (polímeros); para lograr la coagulación del Fe y que permita luego un fácil proceso de filtración.

De la piscina inferior de la torre de aereación se conduce el agua previamente mezclada con cal o sulfato de aluminio hacia cuatro filtros de arena, tipo gravedad, cuyo volumen total es igual a 124 m^3 y la capacidad de filtración es = $3 \text{ gpm} \times \text{pie}^2$. Ver Figura 2.17.

Caso de falla de dos pozos se tiene una reserva de:

Capacidad = piscina deaerador/(demanda agua/h) = $124 \text{ m}^3 / (16 \text{ m}^3 / \text{h}) = 7.75 \text{ h.}$, tiempo suficiente para realizar cualquier reparación, reemplazo de bomba o de cualquier elemento defectuoso del sistema.

Después de los cuatro filtros se obtiene una agua semitratada, la misma que no contiene hierro, ya que tanto la cal disuelta como los flóculos de hierro quedan atrapados en el medio filtrante.

En este punto del recorrido del líquido tratado se obtiene una agua con 0 ppm de hierro y dureza total baja ($80 - 100 \text{ ppm CaCO}_3$).

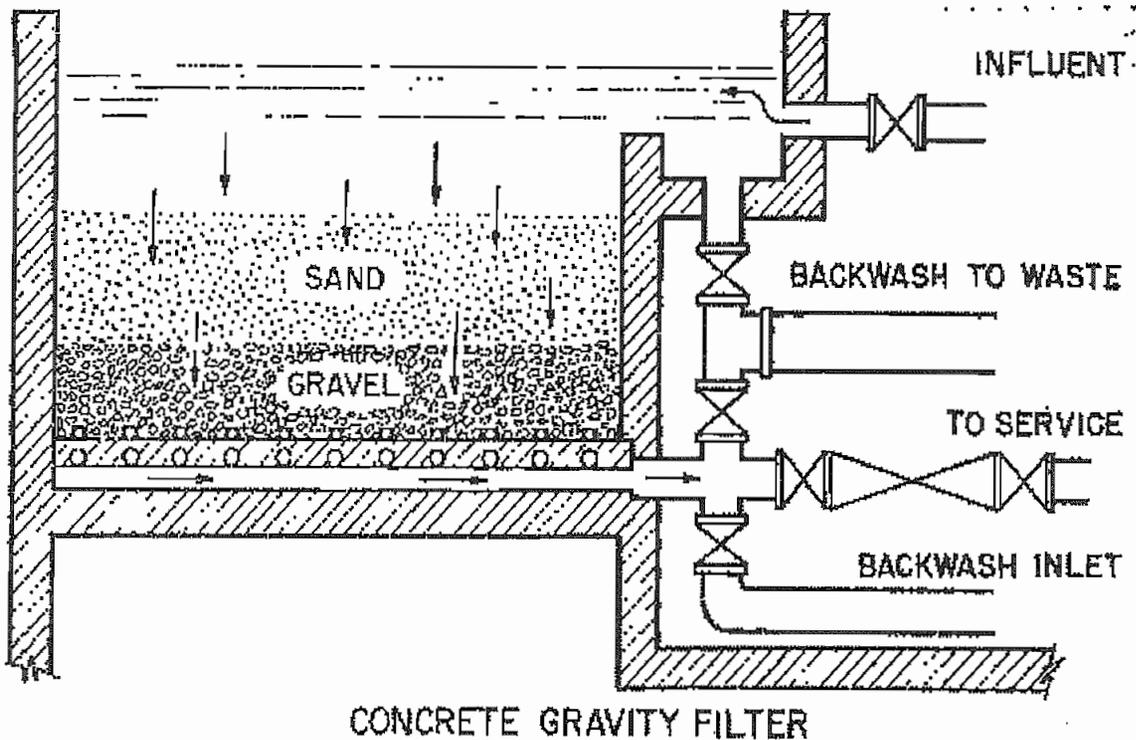


Figura 2.17 Vista general de un filtro de arena tipo gravedad.

La siguiente etapa consiste en recolectar el agua en una cisterna cuyo volumen es igual a 124 m^3 . El agua que sale de cada filtro de arena es monitoreada diariamente mediante análisis físico – químico, de tal manera que el flujo de salida sea el que controle la calidad de agua prevista ($\text{Fe} = 0 \text{ ppm}$ Dureza total = $80 - 100 \text{ ppm CaCO}_3$).

Desde esta cisterna se reparte el agua hacia dos destinos. La bomba B5A debe alimentar a los equipos de ablandamiento con un caudal de $13 \text{ m}^3/\text{h}$ y cuya producción del líquido tratado se enviará a la torre de enfriamiento y a los procesos industriales y la bomba B4A debe alimentar a los equipos desmineralizadores que deben tratar un flujo de $3 \text{ m}^3/\text{h}$ enviando luego al tanque de alimentación de las calderas.

2.4.1.3 Equipo de tratamiento para la torre de enfriamiento

La calidad de agua que debe tener el líquido de enfriamiento que circula por la torre y el condensador debe tener los siguientes valores en relación a cada uno de sus componentes químicos presentes en el líquido.

ph	=	7.8 - 8.2
Alcalinidad	≤	500 ppm
Dureza total	=	max 300 ppm.
Conductividad	<	1,300 ppm
Sílice	=	max 150 ppm
Fosfatos residual	=	5 – 10 ppm.
Ciclos de concentración	=	3 – 4

Para alcanzar estos valores es necesario disponer de equipos que filtren y ablanden el agua además de adicionar productos químicos especiales, para el control de la corrosión – incrustación y el desarrollo microbiano.

Los equipos necesario para realizar la filtración y ablandamiento consiste en conectar dos baterías de filtros y ablandadores en paralelo; para que el agua salga filtrada y ablandada al mismo tiempo.

2.4.1.3.1 *Cálculo del tamaño de los filtros.*

Datos:

- Caudal de procesamiento = $13\text{m}^3/\text{h} = 312\text{ m}^3/\text{día} = 82,421\text{ gal}/\text{día} = 577,000\text{ gal}/\text{semana} = 57.2\text{ gal}/\text{min.} = 3,432\text{ gal}/\text{h.}$
- Dureza total del agua a la entrada de los filtros = 90 ppm.
- Tasa promedio de filtración para filtros de presión = $6.7\text{ gpm} \times \text{pie}^2$.
- La disposición normalizada para los filtros de presión a seleccionar tienen la siguiente forma y dimensiones:
- Area circular del filtro: $S=57.2\text{ gal}/\text{min} / [(6.7\text{ gal}/\text{min}) / \text{pie}^2] \approx 8.5\text{ pie}^2 \approx 0.7896\text{m}^2$
- Diámetro (D) = $\sqrt{\frac{4S}{\pi}} = 3.29\text{ pie} = 100\text{ ctms} = 1\text{ mt.}$
- Altura normalizada del medio filtrante (arena)¹ = Varía entre 18" y 24". Se escoge la máxima altura =24" ≈61 cmts., para asegurar la mayor eficiencia en la retención de sólidos suspendidos sin causar caídas de presión que afecten el rendimiento del sistema completo
- Altura máxima de arena = 0.61 mts. = 61 cmts.
- Altura espacio libre superior¹ = $0.5 \times 61\text{ cmts} = 30.5\text{ cmts.}$

¹ Manual del agua, su naturaleza, tratamiento y aplicaciones. Nalco, 1993, tomo 1, Pag 9-21

- Altura total del filtro

Altura arena = 61.0 ctms.

Altura espacio libre = 30.5 ctms.

Altura grava inferior = 10.0 ctms.

Altura total H = 101.5 ctms = 1.01 mts

- Volumen final del filtro = $S \cdot H = 0.7896 \cdot 1.01 = 0.7974 \text{ m}^3$

- Caudal que atraviesa el medio filtrante en un día = $312 \text{ m}^3 / \text{día}$

- Se supone que el filtro debe retrolavarse cada día, ya que el medio filtrante se encuentra sucio y este no debe dejar escapar impurezas al efluente de salida.

- Al colocar tres filtros de la misma capacidad la limpieza se realizará cada 3 días o 2 veces por semana, convirtiendo el tiempo de operación en una rutina más sencilla.

En la Figura 2.18 se encuentra el diseño interno de un filtro a presión.

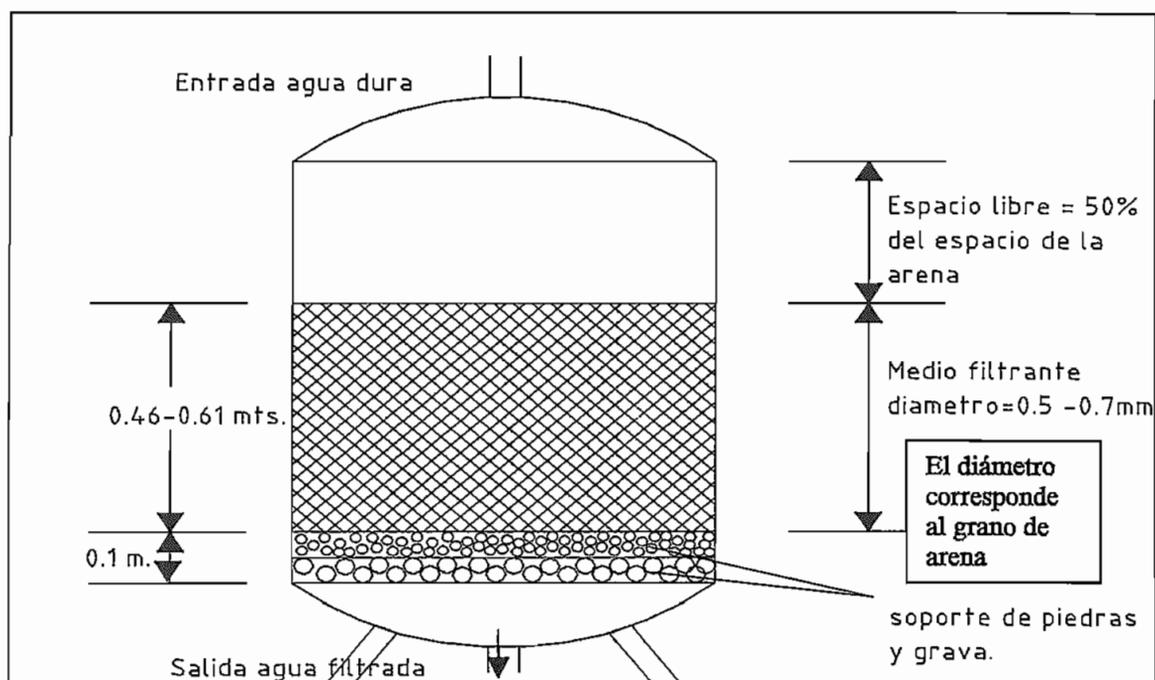


Figura 2.18 Disposición y medidas de un filtro de arena a presión.

2.4.1.3.2 Cálculo del tamaño de ablandadores ciclo sódico (Na)

- Caudal = 57.2 gal/min

- Dureza promedio total = 90 ppm

- Como 1 grano/galón¹ = 17.2 ppm (Ca CO₃) Carbonato de calcio

$$\frac{90 \text{ ppm}}{\frac{17.2 \text{ ppm}}{\text{grano/galón}}} = 5.23 \text{ granos/galón}$$

- Dureza total diaria=(82,421 gal/día)x 5.23 granos /gal. = 431,061 granos/día

- Si elige una resina catiónica en ciclo sódico.

- Los cálculos son similares a los que se realizan en los filtros. Capacidad unitaria intercambio = 30,000 granos/pie³ de (Ca CO₃) .

- Volumen diario de resina = (431,061 granos/día) / (30,000 granos/pie³)¹
 = 14.36 pie³/día = 0.4066 m³/día

- Los tanques de los ablandadores normalmente tienen un diámetro para estos caudales que oscila entre 60 y 80 ctms, y tienen la siguiente disposición. Ver Figura 2.19.

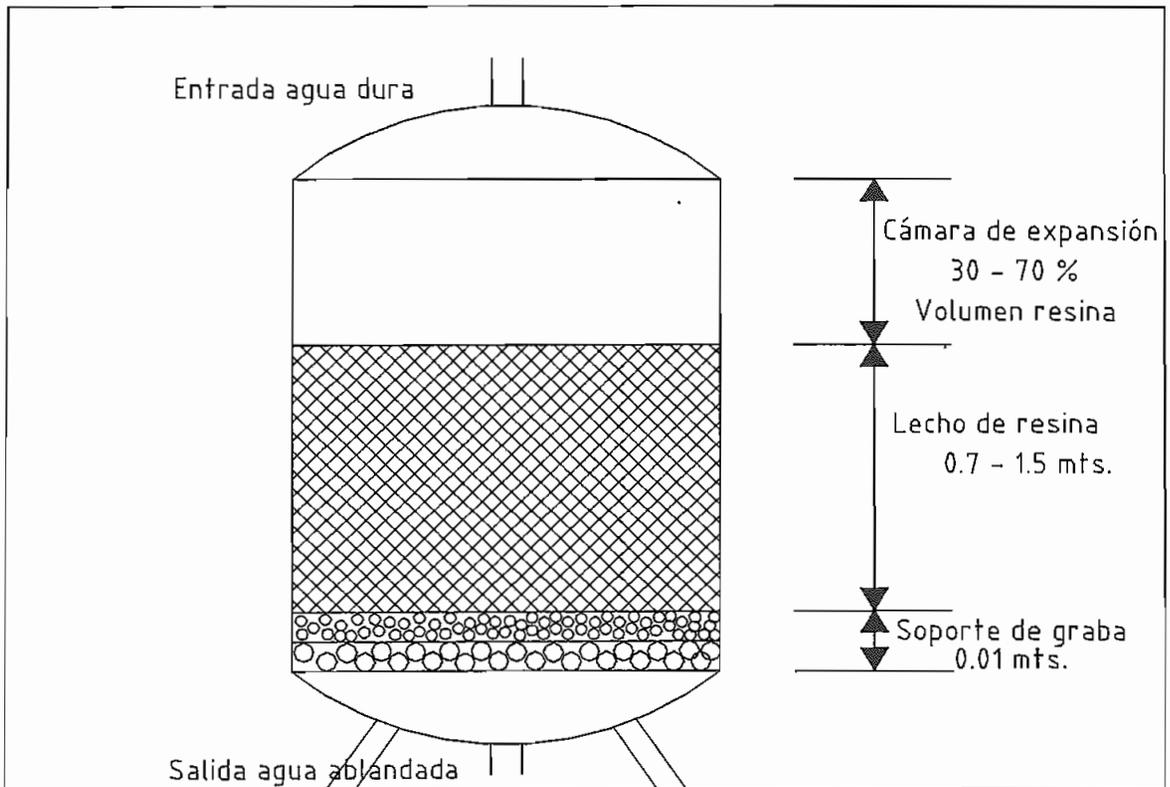


Figura 2.19 Disposición y medidas de un ablandador a presión

¹ Imperial Chemical Industries Limited, Industrial Water Treatment Practice, P Hammer Editorial Butterworthsn USA, 1961, Pág. 102 - 103

- Se escoge diámetro = 60 ctms $\Rightarrow r = 0.3$ mts.
- Altura de la resina $h = V$ (Volumen) / $(\pi r^2) = 0.4066 \text{ m}^3 / (\pi * 0.3^2 \text{ mts}^2) = 1.438$ mts.
- Para la cámara de expansión se escoge el 30% del volumen de la resina $0.3 \times 1.438 \approx 0.43$ mts.
- Altura total = $1.43 + 0.43 = 1.86$ mts.

Dimensiones finales de un ablandador.

Diámetro = 60 ctms.

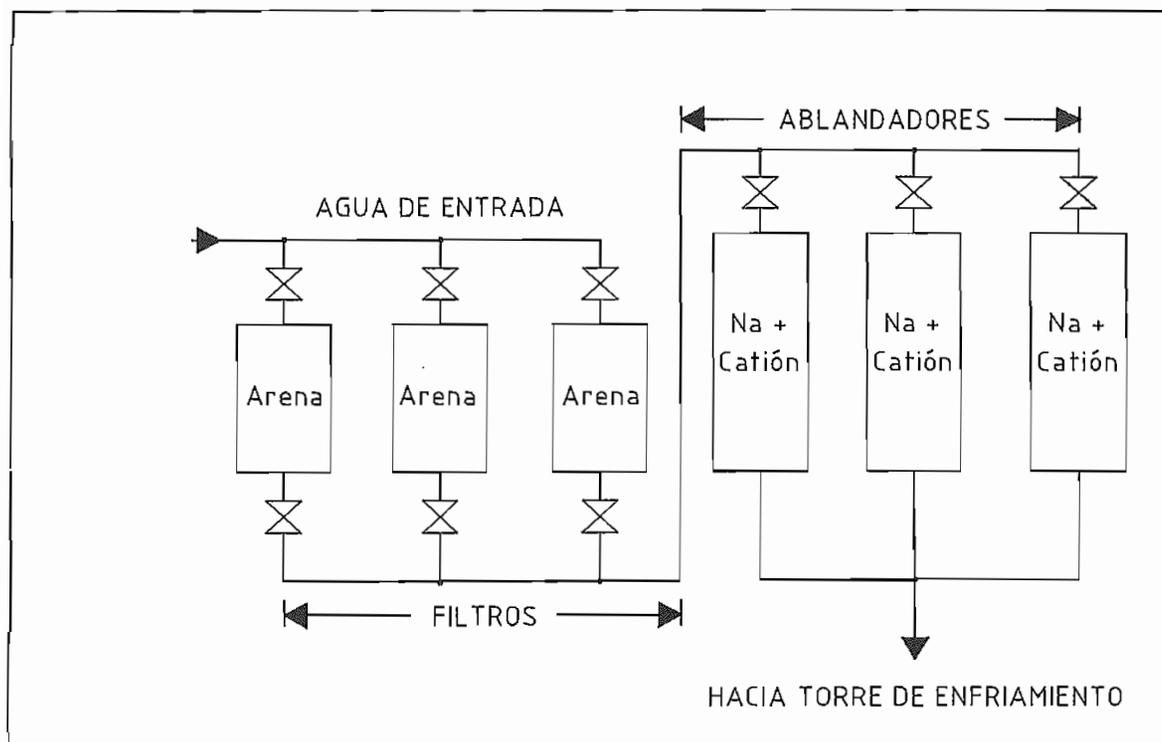
Altura = 190 ctms.

Volumen resina = 0.4066 m^3

Volumen cámara expansión = 0.1212 m^3

Si se coloca un solo ablandador se tendrá que regenerar cada día; por lo que es necesario conectar tres ablandadores en paralelo del tamaño mencionado para que la regeneración se haga cada tres días o dos veces a la semana.

Los filtros y ablandadores se diseñan según lo presentado en la Figura 2.20



En la Figura 2.21 se detalla el interior de un filtro y de un ablandador catiónico

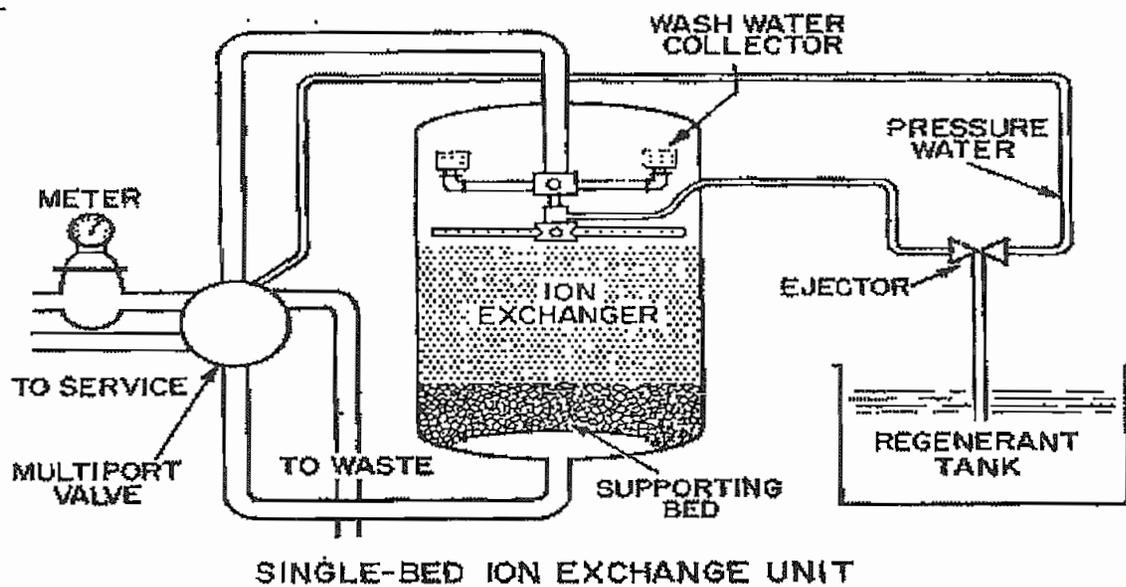
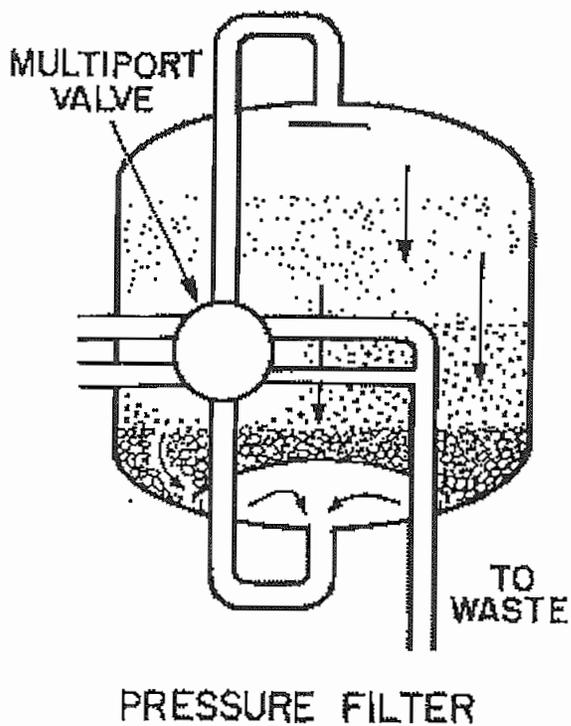


Figura 2.21 Disposición interna de un filtro a presión y de un ablandador catiónico a presión.

2.4.1.4 Desmineralizadores (Alimentación de agua a calderas)

El cálculo que se realiza para los tanques de un sistema desmineralizador son similares a los desarrollados en la selección de los ablandadores por lo que solamente en este numeral se dan a conocer los volúmenes de las resinas que están dentro de los tanques y que intervienen en el proceso.

El objetivo de un sistema desmineralizador es obtener agua pura al final de su proceso.

A continuación se muestra el intercambio de las sales y minerales con las respectivas resinas. Ver Figura 2.22

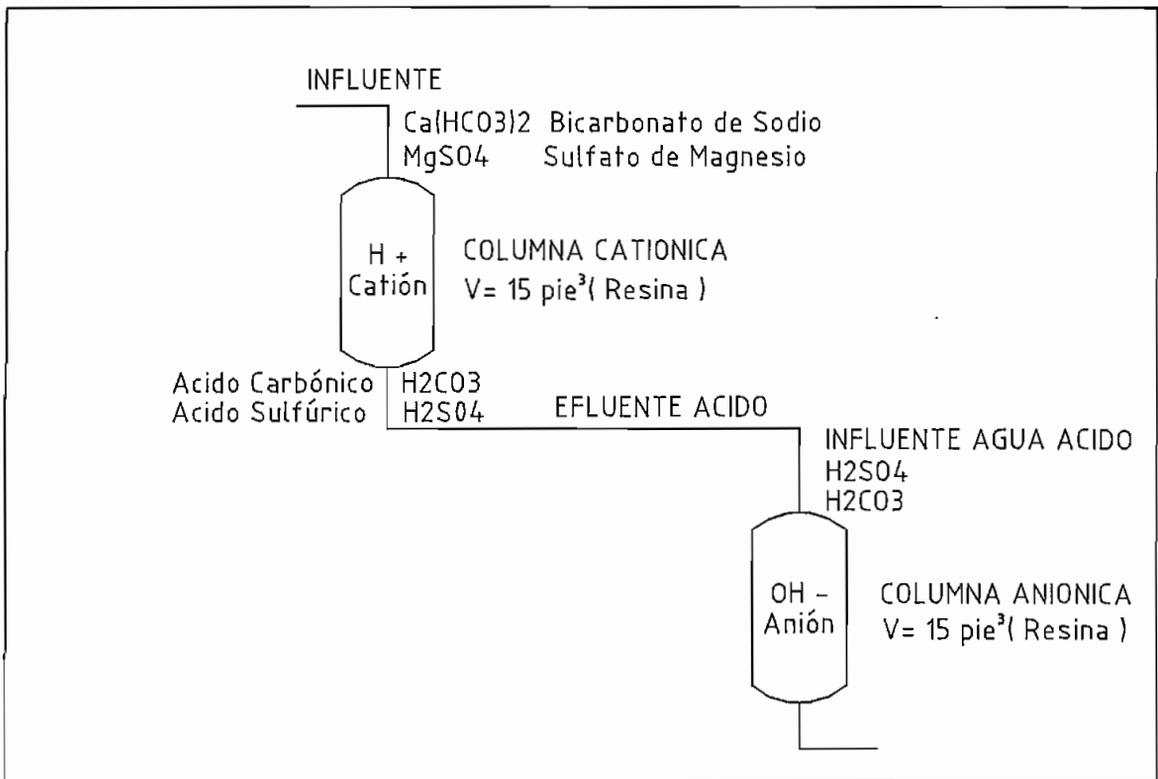


Figura 2.22 Disposición de los ablandadores con resina Catiónica y Aniónica

Debido a que la demanda de reposición de agua es de 3 m³/h; se escogen dos trenes desmineralizadores para una capacidad de 10 m³/h cada uno, ya que con éste caudal se aseguran una completa desmineralización del agua que toma contacto con toda la resina interna, posibilitando un menor tiempo de funcionamiento del equipo y permitiendo por lo tanto alargar su vida útil.

Disposición del sistema final de desmineralización. Ver Figura 2.23.

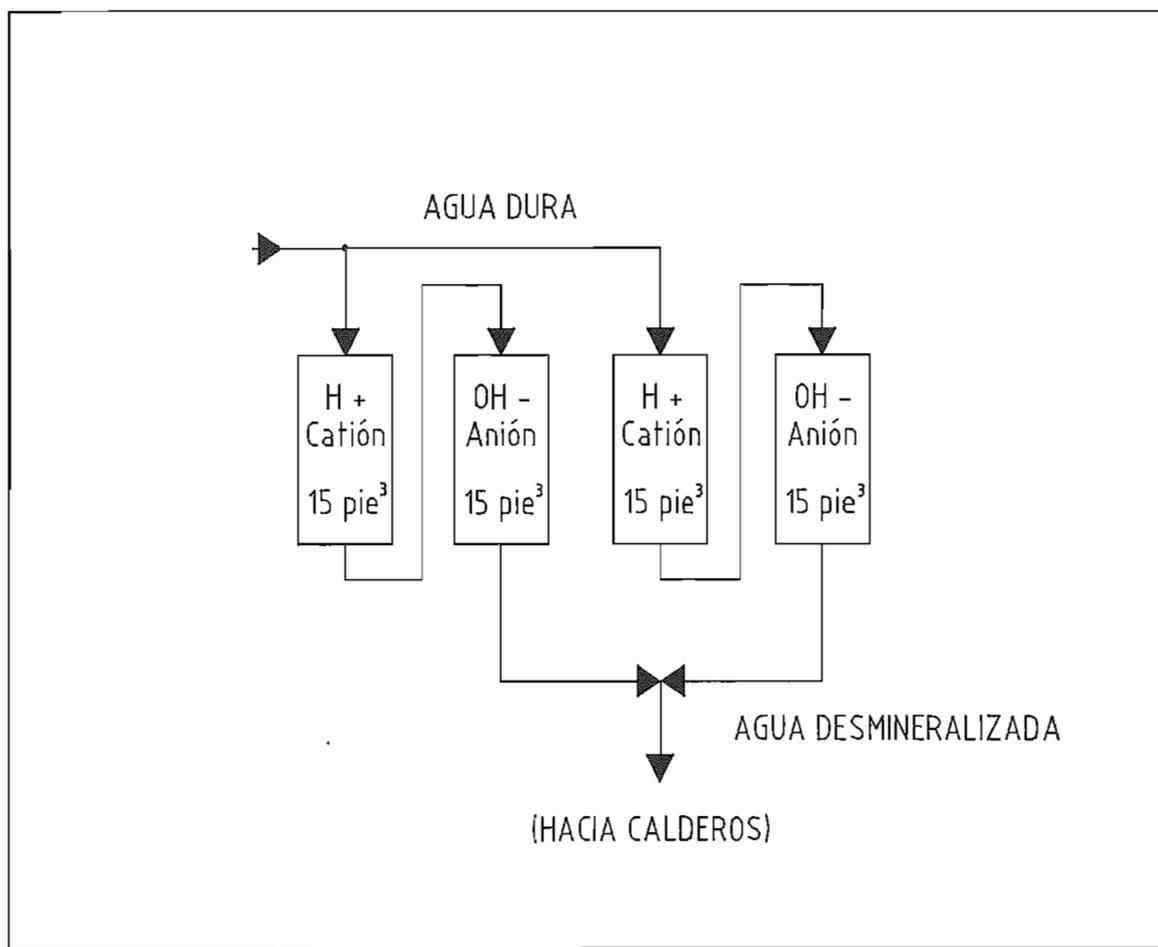


Figura 2.23 Conexión en paralelo de dos sistemas desmineralizadores

2.4.2 CONDENSADOR

2.4.2.1 Consideraciones Generales

Una planta de generación de energía eléctrica, utilizando vapor como fluido de trabajo requiere, que todo el calor suministrado al agua de la caldera, se aproveche al máximo en un ciclo, con el objeto de alcanzar la máxima eficiencia. En principio, la generación de energía eléctrica en base a vapor, constituía una gran inversión, pues el vapor que se expandía en las turbinas, tenía como destino final la atmósfera, lo que representaba molestias, pérdidas económicas y lo que es más importante una baja eficiencia de generación. En base a todo esto, estudios posteriores demostraron que podían aprovecharse las condiciones del vapor a la salida de la turbina, para aumentar la eficiencia del ciclo y en general la eficiencia de generación pues todo este vapor puede condensarse y nuevamente volver al punto de partida del ciclo, lo que representa una gran inversión inicial, que se compensa con una mejor eficiencia.

De lo anterior se concluye la importancia que tiene el estudio de un condensador dentro de una planta de generación eléctrica.

2.4.2.2 Conceptos Básicos

2.4.2.2.1 Condensador. ¹

Como su nombre lo indica un condensador de vapor es un dispositivo en el cual, el vapor se condensa. El calor latente (y posiblemente parte del sensible) que cede el vapor en el proceso de condensación, lo recibe el refrigerante, constituido por agua. Esta agua refrigerante en ocasiones se mezcla con el vapor directamente, y otras veces están completamente separados.

2.4.2.2.2 Enrarecimiento. ²

Se llama enrarecimiento a cualquier presión menor que la atmosférica, medida como depresión debajo de la misma.

¹ Marther, D.H., Termodinámica y motores térmicos, Editorial Hispanoamericana, México 1965, Pág. 108 - 109. Pág. 553.

² Morse Frederick, Teoría y Práctica de las plantas generadoras eléctricas estacionarias, Editorial Continental, México, 1961, Pág. 593.

Se produce un enrarecimiento en una cámara cerrada, si el gas o vapor cuyas moléculas producen la presión interna del fluido se extraen parcialmente. Para extraer un gas permanente es necesario gastar mucho trabajo en el gas, en cambio el vapor de agua puede extraerse fácilmente con gasto mínimo de energía condensándolo.

Con ésta reducción, se obtiene dos resultados prácticos:

- Al liquidar la mayor parte de las moléculas del vapor se produce una región de poca presión o de enrarecimiento.
- Con poco bombeo se vuelve a llenar este espacio con el agua condensada.

Los condensadores de vapor se proyectan para que funcionen de ésta manera y son capaces de absorber grandes volúmenes de vapor a baja presión, y por medio de una corriente de agua fresca, absorber el calor, efectuando la condensación y manteniendo un gran enrarecimiento en la entrada de vapor.

Grandes depresiones, pueden obtenerse con una diferencia terminal (t_d) pequeña aún con condensadores de mayor tamaño y mayor capacidad.

Se denomina diferencia terminal a la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor a la presión de entrada en el condensador y la temperatura del agua para la condensación a la salida del condensador.

2.4.2.2.3 Función de un condensador. ¹

La función de un condensador en una planta de generación de vapor es doble:

En primer lugar lograr una baja presión, inferior a la de la turbina, que permita en ésta, tener la máxima expansión del vapor.

En segundo lugar, recuperar una elevada cantidad de fluido evaporable, para usarlo en un nuevo ciclo.

2.4.2.2.4 Ventajas del uso del condensador en una planta.

Las razones de complicar una instalación de vapor, con la adición del condensador y de un depósito caliente como indica la Figura 2.24 son:

¹ Potes Santo E., Centrales Eléctricas, Editorial Gustavo Gili S. A., España, 1971, Pág.6 Y 7.

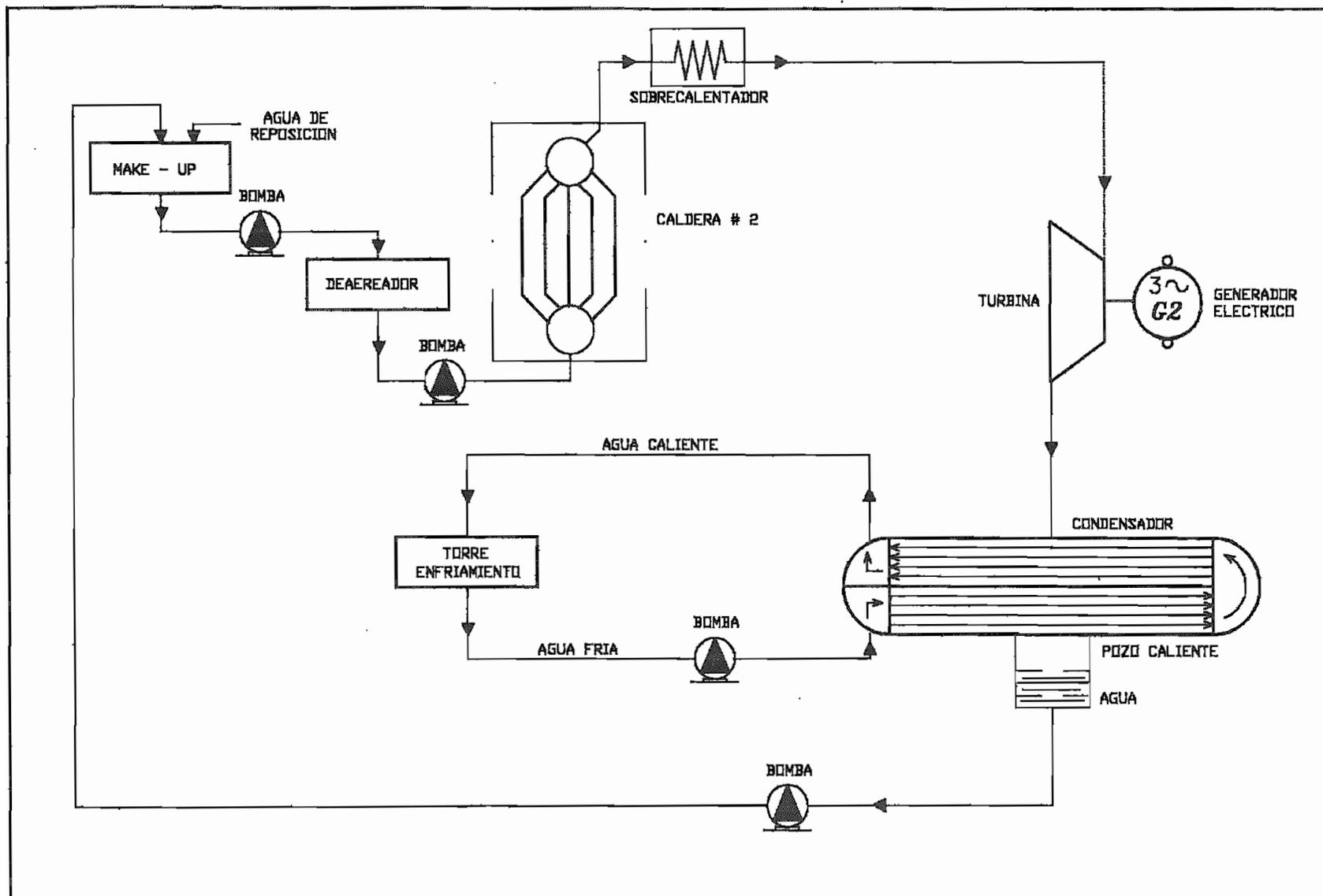


Figura 2.24 Condensador dentro del ciclo térmico

- a. La molestia que implicaría verter a la atmósfera grandes cantidades de vapor.
- b. El rendimiento de la instalación queda considerablemente incrementado, ya que por ejemplo al realizar un análisis del trabajo efectuado por kilo de vapor en una expansión isentrópica desde un estado inicial de 42 kg./cm² y 66 °C de sobrecalentamiento, hasta la presión atmosférica en una máquina a flujo como una turbina se tiene alrededor de 161 kcal. Si se realiza una expansión similar desde el mismo estado inicial, pero hasta un estado final de 0.07 kg./cm². esta proporciona 244 kcal de trabajo, lo que da una ganancia del 51.55%. Por lo tanto es evidente la ventaja que presenta una presión final muy baja, la que puede conseguirse haciendo que el escape vaya a un condensador.

En conclusión, el estudio del aprovechamiento de la energía asociada a una fuente, crece al aumentar el potencial del cual se ha obtenido el calor, y que el rendimiento de un ciclo crece al aumentar la diferencia entre los límites de temperatura entre los que trabaja el mismo.

- c. El sedimento depositado sobre las caras interiores de los tubos que transfieren calor, debido al continuo empleo de agua como medio de trabajo y si es que esta no tiene el tratamiento adecuado, imposibilitaría rápidamente el trabajo eficiente de la planta. Por tanto, en toda instalación, se toma el fluido agente del ciclo y solamente deben reponerse pequeñas cantidades de agua nueva de aporte, para compensar las pérdidas del fluido por diversas fugas. Esta agua de aporte debe desmineralizarse antes de hacerla pasar al depósito caliente, (make up).

2.4.2.3 Tipos de condensadores.¹

Los condensadores pueden ser de cuatro tipos:

- (a) Condensadores evaporativos.
- (b) Eyectocondensadores.
- (c) Condensadores de mezcla o de inyección.
- (d) Condensadores de superficie.

2.4.2.3.1 Características de los condensadores evaporativos.

Son únicamente apropiados para instalaciones pequeñas. En este condensador como en el de superficie, el condensado y el refrigerante no se mezclan.

¹ Marther D. H., Termodinámica y motores térmicos, Editorial Hispanoamericana, México, 1965, Pág. 555.

El uso de éste condensador está limitado para plantas de pequeño tamaño, ya que el refrigerante que se evapora se descarga principalmente en forma de nubes de vapor que salen por el extremo superior del condensador y que podrían, bajo ciertas circunstancias, resultar molestos.

2.4.2.3.2 Características de los eyectocondensadores.

Este tipo de condensador es adecuado para vacíos moderados.

El agua entra al condensador y pasa a través de una serie de boquillas convergentes, para salir finalmente a través de un cono divergente. El vapor se introduce en el condensador a través de una válvula de retención y se mezcla con el agua fría convirtiéndose así en condensado.

2.4.2.3.3 Características de los condensadores de mezcla.

No son muy empleados hoy día, en éste tipo el refrigerante y el condensado se mezclan y en consecuencia el agua refrigerante debe ser tratada, pues de lo contrario el aire disuelto y las sales podrían causar daños importantes de corrosión e incrustaciones, en el generador de vapor.

En éste tipo de condensadores la transmisión de calor se hace por conducción directa. El vapor se condensa rápidamente en el agua, y la mezcla se saca continuamente en forma de una corriente de agua caliente.

2.4.2.3.4 Condensadores de superficie.

Los condensadores de superficie interponen una pared entre el vapor y el agua, a través de la cual debe transferirse el calor por convección. El agua condensada y la de enfriamiento se sacan por separado.

El condensador superficial es una cámara hermética que encierra una superficie de transmisión de calor muy concentrada, en forma de un haz compacto de tubos de pequeño diámetro de aleación de cobre.

*2.4.2.3.5 Partes del condensador de superficie.*¹

Las partes principales que conforman un condensador de superficie se detallan en la Figura 2.25.

¹ Morse Frederick, Teoría y Práctica de las plantas generadores eléctricos estacionarias, Editorial Continental S. A., México, 1961, Pág. 600.

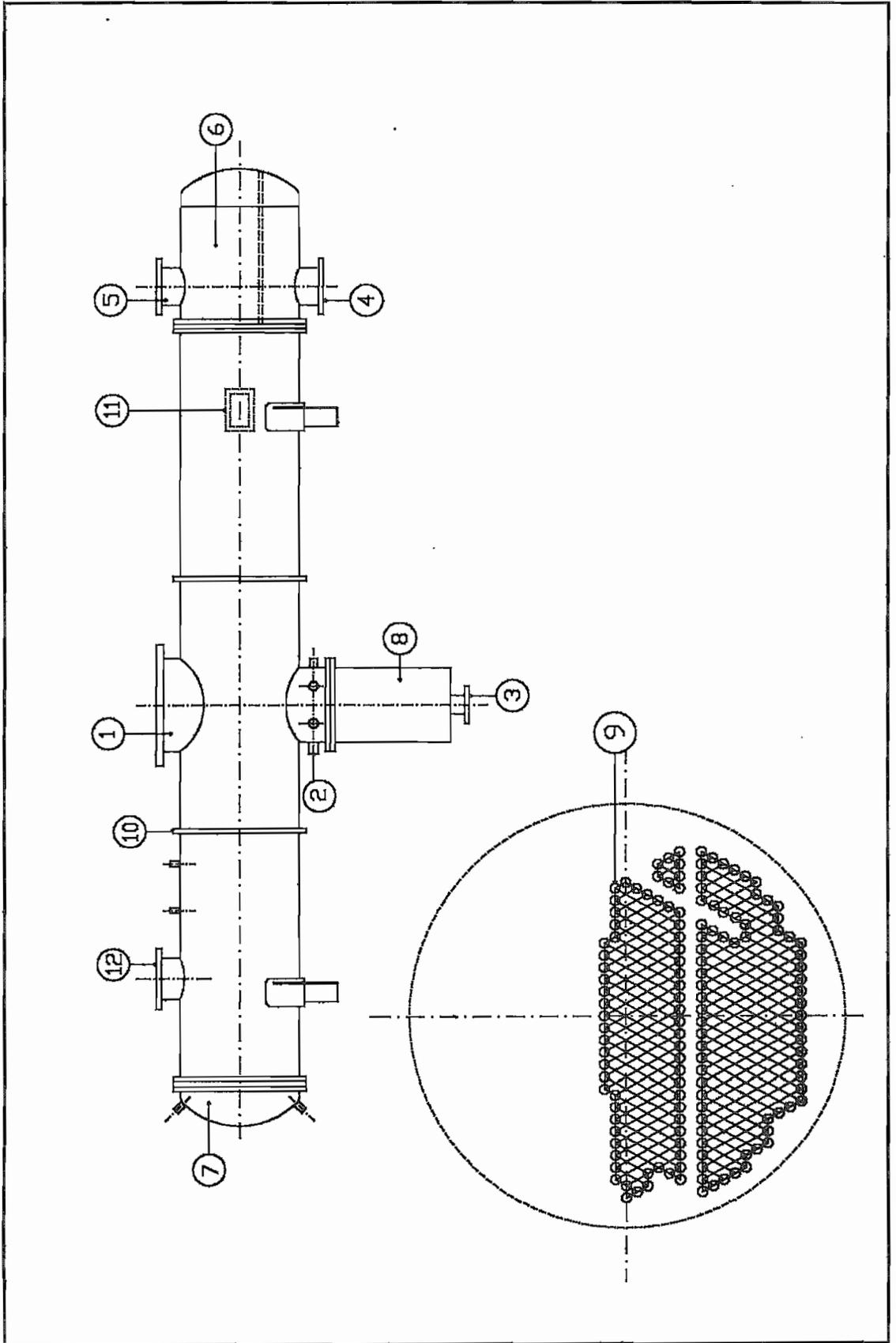


Figura 2.25: Partes del condensador de superficie

1. Entrada de vapor
2. Salida del eyector de aire.
3. Salida del agua condensada
4. Entrada agua de enfriamiento
5. Salida agua de enfriamiento.
6. Caja de agua.
7. Tapa de la caja de agua.
8. Cámara de agua condensada (pozo caliente).
9. Tubos.
10. Placa para soportar los tubos.
11. Puertas de inspección.
12. Salida válvula de seguridad.

Los demás componentes de un condensador son los elementos que encierran y soportan la superficie de calefacción, dirigen el agua condensada.

En la parte inferior del condensador se recoge el condensado en un pozo caliente.

2.4.2.4 Principios generales del condensador de superficie.

- Son de uso más frecuente y es esencial en plantas movidas por turbina de vapor.
- En éste tipo de condensador el refrigerante pasa a través de un sistema de tubos condensadores, colocados en el interior del cilindro principal.
- El vapor entra y pasa por los espacios entre los tubos y el cilindro envolvente.
- El condensado se recoge en la parte inferior del condensador.
- Los tubos condensadores están fijados entre las placas tubulares y los espacios entre estas planchas o placas y los extremos del condensador se designan por cajas de agua.
- El agua refrigerante entra por la parte inferior de estas cajas y pasa a través del sistema inferior de tubos hacia la caja del extremo alejado, es desde allí donde emprende el camino de regreso, pasando por la serie de tubos superiores hacia la caja de agua superior en el extremo delantero y hacia el exterior.

El vapor entra en el recipiente por su parte superior, mientras que el condensado y aire se extraen por el fondo.

- El funcionamiento de un condensador en una instalación de vapor debe ser tal que opere lo más cercano posible a las condiciones ideales.

- Un condensador ideal no debería contener aire y precisaría la mínima cantidad posible de refrigerante. Además operaría de tal forma que la temperatura del condensado fuera lo más cercana posible a la de saturación correspondiente a la presión en el condensador.
Ningún condensador, en la práctica puede satisfacer la primera condición ya que el vapor contendrá siempre alguna cantidad de aire. Además en un condensador de superficie ordinariamente existirá una mínima diferencia de temperatura entre el vapor entrante y el condensado; igual o superior a 6 °C u 11°F .
- El agua refrigerante será mínima cuando el condensado salga a la temperatura de saturación correspondiente a la presión en el condensador y esta condición nunca se alcanzará en la práctica.
- El condensador se instala muy cerca, junto a la turbina, frecuentemente con su eje mayor transversal o paralelo al de la turbina.
- Cada paso del condensador debe presentar suficiente área en su sección transversal para que el flujo de agua utilizada en la condensación se haga a una velocidad determinada.

2.4.2.5 Expulsión de aire en los condensadores de superficie. ¹

La presencia de los gases no condensables estorba la transmisión de calor en los condensadores de superficie, que se mezclan con la película de agua condensada en la superficie de los tubos.

La infiltración de aire es un factor serio y debe mantenerse tan pequeño como sea posible, ya que no resulta práctico eliminarlo por completo, se tienen dispositivos para expulsarlo continuamente, que los comprimen hasta tener la presión atmosférica y lo envían al exterior.

El aire y filtraciones de otros gases no condensables provienen de:

- (a) Vapor de la caldera.
- (b) Fugas por las empaquetaduras de la turbina.
- (c) Por la conexión del escape de la turbina.
- (d) Del agua para la condensación que se filtra por los empaques de los tubos. Por que el agua cruda contiene gases disueltos que se desprenden con la depresión.

¹ Morse Frederick, Teoría y Práctica de las plantas generadoras eléctricas estacionarias, Editorial Continental S. A., México, 1961, Pág. 608.

- (e) De los tubos de ventilación colocados atrás de los calentadores de baja presión y las filtraciones en la misma caja del condensador.
- (f) A menos que las válvulas atmosféricas tengan trampas de agua, entraría aire por ellas.
- (g) Otra fuente adicional de gases no condensables se encuentra en los que desprende las aguas de inyección en los condensadores de contacto.

*2.4.2.5.1 Elementos auxiliares de un condensador de superficie.*¹

Los elementos auxiliares para condensadores tanto de contacto como de superficie, que se necesitan para el normal funcionamiento son:

2.4.2.5.2 Compresores.

Los compresores de aire se pueden clasificar como de movimiento recíproco, giratorios, o del tipo de eyector.

Los eyectores de chorro de vapor son bombas de aire muy usadas, especialmente en los condensadores grandes. Cuando el calor desprendido por el vapor del eyector al escapar se aprovecha en el agua de alimentación, el eyector se convierte en una máquina sencilla, compacta y eficaz para expulsar los gases no condensables.

Los eyectores usualmente se operan con vapor a presión que oscila entre 7 y 17.6 Kg/cm², tomando el vapor mediante una válvula de reducción o una tobera de extracción. Para producir hasta una depresión de 66 cm es suficiente un chorro; para depresiones mayores hay que usar eyectores de dos etapas.

Los eyectores se especifican tomando como base su capacidad para manejar aire puro. Ver Figura 2.26.

¹ Morse Frederick, Teoría y Práctica de las plantas generadoras eléctricas estacionarias, Editorial Continental S. A., México, 1961, Pág. 610.

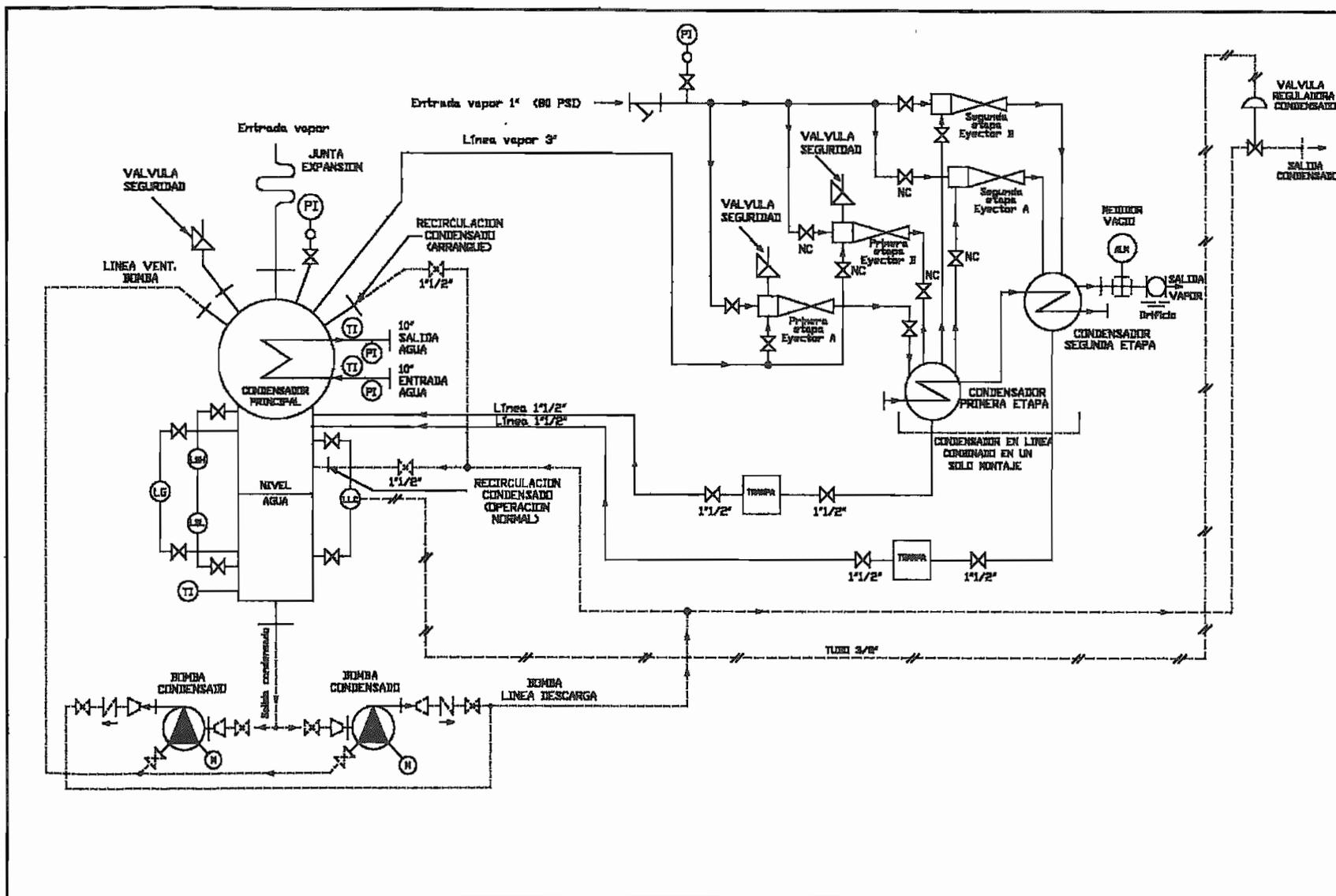


Figura 2.26 Condensador acoplado con sus respectivos eyectores.

2.4.2.5.3 Bombas de aire mecánicas.

Para estaciones centrales de alta presión se aceptan bombas de aire mecánicas como equipo auxiliar de los condensadores.

Un tipo de bomba de aire mecánica, es la giratoria de baño de aceite, movida por motor eléctrico, con un sistema de circulación para el aceite.

2.4.2.5.4 Bombas de agua.

- a. Para dar movimiento o presión al agua.
- b. Para el agua condensada y casi siempre una bomba para el agua de enfriamiento (en condensadores de superficie).
- c. El agua condensada se extrae del condensador y se guarda en un almacenamiento o se descarga en la succión de la bomba de alimentación a la caldera.
- d. Bombas para el agua condensada que dan servicio a los condensadores grandes son siempre del tipo centrífugo, podrían usarse bombas de movimiento centrífugo en los condensadores pequeños.

Cuando la cantidad de agua de las fuentes naturales es insuficiente, podrían emplearse **Torres de Enfriamiento**, para enfriar el condensador por recirculación a través del condensador, constituyendo así la atmósfera el último medio al que se transmite el calor no aprovechable. Sirven bien para las plantas pequeñas, que no cuentan con un abastecimiento adecuado de agua.

Además el condensador deberá llevar un aparato de comunicación para dejar entrar el aire al condensador y anular la depresión, para hacer que la válvula de alivio se abra. El objeto de anular la depresión es evitar que el agua condensada retroceda a la turbina, en el caso de que la bomba del agua condensada no funcione.

2.4.2.6 Clasificación de los condensadores de superficie.¹

Según la posición de los tubos: Horizontales y verticales.

Por la forma de la caja: Cilíndricos, Ovalados, en forma de U, rectangulares, etc.

2.4.2.7 Materiales de los condensadores de superficie.

¹ Morse Frederick, Teoría y Práctica de las plantas generadoras eléctricas estacionarias, Editorial Continental S. A., México, 1961, Pág. 601.

Los condensadores se construyen con cubierta de lámina de acero soldada y cajas de agua de hierro fundido.

Los materiales para la tubería deben cumplir con las normas del (Código ASME) de acuerdo con la composición y dureza del agua. La longitud de los tubos está limitada por el espacio disponible, si bien debe ser preferentemente corto, de 3.60 a 4.30 metros para máquinas de 5,000 a 10,000 kw de potencia, de 4.80 a 5.50 metros para potencias de 15,000 a 25,000 Kw, con diámetro interno de 1", cuando el agua contiene algunas impurezas, y de 5/8 " cuando el agua es pura. ¹

Entre los materiales más utilizados en los tubos de los condensadores tenemos:

1. Duronce (Bronce-aluminio). Es una de las mejores aleaciones por la resistencia excepcional a la corrosión, bajo severas condiciones de funcionamiento, empleando agua fresca o de mar.
2. Cobre-níquel. (70% Cu y 30% Ni) se utiliza para centrales en las que se utiliza agua de mar.
3. Latón- aluminio. También se la utiliza para agua de mar.
4. Cobre arsenical. Que es cobre puro ligado con 30% de arsénico, es la mejor aleación para la construcción de condensadores. ²

2.4.2.8 Operación y prueba de los condensadores. ³

Por razones evidentes, la operación de un condensador y sus accesorios está ligada a la operación de la turbina y viceversa.

Cuando el condensador de la turbina se encuentra operando normalmente, la supervisión consiste en observar y registrar las lecturas de los diferentes instrumentos y manómetros con los que se comprueba la operación del condensador y sus aparatos auxiliares.

Los termómetros deberán medir:

1. Temperatura del agua para la condensación.
2. Temperatura de la cámara de agua condensada.
3. Temperatura del aire extraído.

Las presiones que se deberán vigilar son:

¹ Potes Santo E., Centrales Eléctricas, Editorial Gustavo Gili, España, 1971, Pág. 342.

² Guerrero, G. Tesis Ingeniería E.P.N. Proyecto de una central térmica en Biblián. Pág 162

³ Morse Frederick, Teoría y Práctica de las plantas generadoras eléctricas estacionarias, Editorial Continental S. A., México, 1961, Pág. 601.

1. Depresión del condensador.
2. La del vapor que obra en el eyector.
3. De la descarga del agua condensada.
4. La del agua para la condensación.
5. La presión diferencial entre la entrada y la salida del condensador.

Los gastos que se miden son:

1. El del agua condensada.
2. El del agua para la condensación.
3. La descarga del eyector de aire.

Requieren una inspección ocasional: los cierres de agua de los estoperos de las bombas de agua condensada, la válvula atmosférica, los desagües del eyector.

Deberá comprobarse la pureza del agua condensada de cuando en cuando, o se registrará continuamente por un medidor de conductividad. Este aparato indicará inmediatamente si se producen fugas de agua cruda en el condensador.

2.4.2.9 Causas de depresión baja; en un condensador. ¹

- Tubos sucios.
- Filtraciones de aire.
- Circulación insuficiente del agua

Todas estas acumulaciones interiores forman una capa cuya conductividad térmica es relativamente pequeña.

Cuando se ensucian, los tubos se limpian de acuerdo con las características del depósito o incrustación.

¹ Morse Frederick, Teoría y Práctica de las plantas generadoras eléctricas estacionarias, Editorial Continental S. A., México, 1961, Pág. 620.

2.4.2.10 Selección de la capacidad del condensador.

Tomando como base la Figura 2.27; donde se describe el diagrama de flujo de un ciclo térmico con los elementos seleccionados y sus respectivos valores; Se procede a realizar los cálculos y escoger finalmente el condensador.

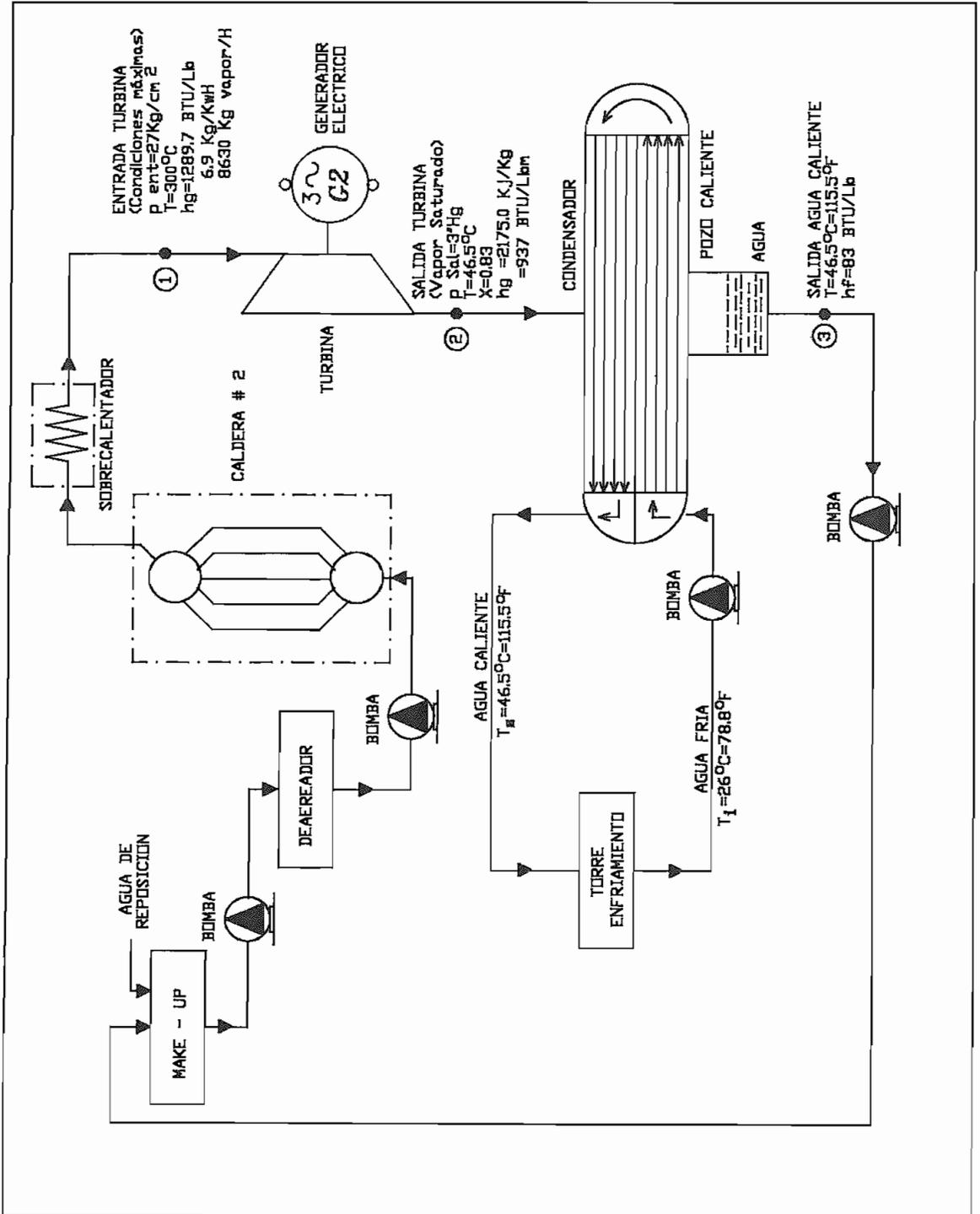


Figura 2.27 Ciclo térmico completo

2.4.2.11 Cálculos preliminares.

Punto de control # 2 (salida de la turbina).

- p sal(Presión absoluta) = 3" Hg = 1.4735 psi
- Temperatura correspondiente = 46.1°C (vapor saturado)
- Entalpía del vapor saturado para x = 0.83 (Título del vapor) ítem:2.3.9.1
- Datos de entalpía hf = 83 btu/lb; hfg = 1,028.5 btu/lb
- $h_2 = hf + 0.83 hfg = 936.65 \text{ btu/lb}$

Punto de control # 3 (Pozo caliente condensado)

- p sal(Presión absoluta) = 3" Hg = 1.4735 psi
- Temperatura correspondiente = 46.1°C (agua caliente)
- Entalpía del agua líquida $h_3 = hf = 83 \text{ btu/lb}$.

Cálculo calor listo para intercambio con el agua de enfriamiento.

$$Q = m (h_3 - h_2)$$

De la Tabla 2.13:

$$m = 8,630 \text{ kg vapor/h} \Rightarrow m = 8,630 \text{ kg/h [para generar 1,250 kWh]}$$

$$Q = 8,630 \text{ (kg/h)} * (83 \text{ btu/lb} - 936.65 \text{ btu/lb})$$

$$Q = 8,630 \text{ (kg/h)} * (-853.65 \text{ btu/lb}) * (2.2 \text{ lb/1kg}) \Rightarrow Q = - 16,207,398.9 \text{ btu/h}$$

(-) Por que el ciclo cede calor al agua de enfriamiento.

$$1 \text{ kWh} = 3,412 \text{ btu (Por definición)}$$

De la Tabla 2.13; para una potencia de generación de 1,250 kWh corresponde un consumo de 6.9 kg/kWh

$$6.9 \text{ kg/ kWh} \Rightarrow (6.9 \text{ kg/kWh}) (2.2 \text{ lb/1kg}) = 15.18 \text{ lb/kWh}$$

$$\text{Ingreso a la turbina} = 1,290.6 \text{ (btu/lb)} \times 15.18 \text{ (lb/kWh)} = 19,591.3 \text{ (btu/kWh)}$$

El rendimiento del sistema térmico al sistema eléctrico es :

$$n = [3,413 \text{ btu/kWh}] / [(1290.6 - 936.65) \text{ btu/lb} \times 15.18 \text{ lb/kWh}] = 0.6352 = 63.52\%$$

$$n = 63.52\%$$

2.4.2.12 Parámetros básicos que intervienen en la selección de un condensador.

Asumiendo que hay una carga Q (BTU/h) a ser condensada a una presión absoluta p "(Hg) usando agua de enfriamiento a una temperatura (T_1) ° F. Luego se consideran las relaciones básicas de temperatura en la superficie del condensador refiriéndose a la Figura 2.28.

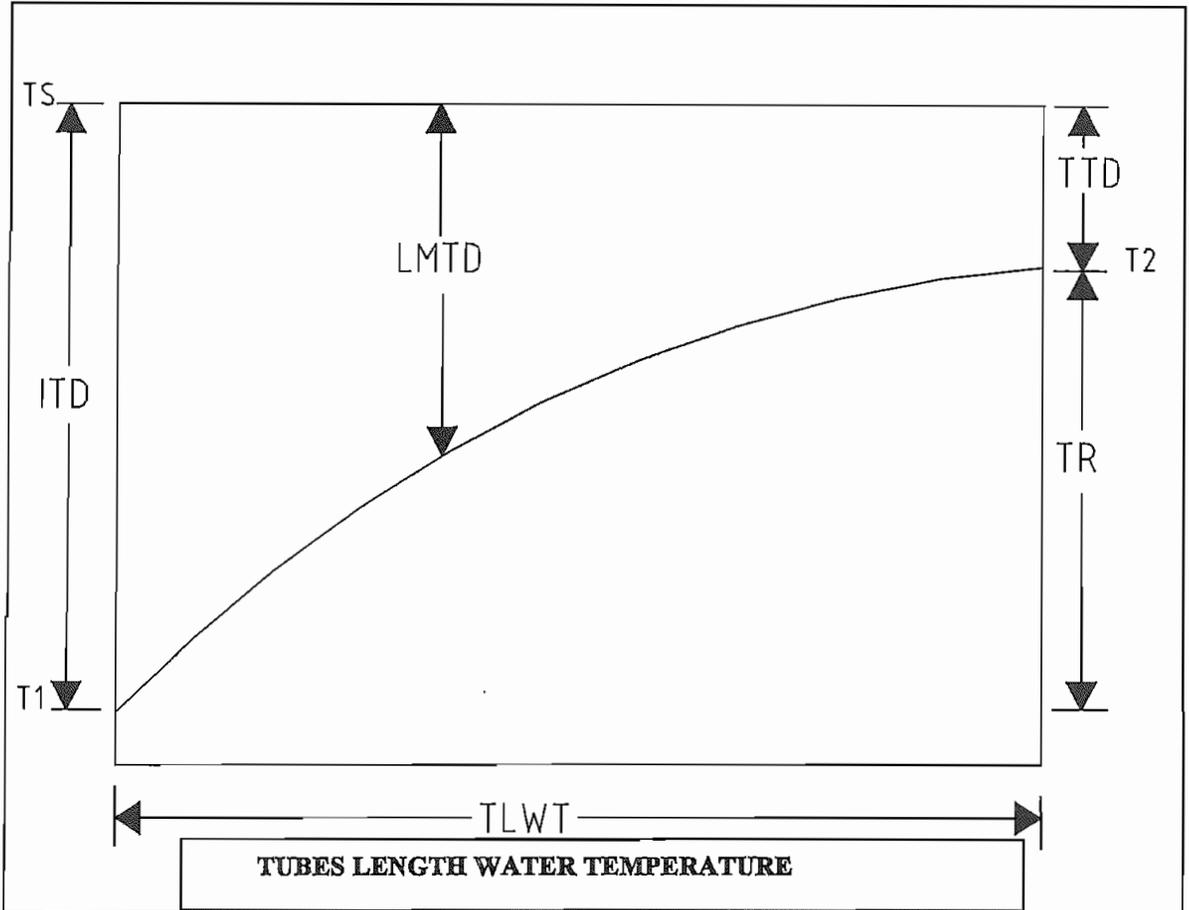


Figura 2.28 Relación de temperaturas en un condensador.

En una mezcla de vapor saturado a una presión absoluta p "(Hg) Hay una correspondiente temperatura de (TS) ° F. La diferencia entre la temperatura del vapor TS y la temperatura del agua de enfriamiento T_1 , es definida como la diferencia inicial de temperatura (ITD).

Como el agua de enfriamiento entra por la parte inferior de los tubos; su temperatura va elevándose progresivamente hasta que el agua sale a una temperatura T_2 (°F).

La diferencia entre la temperatura de entrada y salida se la llama pendiente de temperatura (TR).

La razón de la pendiente de temperatura (TR) con relación a la diferencia de la temperatura inicial se define como R.

La diferencia entre la temperatura del vapor (TS) y la temperatura del agua del enfriamiento de salida, es conocida como la diferencia de temperatura terminal (TTD).

De las relaciones fundamentales de transferencia de calor y con el propósito de facilitar los cálculos de los parámetros fundamentales de un condensador.

Se utilizan las siguientes fórmulas:

$$K = \frac{(L)(Np)(a)(b)(f)(\%/100Clean)}{\sqrt{v}} \quad \text{Ec. 2.17}$$

Donde: L = Longitud efectiva de los tubos (pies)

Np = Número de pasos del agua de enfriamiento.

a = Constante que varía con el diámetro y espesor de las paredes del tubo. (Tabla 2.19)¹.

b = Factor de corrección del material que está construido el tubo. (Tabla 2.20)¹.

f = Factor corrección de temperatura de entrada del agua de enfriamiento. (Tabla 2.21)¹.

%Clean = Factor de limpieza de los tubos.

v = Velocidad del agua de enfriamiento dentro de los tubos, pie/s.

Para los cálculos del condensador típico de superficie se realiza un resumen en la forma normal de uso de las fórmulas, como se indica a continuación:

(a) p corresponde a TS (Vapor saturado) Tabla 2.17¹

(b) $ITD = TS - T_1$ Ec. 2.18

(c) K corresponde a R Tabla 2.22¹

(d) $TR = (R) * (ITD)$ Ec. 2.19

¹ Ecolaire Heat Transfer Co., Julio 1982, Págs. 12, 13, 14.

$$(e) \quad GPM = \frac{Q}{500 * TR} \quad \text{Ec. 2.20}$$

$$(f) \quad NT = \left[\frac{GPM}{g * v} \right] * NP \quad \text{Ec. 2.21}$$

Donde: NT = Número total de tubos.

g = GPM / tubo a una velocidad de 1 pie/ s. =1.041 Tabla 2.18¹

m = pie² de área / pie lineal de tubo = 0.1964 Tabla 2.18¹

S = pie² superficie área total.

$$(g) \quad S = NT * L * m \quad \text{Ec. 2.22}$$

2.4.2.13 Cálculo de parámetros reales en el condensador de la central térmica, Fábrica Endesa.

Datos: Q = 16,207,398.9 btu/h

p escape = 3" Hg absoluta

T1 = 26 °C = 78.8 ° F (Agua de enfriamiento)

v = 7 pie / s (Valor experimental dentro del rango más usado para el tipo de condensadores de superficie).

Características que debe tener el condensador:

- Np = (2) Doble paso
- Clean = 0.83 = 83% (Valor experimental más conocido).

Tubos:

- Diámetro = ¾" OD = ¾" Diámetro exterior.
- Clase de material = 18 BWG Admiralty. (Espesor del tubo)
- Longitud efectiva disponible en el Mercado: L = 510 cm = 16.73 pies.

Cálculos:

- Ts = 115 °F -- corresponde a 3" de Hg. Tabla 2.17
- ITD = TS – T1 = 115 ° F - 78.8 ° F = 36.2 ° F

$$K = \frac{(L)(N_p)(a)(b)(f)(\%/100\text{Clean})}{\sqrt{v}} \quad \text{Ec. 2.17}$$

$$K = \frac{(16.73)(2)(0.1008)(1)(1.041)(0.83)}{\sqrt{7}}$$

- $K = 1.1014537$

- $R = 0.670$ (Según Tabla 2.22)

- $TR = (R)(ITD) = (0.67)(36.2) = 24.254$

- $TTD = ITD - TR = 36.2 \text{ } ^\circ\text{F} - 24.254 \text{ } ^\circ\text{F} = 11.946 \text{ } ^\circ\text{F}$

El valor de la diferencia de la temperatura terminal TTD no debe ser menor que 5 °F, según el Heat Exchange Institute Standards en condensadores de superficie para vapor.

- $GPM = Q/(500 TR) = 16,207,398.9/(500 \times 24.254) = 1,336.47 \approx$

$1,337 \text{ GPM} = 303.51 \text{ m}^3/\text{h}$

- $NT = [GPM / (g \times v)] \times N_p$

- $NT = [1,337 / (1.041 \times 7)] \times 2 = 366$ tubos de ¾ " diámetro exterior

- $NT = \text{Aprox. } 370$ tubos

- $S = (NT) * (L) * m = 370 \times 16.73 \times 0.1964 = 1,215 \text{ pie}^2$

Absolute Pressure In. Hg.	.00	.01	.02	.03	.04	.05	.06	.07	.08	.09	Absolute Pressure In. Hg.
0,2	34,56	35,78	36,96	38,09	39,18	40,23	41,23	42,22	43,17	44,08	0,2
0,3	44,96	45,83	46,67	47,48	48,28	49,05	49,80	50,53	51,25	51,96	0,3
0,4	52,64	53,31	53,98	54,62	55,25	55,88	56,48	57,08	57,66	58,24	0,4
0,5	58,80	59,35	59,90	60,43	60,96	61,48	62,00	62,49	62,99	63,47	0,5
0,6	63,96	64,43	64,90	65,35	65,81	66,26	66,70	67,13	67,56	67,99	0,6
0,7	68,40	68,82	69,23	69,63	70,03	70,43	70,81	71,20	71,58	71,96	0,7
0,8	72,33	72,70	73,06	73,42	73,78	74,13	74,48	74,83	75,17	75,51	0,8
0,9	75,85	76,18	76,51	76,83	77,15	77,47	77,79	78,11	78,42	78,73	0,9
1,0	79,03	79,33	79,64	79,94	80,23	80,52	80,81	81,10	81,39	81,67	1,0
1,1	81,95	82,23	82,51	82,78	83,06	83,33	83,60	83,87	84,13	84,39	1,1
1,2	84,65	84,91	84,17	85,43	85,68	85,93	86,18	86,43	86,68	86,92	1,2
1,3	87,17	87,41	87,65	87,89	88,12	88,36	88,59	88,83	89,06	89,28	1,3
1,4	89,51	89,74	89,97	90,19	90,41	90,63	90,85	91,07	91,29	91,50	1,4
1,5	91,72	91,93	92,14	92,35	92,56	92,77	92,98	93,19	93,39	93,60	1,5
1,6	93,80	94,00	94,20	94,40	94,60	94,80	95,01	95,20	95,39	95,59	1,6
1,7	95,78	95,97	96,16	96,35	96,54	96,72	96,91	97,10	97,28	97,46	1,7
1,8	97,65	97,83	98,01	98,19	98,37	98,55	98,73	98,91	99,09	99,26	1,8
1,9	99,44	99,61	99,78	99,96	100,13	100,30	100,47	100,64	100,81	100,97	1,9
2,0	101,14	101,31	101,47	101,64	101,80	101,97	102,13	102,30	102,46	102,62	2,0
2,1	102,78	102,94	103,10	103,25	103,41	103,57	103,73	103,88	104,04	104,19	2,1
2,2	104,34	104,50	104,65	104,80	104,95	105,11	105,26	106,41	105,55	105,70	2,2
2,3	105,85	106,00	106,15	106,29	106,44	106,58	106,73	106,87	107,02	107,16	2,3
2,4	107,31	107,45	107,59	107,73	107,87	107,01	108,15	108,29	108,43	108,57	2,4
2,5	108,71	108,84	108,98	109,12	109,25	109,39	109,52	109,66	109,79	109,92	2,5
2,6	110,06	110,19	110,32	110,46	110,59	110,72	110,85	110,98	111,11	111,24	2,6
2,7	111,37	111,49	111,62	111,75	111,88	112,01	112,13	112,26	112,38	112,51	2,7
2,8	112,63	112,76	112,88	113,01	113,13	113,25	113,37	113,50	113,62	113,74	2,8
2,9	113,86	113,98	114,11	114,23	114,35	114,46	114,58	114,70	114,82	114,94	2,9
3,0	115,06	115,19	115,30	115,41	115,52	115,64	115,76	115,88	116,00	116,11	3,0
3,1	116,22	116,33	116,45	116,57	116,68	116,79	116,90	117,01	117,11	117,22	3,1
3,2	117,35	117,46	117,57	117,69	117,80	117,90	118,01	118,12	118,22	118,33	3,2
3,3	118,45	118,56	118,67	118,78	118,89	118,99	119,10	119,20	119,30	119,41	3,3
3,4	119,52	119,62	119,72	119,83	119,93	120,04	120,15	120,25	120,35	120,46	3,4
3,5	120,56	120,66	120,77	120,87	120,98	121,07	121,17	121,28	121,39	121,49	3,5
3,6	121,58	121,68	121,78	121,88	121,98	122,08	122,18	122,28	122,37	122,47	3,6
3,7	122,57	122,66	122,76	122,85	122,96	123,06	123,15	123,25	123,35	123,45	3,7
3,8	123,55	123,63	123,72	123,82	123,92	124,02	124,10	124,20	124,30	124,40	3,8
3,9	125,42	125,51	125,60	125,70	124,79	125,88	125,97	126,05	126,13	126,23	3,9
4,0	125,42	125,51	125,60	125,70	125,79	125,88	125,97	126,05	126,13	126,22	4,0
4,1	126,33	126,41	126,50	126,60	126,70	126,78	126,87	126,98	127,05	127,13	4,1
4,2	127,22	127,31	127,40	127,50	127,59	127,67	127,76	127,85	127,93	127,02	4,2
4,3	128,10	128,18	128,26	128,35	128,44	128,52	128,60	128,69	128,78	128,86	4,3
4,4	128,95	128,03	129,11	129,20	129,28	129,37	129,45	129,53	129,62	129,70	4,4
4,5	129,79	129,87	129,95	130,03	130,11	130,19	130,28	130,36	130,44	130,52	4,5
4,6	130,61	130,69	130,77	130,85	130,93	131,01	131,09	131,17	131,25	131,34	4,6
4,7	131,42	131,50	131,58	131,66	131,74	131,82	131,90	131,98	131,06	131,04	4,7
4,8	132,22	132,30	132,38	132,46	132,53	132,61	132,69	132,77	132,85	132,93	4,8
4,9	133,00	133,09	133,17	133,25	133,33	133,41	133,49	133,57	133,65	133,73	4,9

Tabla 2.17 Temperatura de vapor saturado

Tube Size O.D.	Sq.Ft. of Area Per Ft. of Length (m)	Value Constant-c In U=C/V	GPM PER TUBE, AT 1.00 FT. PER SEC VELOCITY (g)												
			TUBE WALL GAUGE-BWG												
			12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
5/8"	0,1636	267	0,406	0,463	0,516	0,566	0,600	0,634	0,680	0,716	0,754	0,770	0,793	0,809	0,826
3/4"	0,1964	267	0,693	0,768	0,835	0,899	0,941	0,984	1,041	1,086	1,132	1,152	1,179	1,200	1,220
7/8"	0,2291	263	1,057	1,149	1,231	1,308	1,359	1,420	1,478	1,532	1,586	1,610	1,642	1,666	1,691
1"	0,2618	263	1,497	1,606	1,703	1,794	1,853	1,913	1,992	2,054	2,117	2,145	2,182	2,209	2,237
1-1/8"	0,2945	259	2,014	2,140	2,251	2,356	2,424	2,492	2,582	2,653	2,725	2,756	2,798	2,829	2,861
1-1/4"	0,3272	259	2,607	2,751	2,876	2,994	3,071	3,148	3,249	3,328	3,409	3,443	3,49	3,525	3,560

Tabla 2.18 Caudal por cada tubo a 1 pie/seg., de velocidad.

Tube Size O.D.	Tube Wall Gauge -B.W.G.												
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
5/8"	0,2154	0,1886	0,1694	0,1543	0,1378	0,1285	0,1220	0,1159	0,1134	0,1102	0,1075	0,1075	0,1057
3/4"	0,1513	0,1366	0,1256	0,1166	0,1114	0,1066	0,1008	0,0966	0,0926	0,0910	0,0889	0,0874	0,0854
7/8"	0,1140	0,1049	0,0979	0,0921	0,0887	0,0854	0,0815	0,0787	0,0760	0,0748	0,0734	0,0723	0,0713
1"	0,0920	0,0857	0,0809	0,0768	0,0743	0,0720	0,0691	0,067	0,0650	0,0742	0,0631	0,0523	0,0616
1-1/8"	0,0758	0,0713	0,0678	0,0648	0,0630	0,0612	0,0591	0,0575	0,0560	0,0554	0,545	0,0539	0,0533
1-1/4"	0,0650	0,0616	0,0589	0,0566	0,0552	0,0538	0,0522	0,0509	0,0497	0,0492	0,0486	0,0481	0,0476

Tabla 2.19 Valor del factor (a)

Tube Wall Gauge-B.W.G.							
Tube Materials	12	14	16	18	209	22	24
Admiralty Metal	0,87	0,92	0,96	1,00	1,02	1,04	1,06
Arsenical Copper	0,87	0,92	0,96	1,00	1,02	1,04	1,06
Aluminum	0,87	0,92	0,96	1,00	1,02	1,04	1,06
Aluminum Brass	0,84	0,90	0,94	0,97	1,00	1,02	1,03
Aluminum Bronze	0,84	0,90	0,94	0,97	1,00	1,02	1,03
Muniz Metal	0,84	0,90	0,94	0,97	1,00	1,02	1,03
90-10 Cu-Ni	0,74	0,80	0,85	0,90	0,94	0,97	0,99
70-30 Cu - Ni	0,64	0,71	0,77	0,82	0,87	0,90	0,93
Cold-Rolled Low Carbon Steel	0,74	0,84	0,86	0,91	0,95	0,98	1,00
Stainless Steels							
Type 410/430	0,59	0,65	0,70	0,76	0,82	0,85	0,88
Type 304/316	0,49	0,56	0,63	0,69	0,75	0,79	0,83
Type 329	0,54	0,60	0,65	0,69	0,74	0,76	0,78
Titanium				0,71	0,77	0,81	0,85
Olin194	0,87	0,92	0,96	1,00	1,02	1,04	1,06

Tabla 2.20 Factor de corrección por material del tubo. Factor(b)

Inlet Water- F	f	Inlet Water- f	f	Inlet Water- f	f	Inlet Water- f	f	Inlet Water- f	f
30	0,550	45	0,747	60	0,915	75	1,025	90	1,075
31	0,562	46	0,760	61	0,925	76	1,029	91	1,078
32	0,574	47	0,772	62	0,934	77	1,033	92	1,080
33	0,586	48	0,785	63	0,942	78	1,037	93	1,083
34	0,601	49	0,797	64	0,951	79	1,041	94	1,085
35	0,615	50	0,810	65	0,960	80	1,045	95	1,088
36	0,628	51	0,822	66	0,970	81	1,048	96	1,090
37	0,641	52	0,833	67	0,978	82	1,051	97	1,092
38	0,655	53	0,844	68	0,986	83	1,054	98	1,095
39	0,668	54	0,855	69	0,993	84	1,057	99	1,097
40	0,683	55	0,865	70	1,000	85	1,060	100	1,100
41	0,694	56	0,875	71	1,005	86	1,063	105	1,113
42	0,707	57	0,885	72	1,010	87	1,066	110	1,123
43	0,720	58	0,895	73	1,015	88	1,069	115	1,133
44	0,733	59	0,905	74	1,0200	89	1,072	120	1,143

Tabla 2.21 Factor corrección entrada agua de circulación. Factor(F)

K	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009	K
0,25	0,221	0,222	0,223	0,224	0,224	0,225	0,226	0,227	0,227	0,228	0,25
0,26	0,229	0,230	0,230	0,231	0,232	0,233	0,234	0,234	0,235	0,236	0,26
0,27	0,237	0,237	0,238	0,239	0,240	0,240	0,241	0,242	0,243	0,243	0,27
0,28	0,244	0,245	0,246	0,246	0,247	0,248	0,249	0,249	0,250	0,251	0,28
0,29	0,252	0,252	0,253	0,254	0,255	0,255	0,256	0,257	0,258	0,258	0,29
0,30	0,259	0,260	0,261	0,261	0,262	0,263	0,264	0,264	0,265	0,266	0,30
0,31	0,267	0,267	0,268	0,269	0,270	0,270	0,271	0,272	0,272	0,273	0,31
0,32	0,274	0,275	0,275	0,276	0,277	0,278	0,278	0,279	0,280	0,280	0,32
0,33	0,281	0,282	0,283	0,283	0,284	0,285	0,285	0,286	0,287	0,288	0,33
0,34	0,288	0,289	0,290	0,290	0,291	0,292	0,293	0,293	0,294	0,295	0,34
0,35	0,295	0,296	0,297	0,297	0,298	0,299	300	300	0,301	0,302	0,35
0,36	0,302	0,303	0,304	0,304	0,305	0,306	0,306	0,307	0,308	0,309	0,36
0,37	0,309	0,310	0,311	0,311	0,312	0,313	0,313	0,314	0,315	0,315	0,37
0,38	0,316	0,317	0,317	0,318	0,319	0,320	0,320	0,321	0,322	0,322	0,38
0,39	0,323	0,324	0,324	0,325	0,326	0,326	0,327	0,328	0,328	0,329	0,39
0,40	0,330	0,330	0,331	0,332	0,332	0,333	0,334	0,334	0,335	0,336	0,40
0,41	0,336	0,337	0,338	0,338	0,339	0,340	0,340	0,341	0,342	0,342	0,41
0,42	0,343	0,344	0,344	0,345	0,346	0,346	0,347	0,348	0,348	0,349	0,42
0,43	0,350	0,350	0,351	0,351	0,352	0,353	0,353	0,354	0,355	0,355	0,43
0,44	0,356	0,356	0,357	0,358	0,358	0,359	0,359	0,360	0,361	0,361	0,44
0,45	0,362	0,363	0,363	0,364	0,365	0,365	0,366	0,367	0,367	0,368	0,45
0,46	0,369	0,369	0,370	0,371	0,371	0,372	0,373	0,373	0,374	0,374	0,46
0,47	0,375	0,376	0,376	0,377	0,378	0,378	0,379	0,379	0,380	0,381	0,47
0,48	0,381	0,382	0,383	0,384	0,384	0,385	0,385	0,386	0,387	0,387	0,48
0,49	0,387	0,388	0,389	0,389	0,390	0,390	0,391	0,392	0,392	0,393	0,49
0,50	0,394	0,394	0,395	0,395	0,396	0,397	0,397	0,398	0,398	0,399	0,50
0,51	0,400	0,400	0,401	0,401	0,402	0,403	0,403	0,404	0,404	0,405	0,51
0,52	0,406	0,406	0,407	0,407	0,408	0,409	0,409	0,410	0,410	0,411	0,52
0,53	0,411	0,412	0,413	0,414	0,414	0,415	0,415	0,416	0,417	0,417	0,53
0,54	0,417	0,418	0,418	0,419	0,420	0,420	0,421	0,421	0,422	0,423	0,54
0,55	0,423	0,424	0,424	0,425	0,425	0,426	0,427	0,427	0,428	0,428	0,55
0,56	0,429	0,429	0,430	0,430	0,431	0,432	0,432	0,433	0,433	0,434	0,56
0,57	0,435	0,435	0,436	0,436	0,437	0,437	0,438	0,438	0,439	0,440	0,57
0,58	0,440	0,441	0,441	0,442	0,442	0,443	0,443	0,444	0,445	0,445	0,58
0,59	0,446	0,446	0,447	0,447	0,448	0,449	0,449	0,450	0,450	0,451	0,59
0,60	0,451	0,452	0,452	0,453	0,453	0,454	0,454	0,455	0,455	0,456	0,60
0,61	0,457	0,457	0,458	0,458	0,459	0,460	0,460	0,461	0,461	0,461	0,61
0,62	0,462	0,463	0,463	0,464	0,464	0,465	0,465	0,466	0,466	0,467	0,62
0,63	0,467	0,468	0,468	0,469	0,470	0,470	0,471	0,471	0,472	0,472	0,63
0,64	0,473	0,473	0,474	0,474	0,475	0,475	0,476	0,476	0,477	0,477	0,64
0,65	0,478	0,479	0,479	0,480	0,480	0,481	0,481	0,482	0,482	0,483	0,65
0,66	0,483	0,484	0,484	0,485	0,485	0,486	0,486	0,487	0,487	0,488	0,66
0,67	0,488	0,489	0,489	0,490	0,490	0,491	0,491	0,492	0,492	0,493	0,67
0,68	0,493	0,494	0,494	0,495	0,495	0,496	0,496	0,497	0,497	0,498	0,68
0,69	0,498	0,499	0,499	0,500	0,500	0,501	0,501	0,502	0,502	0,503	0,69
0,70	0,503	0,504	0,504	0,505	0,505	0,506	0,506	0,507	0,507	0,508	0,70
0,71	0,508	0,509	0,509	0,510	0,510	0,511	0,511	0,512	0,512	0,513	0,71
0,72	0,513	0,514	0,514	0,515	0,515	0,516	0,516	0,517	0,517	0,518	0,72
0,73	0,518	0,519	0,519	0,52	0,52	0,521	0,521	0,522	0,522	0,522	0,73
0,74	0,523	0,523	0,524	0,524	0,525	0,525	0,526	0,526	0,527	0,527	0,74
0,75	0,528	0,528	0,529	0,529	0,529	0,530	0,530	0,531	0,531	0,532	0,75
0,76	0,532	0,533	0,533	0,534	0,534	0,535	0,535	0,536	0,536	0,537	0,76
0,77	0,537	0,537	0,538	0,538	0,539	0,539	0,540	0,540	0,541	0,541	0,77
0,78	0,542	0,542	0,543	0,543	0,543	0,544	0,544	0,545	0,545	0,546	0,78
0,79	0,546	0,547	0,547	0,548	0,548	0,548	0,549	0,549	0,550	0,550	0,79
0,80	0,551	0,551	0,552	0,552	0,552	0,553	0,553	0,554	0,554	0,555	0,80
0,81	0,555	0,556	0,556	0,556	0,557	0,557	0,558	0,558	0,559	0,559	0,81
0,82	0,560	0,560	0,560	0,561	0,561	0,562	0,562	0,563	0,563	0,564	0,82
0,83	0,564	0,564	0,565	0,565	0,566	0,566	0,567	0,567	0,567	0,568	0,83
0,84	0,568	0,569	0,569	0,570	0,570	0,571	0,571	0,572	0,572	0,572	0,84
0,85	0,573	0,573	0,573	0,574	0,574	0,575	0,575	0,576	0,576	0,576	0,85
0,86	0,577	0,577	0,578	0,578	0,578	0,579	0,579	0,580	0,580	0,581	0,86
0,87	0,581	0,581	0,582	0,582	0,583	0,583	0,584	0,584	0,584	0,585	0,87
0,88	0,585	0,586	0,586	0,586	0,587	0,587	0,588	0,588	0,588	0,589	0,88
0,89	0,589	0,590	0,590	0,591	0,591	0,591	0,592	0,592	0,593	0,593	0,89
0,90	0,593	0,594	0,594	0,595	0,595	0,595	0,596	0,596	0,597	0,597	0,90
0,91	0,598	0,598	0,598	0,599	0,599	0,599	0,600	0,600	0,601	0,601	0,91
0,92	0,602	0,602	0,603	0,603	0,603	0,603	0,604	0,604	0,605	0,605	0,92
0,93	0,605	0,606	0,606	0,607	0,607	0,607	0,608	0,608	0,609	0,609	0,93
0,94	0,609	0,610	0,610	0,611	0,611	0,611	0,612	0,612	0,613	0,613	0,94
0,95	0,613	0,614	0,614	0,614	0,615	0,615	0,616	0,616	0,616	0,617	0,95
0,96	0,617	0,617	0,618	0,618	0,619	0,619	0,619	0,620	0,620	0,620	0,96
0,97	0,621	0,621	0,622	0,622	0,622	0,623	0,623	0,624	0,624	0,624	0,97
0,98	0,625	0,625	0,625	0,626	0,626	0,627	0,627	0,627	0,628	0,628	0,98
0,99	0,628	0,629	0,629	0,630	0,630	0,631	0,631	0,631	0,631	0,632	0,99
K	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	K
1,0	0,632	0,636	0,639	0,643	0,647	0,650	0,654	0,657	0,660	0,664	1,0
1,1	0,667	0,670	0,674	0,677	0,680	0,683	0,687	0,690	0,693	0,696	1,1
1,2	0,699	0,702	0,705	0,708	0,711	0,714	0,716	0,719	0,722	0,725	1,2
1,3	0,728	0,730	0,733	0,736	0,738	0,741	0,743	0,746	0,748	0,751	1,3
1,4	0,753	0,756	0,758	0,760	0,763	0,765	0,768	0,770	0,772	0,775	1,4
1,5	0,777	0,779	0,781	0,784	0,786	0,788	0,790	0,792	0,794	0,796	1,5
1,6	0,798	0,800	0,802	0,804	0,806	0,808	0,810	0,812	0,814	0,816	1,6
1,7	0,817	0,819	0,821	0,823	0,825	0,826	0,828	0,830	0,831	0,833	1,7
1,8	0,835	0,836	0,838	0,840	0,841	0,843	0,844	0,846	0,847	0,850	1,8
1,9	0,850	0,852	0,853	0,855	0,856	0,858	0,859	0,861	0,862	0,863	1,9
2,0	0,865	0,866	0,867	0,869	0,870	0,871	0,873	0,874	0,875	0,876	2,0
2,1	0,878	0,879	0,880	0,881	0,882	0,884	0,885	0,886	0,887	0,888	2,1
2,2	0,889	0,890	0,891	0,893	0,894	0,895	0,896	0,897	0,898	0,899	2,2
2,3	0,900	0,901	0,902	0,903	0,904	0,905	0,906	0,907	0,907	0,908	2,3
2,4	0,909	0,910	0,911	0,912	0,913	0,914	0,915	0,915	0,916	0,917	2,4
2,5	0,918	0,919	0,920	0,920	0,921	0,922	0,923	0,924	0,924	0,925	2,5

Tabla 2.22 Valores de R correspondientes al factor K

2.4.2.14 Características finales que debe tener el condensador.

Item	Tipo de características	Valor	Unidad Medida
1	Carga de vapor (8,630 kg vapor/h) =	18,986	lb/h
2	Q. [Calor por hora]	16,207,398.9	btu/lb
3	Rendimiento total del ciclo	63.52	%
4	Presión absoluta	3	" hg
5	Temperatura de vapor saturado (46.5°C)	115,7	° F
6	Temperatura ingreso agua refrigeración (26°C)	78,8	° F
7	ITD (20.5°C)	36,2	° F
8	Número de pasos	2	kg/cm ² .
9	Longitud efectiva de los tubos	16,73	pies
10	Diámetro exterior (OD) y BWG (Espesor tubo)	3/4" ; 18	" BWG
11	Material de los tubos	Admiralty	
12	a	0,1008	
13	b	1	
14	Factor corrección temperatura agua enfriamiento (f)	1,041	
15	% de limpieza	83	%
16	Velocidad del refrigerante adentro de los tubos	7	pie/s
17	K	1,10145	
18	R	0,67	
19	TR	24,254	
20	TTD =(ITD - TR) (mínimo 5 ° F)	11,94	° F
21	GPM (Caudal agua refrigeración)	1,337 - 3,036	gpm-m ³ /h
22	Número de tubos	370	
23	Superficie total del condensador	1,215	pie ² .
24	Condensador tipo:	<u>Superficie</u>	

Tabla 2.23 Características técnicas del Condensador.

2.4.3 TORRE DE ENFRIAMIENTO.

2.4.3.1 Fundamentos Teóricos

Tanto en las centrales eléctricas como en muchos sistemas de aire acondicionado y procesos industriales se genera calor que es preciso extraer y disipar. Generalmente se usa agua como elemento refrigerante.

Si puede disponerse de agua en cantidad suficiente y a la temperatura adecuada, sin problemas económicos o ecológicos, basta verter el agua utilizada y tomar continuamente agua nueva.

Si por el contrario la solución anterior no es posible o resulta antieconómica, el procedimiento más extendido consiste en emplear una torre de refrigeración que permite, evaporando una pequeña cantidad de agua de refrigeración, transmitir el calor al aire de tal forma que el agua puede emplearse de nuevo para refrigerar, aportando al circuito tan sólo la parte perdida por evaporación. Así, una torre de refrigeración es una instalación para el enfriamiento del agua por contacto con el aire atmosférico.

2.4.3.2 Definiciones

2.4.3.2.1 Aire atmosférico

Es una mezcla de numerosos componentes gaseosos, vapor de agua y contaminantes (humo y cualquier otro elemento que no esté presente lejos de la fuente de contaminación).

2.4.3.2.2 Aire Seco

Si se retiran del aire atmosférico todos los contaminantes y el vapor de agua, se tiene el denominado aire seco que tiene una composición prácticamente constante.

2.4.3.2.3 Aire húmedo

El aire húmedo se define como una mezcla binaria de aire seco y vapor de agua, es una simplificación teórica del aire atmosférico.

2.4.3.2.4 Aire saturado

La cantidad de vapor de agua en el aire húmedo puede variar desde cero (aire seco) hasta una cantidad máxima que depende de la temperatura y la presión. Cuando el aire húmedo contiene la máxima cantidad de vapor de agua admisible (cualquier exceso se condensaría instantáneamente), se dice que el aire está saturado.

2.4.3.2.5 Psicrometría

Es la ciencia que estudia las propiedades termodinámicas del aire húmedo.

2.4.3.2.6 Temperatura de bulbo seco

Es la temperatura medida por un termómetro normal.

2.4.3.2.7 Temperatura de bulbo húmedo

Es la medida por un termómetro denominado de bulbo húmedo, que tiene el bulbo recubierto por una tela empapada de agua. Haciendo pasar sobre el bulbo una corriente de aire a velocidad suficientemente elevada (3-5 m/s), se produce, si el aire no está saturado, un descenso de temperatura respecto a la indicada por un termómetro normal debido a la evaporación del agua que baña la tela. Pasando un cierto tiempo, la temperatura medida permanece constante y puede tomarse.

Esta temperatura de bulbo húmedo no es sino una aproximación aceptable de una propiedad termodinámica del aire denominada temperatura termodinámica de bulbo húmedo o de saturación adiabática, que no puede ser medida directamente.

2.4.3.2.8 Temperatura de rocío

Si, a presión constante, enfriamos un determinado aire húmedo, llegaremos a una temperatura en que el aire estará saturado; dicha temperatura se denomina temperatura de rocío o punto de rocío.

2.4.3.2.9 Presión parcial.

En una mezcla de gases, se denomina presión parcial de un componente a la presión que ejercería ese componente si ocupase solo el todo el volumen que ocupa la mezcla.

Para el aire se tiene: $P = P_v + P_a$ Ec. 2.23

P_v = Presión vapor de agua

P_a = Presión de aire seco

2.4.3.2.10 Humedad específica

Es la relación entre la masa de vapor de agua y la masa de aire seco en la muestra:

$$W = m_v / m_a \quad \text{Ec. 2.24}$$

m_v = Masa vapor de agua m_a = masa aire seco

2.4.3.2.11 Humedad relativa.

Considerando gases perfectos, la humedad relativa del aire viene dada por la relación entre la presión parcial del vapor de agua en la muestra y la presión parcial del vapor de agua en el aire saturado a la misma presión y temperatura.

Este valor coincide prácticamente con el del grado de saturación, que es la relación entre la humedad específica del aire en la muestra y la humedad de saturación de dicho aire a la misma presión y temperatura.

2.4.3.2.12 Volumen específico.

Es el volumen de aire húmedo por unidad de masa del aire seco.

$$v = V / m_a \quad \text{Ec. 2.25}$$

V = Volúmen de aire húmedo m_a = Masa aire seco

2.4.3.2.13 Entalpía

La entalpía del aire húmedo es una función de estado que representa termodinámicamente su contenido energético. Es la suma de las entalpías de sus dos componentes (aire seco y vapor de agua) denominados respectivamente:

$$H = m_a h_a + m_v h_v \quad (\text{Kcal}) \quad \text{Ec. 2.26}$$

H : calor total (aire seco); $m_a h_a$ = calor sensible; $m_v h_v$ = calor latente (vapor latente)

Siendo: h_a y h_v entalpías específicas (por unidad de masa) del aire seco y del vapor de agua respectivamente.

2.4.3.3 Principio de operación de las torre de enfriamiento.¹

El enfriamiento sufrido por el agua en una torre de refrigeración se basa en la transmisión combinada de masa y calor al aire que circula por el interior de la torre.

El agua entra por la parte superior y es distribuida de tal forma que establezca el mayor contacto posible con el aire atmosférico que asciende procedente de la parte inferior de la torre; para lograr este efecto el agua se reparte uniformemente, con ayuda generalmente de pulverizadores; sobre un relleno que aumenta el tiempo y la superficie de contacto entre ambos lados.

En condiciones normales de funcionamiento, este contacto conduce a una evaporación de parte del agua. Como el agua debe absorber calor para pasar de líquido a vapor a presión constante, este calor se toma del líquido restante. De esta manera, el calor de vaporización del agua a la presión atmosférica se transfiere del agua de refrigeración al aire atmosférico (calor latente).

El resto del calor transmitido se debe a la diferencia de temperatura entre los dos fluidos(calor sensible). El calor latente supone frecuentemente más del 90% del calor total transmitido. Ver Figura 2.29:

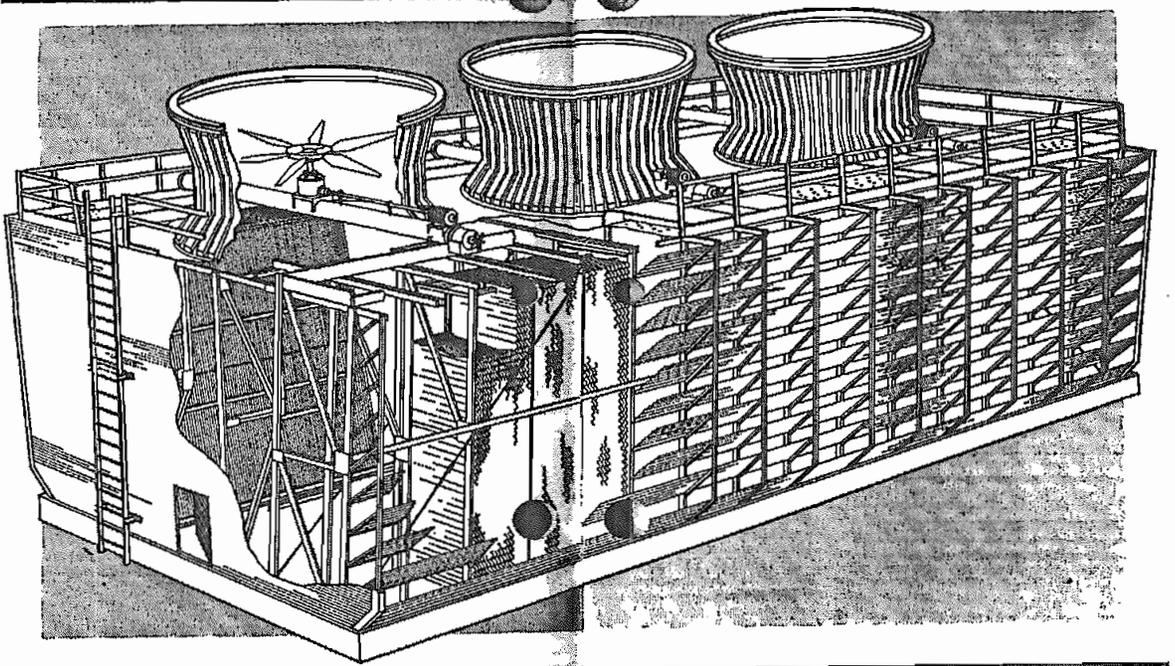


Figura 2.29: Vista general de una torre de enfriamiento

¹ Elonka Stephen, Operación de plantas industriales, Vocational High school New York, (Translated from English, Francisco G. Noriega). Pág 178-179

2.4.3.4 Tipos de torres de refrigeración. ¹

Los métodos de exponer el agua a la corriente de aire son numerosos, teniendo cada uno de ellos ventajas específicas que deben ser consideradas de acuerdo con la misión y el rendimiento requeridos en cada caso.

Una primera clasificación puede hacerse atendiendo a la forma en que el agua es distribuida con el objeto de lograr un buen contacto con el aire ascendente. Existen dos métodos básicos: extender el agua en finas películas sobre superficies (relleno laminar) o producir partición en gotas por choques del agua en su caída (relleno de goteo).

Una segunda clasificación es la que se basa en el flujo relativo de las corrientes de agua de aire.

De acuerdo con este criterio se tiene.

- Torres con flujo en contracorriente.
- Torres con flujo cruzado

Comparación entre ambos sistemas:

- Mediante el flujo a contracorriente el agua más fría se pone en contacto con el aire más seco lográndose la máxima eficiencia
- Los elementos mecánicos y el sistema de distribución tienen un acceso más fácil en las torres con flujo cruzado.
- Las torres de flujo cruzado requieren más espacio, pero la entrada de aire puede abarcar toda la altura de la torre, la cual es por tanto de poca altura, reduciendo la altura de bombeo.
- En las torres de flujo a contracorriente existe menos riesgo de que se produzca recirculación de aire.

La clasificación más extendida y de más importancia en la evaluación conjunta de la torre es la que se basa en la forma de mover el aire a través de la misma. Los cuatro tipos de torres más extendidos según este criterio son ²:

1. Torres atmosféricas
2. Torres de tiro natural.
3. Torres de tiro natural asistido.
4. Torres de tiro mecánico: -Forzado e Inducido.

¹ IDAE, Torres de Refrigeración, Sociedad Estatal Ministerio de Industria y Energía, España, Pág 32- 33

² IDAE, Torres de Refrigeración, Sociedad Estatal Ministerio de Industria y Energía, España, Pág. 34

2.4.3.4.1 Torres atmosféricas.

En este tipo de torres el agua cae en flujo cruzado con respecto al movimiento horizontal del aire, produciéndose cierto efecto de contracorriente debido a las corrientes de convección producidas por el agua caliente. El movimiento del aire depende principalmente del viento ¹. Ver figura 2.30.

- Características principales ¹:

- a. Vida larga con bajos costos de mantenimiento, debido a la inexistencia de partes mecánicas.
- b. No se produce recirculación de aire utilizado.
- c. Se precisa localizar la torre en un lugar despejado.
- d. La torre debe ser alta y estrecha y, por lo tanto, los gastos de bombeo son elevados.
- e. Debido a su altura es preciso un anclaje seguro contra el viento.
- f. La torre debe orientarse hacia la dirección de los vientos dominantes
- g. No es posible lograr un acercamiento pequeño.
- h. El costo es casi tan alto como para una torre con elementos mecánicos.

Dentro de este tipo de torres puede distinguirse entre las que no llevan ningún relleno y aquellas que contienen un relleno de goteo. Estas últimas tienen un compartimento mucho mejor que las anteriores, pero en cualquier caso las torres atmosféricas están completamente anticuadas y constituyen una mínima parte de la torres existentes.

¹ IDAE, Torres de Refrigeración, Sociedad Estatal Ministerio de Industria y Energía, España, Pág. 34

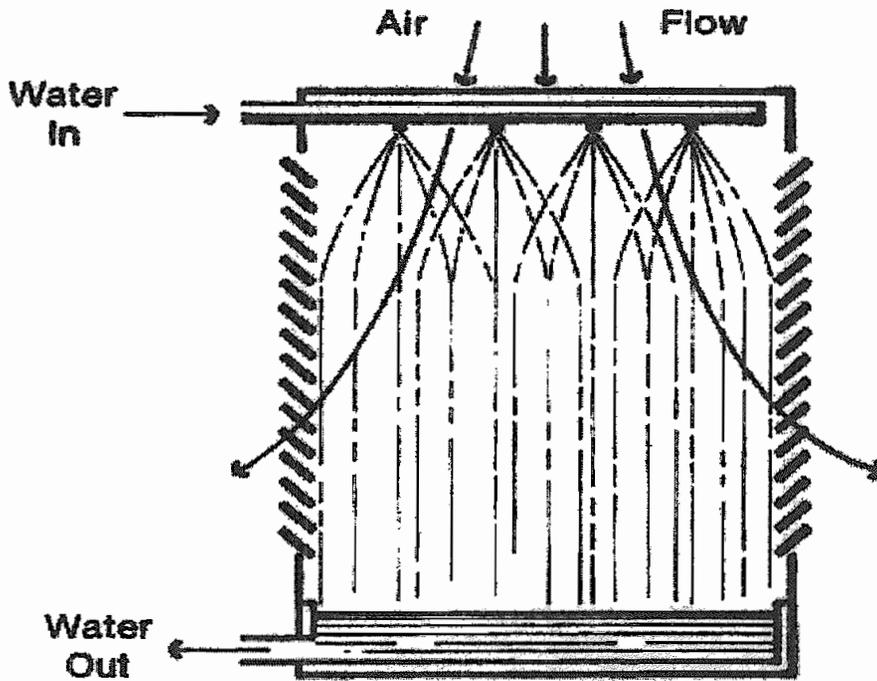


Figura 2.30: Vista general de una torre atmosférica

2.4.3.4.2 Torres de tiro natural ¹.

Cuando el relleno se encierra en una estructura con forma de chimenea hiperbólica, con las persianas de entrada de aire en su parte inferior, tenemos una torre de refrigeración de tiro natural, en la que el aire es inducido a través de la torre debido a la diferencia de densidades existentes entre el aire húmedo y caliente y el aire atmosférico (más denso). El relleno puede ser de goteo o de película. Ver figura 2.31

- Características principales

- Bajos costos de mantenimiento.
- Mucho mejor rendimiento que las torres atmosféricas pero inadecuada para altas temperaturas secas de aire, ya que la temperatura de entrada del agua debe ser mayor que la temperatura seca del aire.
- Raras veces aplicable al aire acondicionado y plantas industriales debido a la fuerte inversión inicial condicionada por la gran altura necesaria. Son muy empleadas en las centrales térmicas.
- No es posible un gran acercamiento.

¹ IDAE, Torres de Refrigeración, Sociedad Estatal Ministerio de Industria y Energía, España, Pág. 34

- e. Es difícil controlar exactamente la temperatura de salida del agua.

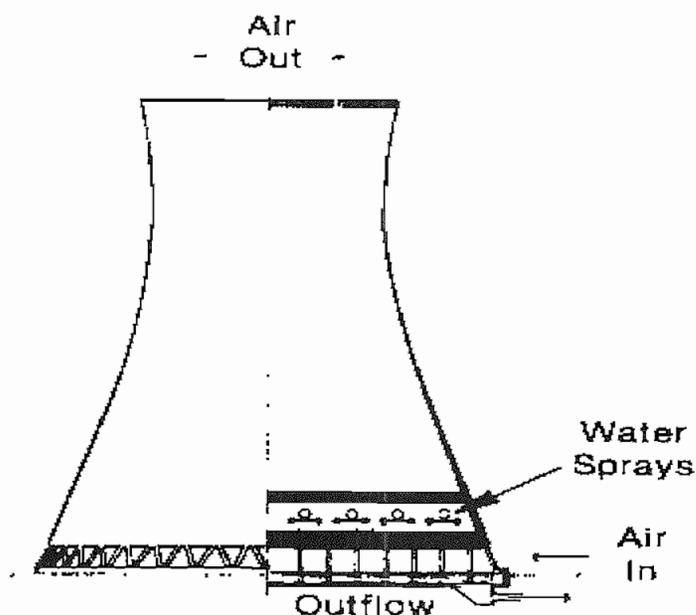


Figura 2.31: Vista general de una torre de tiro natural

2.4.3.4.3 Torres de tiro natural asistido

Una forma de incrementar la capacidad de refrigeración por unidad de superficie, consiste en asistir el tiro natural de las torres hiperbólicas por medio de ventiladores de tiro forzado. Estos ventiladores van colocados en la parte inferior (eje horizontal), rodeando la torre.

Otra variante de este sistema, a base de torres troncocónicas y alturas que oscilan entre los 30 a 40 m, incluyendo también ventiladores de tiro forzado son utilizados para capacidades pequeñas de refrigeración. La forma de este tipo de torres es similar al de la Figura 2.31, pero con la variante de que en su parte inferior y alrededor de todo su perímetro se encuentran instalados ventiladores.

- Características

- Estos sistemas participan en principio de las ventajas e inconvenientes señalados para las torres convencionales de tiro forzado, con la diferencia de que la altura es mayor y por tanto los efectos de recirculación quedan disminuidos.
- Requieren gran cantidad de ventiladores, con el consiguiente aumento del ruido, mantenimiento y consumo de electricidad.

2.4.3.4.4 Torres de tiro mecánico

La utilización de ventiladores para mover el aire a través de la torre proporciona un control total de la entrada de aire.

- Características

- a. Compactas. Necesitan poca superficie.
- b. Control fino de la temperatura del agua fría
- c. Menor altura de bombeo
- d. La orientación de la torre no viene determinada por los vientos dominantes.
- e. Con un relleno eficiente es posible lograr acercamientos de 1-2 °C, aunque es preferible mantenerse en 3-4 °C.
- f. Los fallos mecánicos reducen sustancialmente la fiabilidad.
- g. La potencia de ventilación puede ser importante, aumentando los gastos de operación.
- h. La recirculación del aire usado debe ser evitada, pues de otro modo la eficiencia se vería afectada.
- i. Los costos de operación y mantenimiento son mayores que en las torres de tiro natural.
- j. Los ruidos y vibraciones producidas por los ventiladores pueden constituir un problema, dependiendo de la localización.

Dentro de las torres de refrigeración mecánicas podemos destacar:

- Torres de tiro forzado ¹.

Son aquellas, en las que el ventilador o ventiladores se sitúan en la entrada de aire de forma que lo impulsan a través del relleno ¹. Ver figura 104.

-Características:

- a. El equipo mecánico se encuentra situado cerca del suelo en unos niveles mínimos.
- b. Más eficiente que la corriente inducida, ya que la presión de velocidad convertida a presión estática realiza un trabajo útil; además, el ventilador trabaja con el aire frío de mayor densidad que en el caso de tiro inducido.
- c. Los equipos mecánicos se encuentran situados en una corriente de aire relativamente seca y tienen un fácil acceso para el mantenimiento.

¹ IDAE, Torres de Refrigeración, Sociedad Estatal Ministerio de Industria y Energía, España, Pág. 35 - 37

- d. El tamaño del ventilador está limitado, con lo cual se necesitan un gran número de pequeños ventiladores, o mayores velocidades, comparado con una instalación de tiro inducido. Esto conduce a mayor nivel de ruido, aunque la torre proporcione cierta atenuación.
- e. Existe tendencia a la formación de hielos en los ventiladores durante épocas frías, con el siguiente taponamiento de la entrada de aire.
- f. Algunos tipos presentan problemas de recirculación del aire usado hacia la zona de baja presión creada por el ventilador en la entrada de aire, especialmente cuando la velocidad de salida del aire es baja.

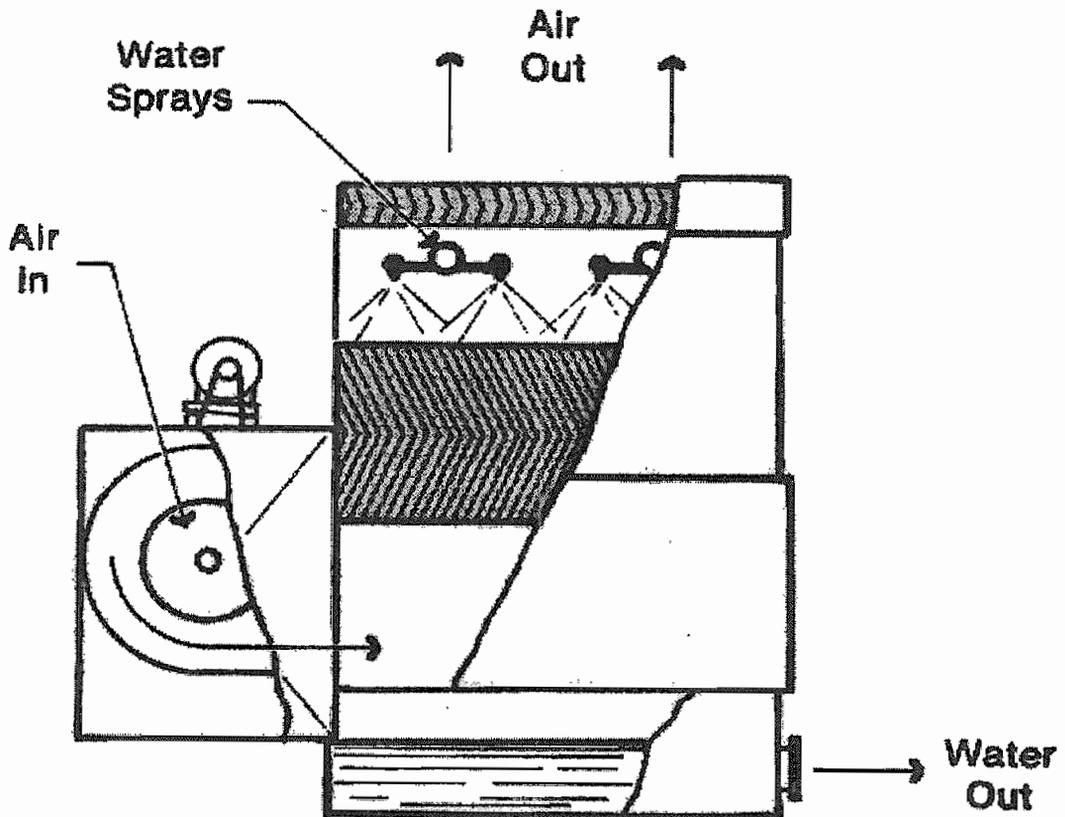


Figura 2.32: Vista general de una torre de tiro forzado

- Torre de tiro inducido ¹.

¹ IDAE, Torres de Refrigeración, Sociedad Estatal Ministerio de Industria y Energía, España, Pág. 38

Es una torre de tiro mecánico en la cual los ventiladores están situados en la salida del aire, generalmente en la parte superior de la torre ¹. Ver Figura 2.33.

- Características:

- Es factible instalar grandes ventiladores, de tal forma que pueden mantenerse velocidades y niveles de ruido bajos.
- El aire entra a una velocidad considerable, pudiendo arrastrar consigo cuerpos extraños. Es posible instalar filtros de aire.
- No suelen presentarse problemas de recirculación debido a las altas velocidades de salida del aire.
- Tendencia a producirse vibraciones debido a que el ventilador se encuentra montado en una superestructura.
- Los elementos mecánicos no son fácilmente accesibles y se encuentran sumergidos en una corriente de aire húmedo y caliente.
- Menos superficie ocupada que el sistema forzado, debido a la ausencia de ventiladores en los lados.

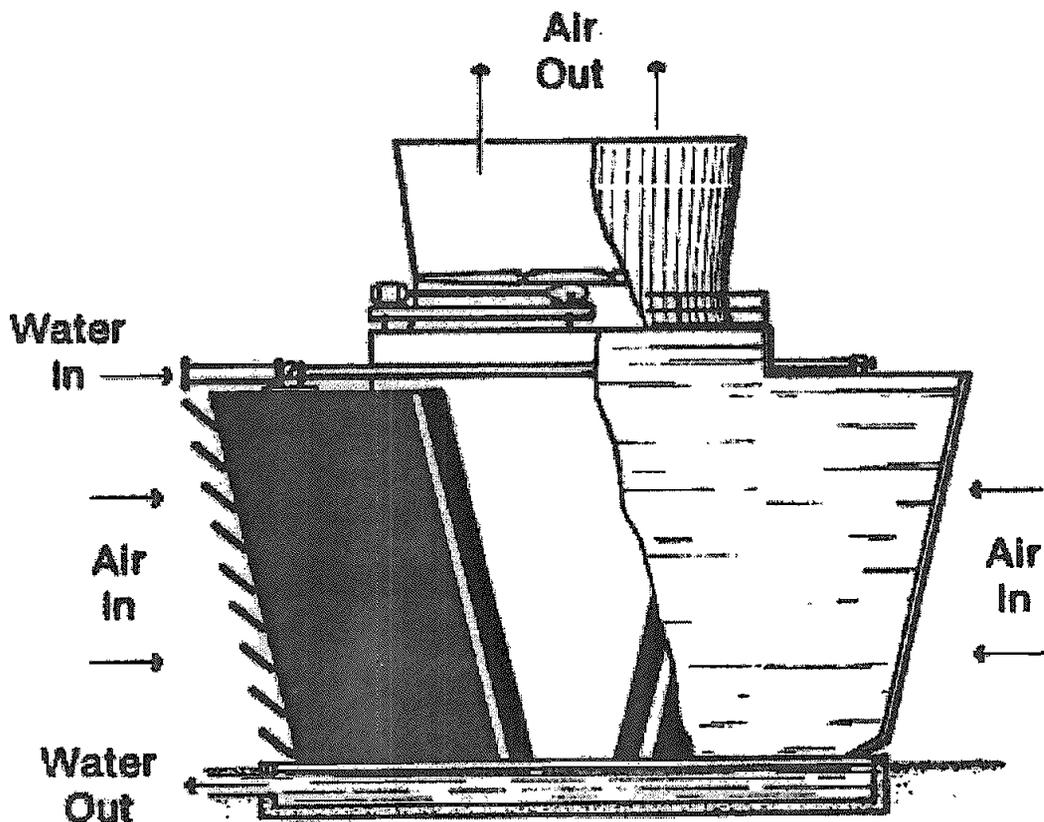


Figura 2.33: Vista general de una torre de enfriamiento de tiro inducido

2.4.3.5 Partes principales de una torre de enfriamiento ¹.

2.4.3.5.1 Sistema de distribución del agua

Los sistemas de distribución de agua se clasifican como:

- Tipo gravedad.
- Tipo presión.

El sistema de gravedad se utiliza casi siempre con torres de flujo cruzado, mientras que en flujo a contracorriente se recurre generalmente a la distribución mediante presión.

- Sistema por gravedad

Su ventaja principal consiste en la poca altura de bombeo que requieren, lo cual conduce a bajos costos de operación.

La regulación del caudal de agua por celda, necesaria para lograr una eficiencia máxima, se lleva a cabo mediante una simple inspección visual y la consiguiente variación del nivel de agua en la balsa.

Rara vez se utiliza este sistema para torres con flujo a contracorriente, debido a las dificultades que se presentan en el diseño y el ajuste de la distribución de agua. Se interfiere con el flujo de aire y es difícil de mantener con su localización interna.

-Sistemas por presión.

La mayor parte de las torres con flujo en contracorriente se encuentran equipadas con sistemas de pulverización a presión con las toberas dirigidas hacia abajo. Este sistema no sólo actúa como distribuidor de agua sino que contribuye directamente al rendimiento de la torre.

Los problemas asociados con este sistema son principalmente de mantenimiento y de regulación del flujo de agua. Generalmente se utiliza una regulación de la presión pero, debido a las bajas presiones utilizadas (siempre inferiores a 5 Kg/cm²), es difícil obtener resultados seguros y pueden presentarse irregularidades importantes en los caudales de las diferentes celdas.

2.4.3.5.2 Relleno

El relleno de las torres tiene como misión el acelerar la disipación de calor. Esto se consigue aumentando el tiempo de contacto entre el agua y el aire, favoreciendo la

¹ IDAE, Torres de Refrigeración, Sociedad Estatal Ministerio de Industria y Energía, España, Pág 41-47

presencia de una amplia superficie húmeda mediante la creación de gotas o finas películas.

-Características del relleno

El relleno debe ser de un material de bajo costo, fácilmente instalable, debe ofrecer poca resistencia al paso del aire y proporcionar y mantener una distribución uniforme de agua y del aire a lo largo de toda la vida de la torre, también se debe conseguir una alta resistencia al deterioro.

-Tipos de rellenos

1. De goteo.
2. De película o laminar.
3. Mixto.

-Rellenos de goteo

Aunque existen muchas disposiciones diferentes, el propósito básico consiste en generar pequeñas gotas de agua, en cuya superficie se verifica el proceso de evaporación.

Este efecto se logra mediante la caída del agua sobre una serie de pisos superpuestos de rejillas, mientras el aire se mueve en sentido horizontal (flujo cruzado) o vertical (flujo contracorriente). El agua, al caer, se fracciona en gotas cada vez más pequeñas, rompiendo más aquellas de mayor diámetro que se hayan formado por la unión de otras más pequeñas.

Uno de los requerimientos más importantes de este tipo de relleno es el de una correcta alineación de los listones, pues de otro modo el agua discurre a lo largo de éstos, desequilibrándose la distribución de la cortina de agua y perjudicando notablemente el rendimiento.

La altura del relleno es superior a la requerida en los sistemas laminares y el arrastre de gotas es importante, lo cual obliga a utilizar eliminadores de gotas de alto rendimiento.

-Relleno de película a laminar

Este tipo de relleno proporciona una mayor capacidad de enfriamiento, para un mismo espacio dado, que el de goteo, por lo que se ha impuesto progresivamente.

La eficiencia del sistema depende de su capacidad para distribuir el agua en una fina película que fluye sobre grandes superficies, con el objeto de proporcionar la máxima exposición del agua a la corriente de aire.

Como este tipo es más sensible a las irregularidades del caudal de aire y de la distribución del agua, el diseño de la torre debe garantizar su uniformidad a través de todo el relleno.

Su principal ventaja es que, al no existir gotas, las pérdidas por arrastre se reducen en gran proporción, por lo cual pueden darse velocidades altas de flujo de aire, disminuyendo paralelamente la altura del relleno y con ello, la de bombeo. Esto conduce a menores costos de operación.

El principal inconveniente de los rellenos laminares es su tendencia a acumular depósitos y suciedad entre las placas paralelas y muy próximas que lo constituyen. Este fenómeno conduce a obstrucciones parciales y a la formación de canales preferenciales por los que discurre el agua, impidiendo la homogeneidad de la película. Para evitar estos riesgos se recurre generalmente a la reposición de los paquetes en pisos superpuestos, con diferente orientación en cada uno de ellos.

-Relleno de tipo mixto

Los rellenos mixtos se basan en una pulverización por goteo, pero con formación de película en las superficies laterales de los listones, aumentando de esta forma el efecto conseguido por salpicadura.

-Materiales de los rellenos

Madera.- Que se utiliza especialmente en sistemas de goteo, tiene una duración con tratamiento aproximadamente 20 años de servicio.

Metálico.- Han sido utilizados en casos especiales en que se requería una relación alta entre el área de contacto y el volumen. Sin embargo, en condiciones normales no son competitivos debido a su altísimo costo.

Fibrocemento.- Se utiliza principalmente en los rellenos laminares de torres industriales, especialmente en las de tiro natural; tiene muy buena resistencia y no es atacado por la materia orgánica. Entre sus inconvenientes pueden citarse su elevado peso en relación al volumen y su elevada sensibilidad a las aguas ácidas y a los iones sulfato.

Plásticos.- Son muy duraderos y su utilización va extendiéndose cada día más. Son esencialmente aptos para rellenos laminares en pequeñas torres de serie y para rellenos mixtos.

2.4.3.5.3 Deflectores de aire

Se utilizan en las torres de tiro inducido, para conducir el aire hacia el interior de una forma eficiente, y para prevenir las pérdidas de agua debidas a la acción del viento. También pueden diseñarse para eliminar los problemas de formación de hielo en el invierno.

La distribución del aire y la retención, del agua están directamente relacionadas con la inclinación, la anchura y el espacio entre los paneles.

Existen ciertos diseños en los que la inclinación de las paletas puede ser modificada, a fin de adaptarse a las condiciones climatológicas existentes, pudiendo llegar a cerrarse por completo, cuando pueda formarse hielo o la velocidad del aire provoque el arrastre del agua.

2.4.3.5.4 Eliminadores de gotas

La misión principal de este componente consiste en retener las pequeñas gotas arrastradas por el aire que abandona la torre. Básicamente todos los eliminadores actúan provocando bruscos cambios de dirección en la corriente de aire.

La fuerza centrífuga resultante separa las gotas de agua, depositándolas en la superficie del eliminador, para caer posteriormente sobre el relleno. Esta actuación proporciona tres efectos positivos: disminuye las pérdidas de agua, evita posibles daños a equipos adyacentes a la torre y que permita la formación de niebla.

Un efecto secundario es la ecualización del flujo de aire a través del relleno, como resultado de la depresión creada en el espacio que hay entre los eliminadores y los ventiladores debido a la oposición que presentan al libre paso del aire.

Los materiales utilizados deben resistir una atmósfera corrosiva y erosiva. Pueden ser de madera tratada, chapa galvanizada, aluminio. Actualmente, la tendencia más extendida consiste en utilizar láminas de fibrocemento o plástico.

2.4.3.5.5 Chimeneas

Las chimeneas se emplean en las torres de tipo inducido para proporcionar al ventilador una cámara, de tal forma que su comportamiento sea más efectivo. Al mismo tiempo protege al ventilador y lanza lejos el aire húmedo, evitando problemas de recirculación.

Para facilitar el tiro de la torre, permitiendo una recuperación de energía cinética, se utilizan chimeneas con difusor en el lado de la descarga del aire húmedo. Un aumento gradual de la sección transversal al flujo consigue que la velocidad vaya descendiendo progresivamente. Esta conversión de la presión de velocidad a presión estática puede conducir a aumentos del 10% en el aire suministrado sin variar la potencia consumida por el ventilador. Estos difusores se aplican principalmente en torres industriales.

Entre los tipos de torres se tienen:

- Cilíndrica
- Truncocónica
- Hiperbólica.

2.4.3.5.6 Ventiladores

Existen dos tipos fundamentales de ventiladores: axiales, en los que el aire mantiene la dirección del eje antes y después de su paso por el ventilador, y centrífugos, donde el aire descarga en la dirección normal a la de entrada.

Los ventiladores axiales .- son apropiados para mover grandes volúmenes de aire con una contrapresión estática pequeña y su uso se encuentra más extendido en instalaciones industriales.

Son relativamente baratos y pueden ser utilizados para torres de cualquier tamaño. Con chimeneas correctamente diseñadas, los ventiladores axiales operan con eficiencias que alcanzan hasta el 80 a 85%. Los diámetros pueden alcanzar los 9m, aunque generalmente oscilan entre 3 y 7m. en ciertos casos se puede modificar el ángulo de ataque de las aspas.

Los ventiladores centrífugos.- están constituidos por una carcasa y un rodete, pudiendo ser de simple o doble aspiración, es decir con una o dos zonas de entrada del aire a las aspas o rotor.

Existen tres tipos de ventiladores centrífugos: el de palas radiales , el de palas inclinadas hacia delante y el de palas inclinadas hacia atrás. El segundo es el más utilizado en las torres de refrigeración, pues debido a la velocidad relativamente baja del aire que abandona el rodete, éste puede girar a una velocidad más baja, con la consiguiente reducción del nivel de ruido. Además necesita tamaños menores para un servicio dado y, por tanto, resulta más económico.

2.4.3.6 Datos y cálculos preliminares.

- Altura sobre el nivel del mar = 2,800 msnm
- Temperatura de bulbo húmedo a 2,800 msnm = $T_{bh} = 63\text{ }^{\circ}\text{F}$
- Flujo de agua que pasa por el condensador = 1,337 gpm

$$\text{Calor a transferir} = Q_r = [\text{gpm} \times 8.33 \times R] \text{ [btu / min]} \quad \text{Ec. 2.27}$$

Donde: gpm = Caudal

8.33 = Libras por cada galón de agua.

R = Rango = Diferencia entre la temperatura de entrada de agua a la torre y la temperatura de agua de salida de la torre en $^{\circ}\text{F}$.

- T_s = Temperatura vapor saturación dentro del condensador, para $p=3''\text{ Hg}$
 $T_s = 115\text{ }^{\circ}\text{F} = 46.1\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Temperatura máxima del agua de enfriamiento a la salida del condensador y entrada a la torre de enfriamiento [T_M].
- $T_M = 46.1\text{ }^{\circ}\text{C} - 6.3\text{ }^{\circ}\text{C} = 39.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ [Valor aproximado que significa la diferencia entre vapor saturado y agua caliente condensada dentro del mismo condensador]

$$6.3\text{ }^{\circ}\text{C} = 11.34\text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_M = 115\text{ }^{\circ}\text{F} - 11.34\text{ }^{\circ}\text{F} = 103.66\text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_M = 39.8\text{ }^{\circ}\text{C} = 103.66\text{ }^{\circ}\text{F}$$

T_m = Temperatura salida de la torre de enfriamiento y entrada al condensador.

$$T_m = 26\text{ }^{\circ}\text{C} = 78.8\text{ }^{\circ}\text{F}$$

- Entalpía del agua caliente hf_1 para $T_M \Rightarrow hf_1 \approx 71.5\text{ btu/lb}$
- Entalpía del agua caliente hf_2 para $T_m \Rightarrow hf_2 \approx 47\text{ btu/lb}$
- $Q_r = (1,337\text{ gal/min}) (8.33\text{ lb/gal}) (71.5\text{ btu/lb} - 47\text{ btu/lb})$
- $Q_r = 272,861\text{ btu/min} \quad Q_r = 16,371,660\text{ btu/h}$

$$\text{Cálculo del Rango} = T_M - T_m = 103.66\text{ }^{\circ}\text{F} - 78.8\text{ }^{\circ}\text{F} = 24.86\text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Cálculo del acercamiento} = T_m - T_{bh} = 78.8\text{ }^{\circ}\text{F} - 63\text{ }^{\circ}\text{F} = 15.8\text{ }^{\circ}\text{F}$$

Definición del rango de enfriamiento y acercamiento. Ver Figura 2.34.

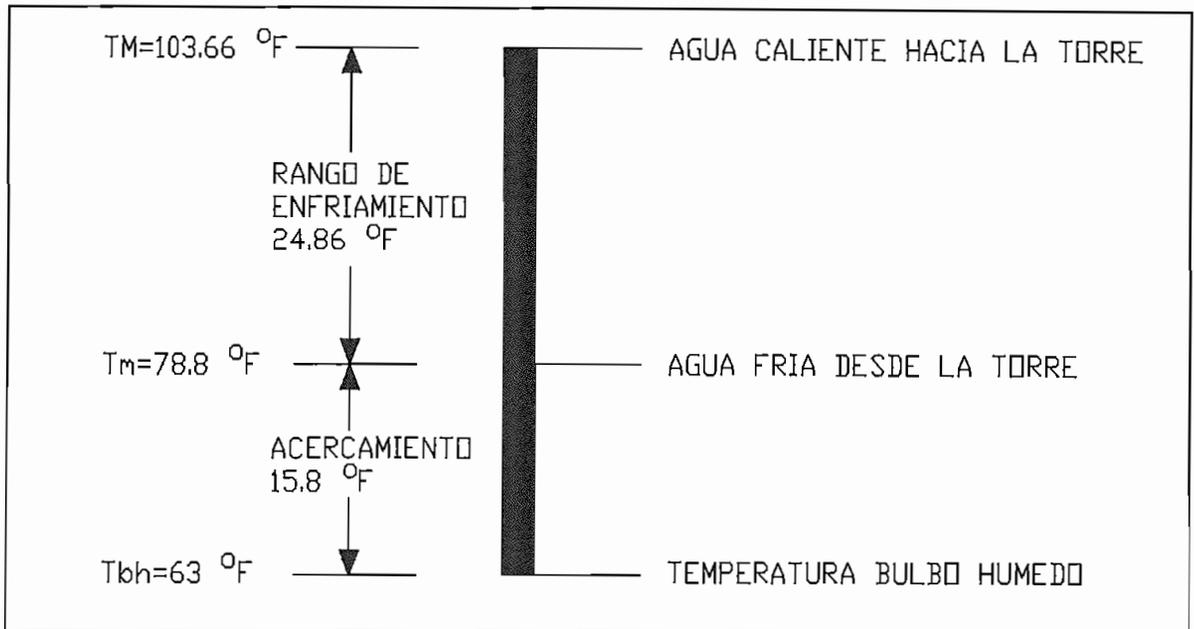


Figura 2.34: Rango de enfriamiento y acercamiento .

2.4.3.7 Utilización de cartas de selección.

Determinación del factor de selección. En la Figura 2.35-A, se escoge 63°F WB (Wet Bulb) y se baja verticalmente. Hasta encontrar la línea de rango $=24.86^{\circ}\text{F}$. Por la línea de 24.86°F . Se recorre hacia la derecha hasta encontrar en la Figura 2.35-B la línea de acercamiento $=15.8^{\circ}\text{F}$. Encontrando el punto de intersección en la Figura 2.35-B se baja verticalmente hacia la Figura 2.35-C hasta encontrar la curva correspondiente a la temperatura de bulbo húmedo. Encontrando este punto, se desplaza horizontalmente hasta encontrar el factor de selección $=3.3$. Con este valor se procede a consultar en la Tabla 2.24; y en forma vertical se encuentra el factor de selección $=3.3$.

El factor de selección más próximo a 3.3 es 3.5. Leyendo horizontalmente hacia la derecha en la Tabla 2.24, se encuentra el valor más próximo a 1,337 gpm que es el valor 1,357; de este punto se sube verticalmente y se encuentra la selección del modelo de la torre y la respectiva potencia requerida.

Modelo 424810

Potencia de ventiladores = 30 hp

- Determinación de la potencia mínima de la bomba para vencer la altura estática de la torre.

- Altura estática de bombeo = 6 mts = 19.68 pies

Asumiendo 85% de eficiencia de la bomba.

$$Hp = \frac{(\text{flujo.gpm})(\text{altura.estática.pies})}{(3,960\text{gpm.pie / hp})(0.85)} \quad \text{Ec. 2.28}$$

$$Hp = \frac{(1,337.\text{gpm})(19.68\text{pies})}{(3,960\text{gpm.pie / hp})(0.85)} = 7.817\text{hp}$$

Sobre la potencia de 7.817 Hp., se deberá sumar la potencia adicional requerida para vencer las pérdidas de la tubería de alimentación y retorno desde el condensador y además las pérdidas del propio condensador.

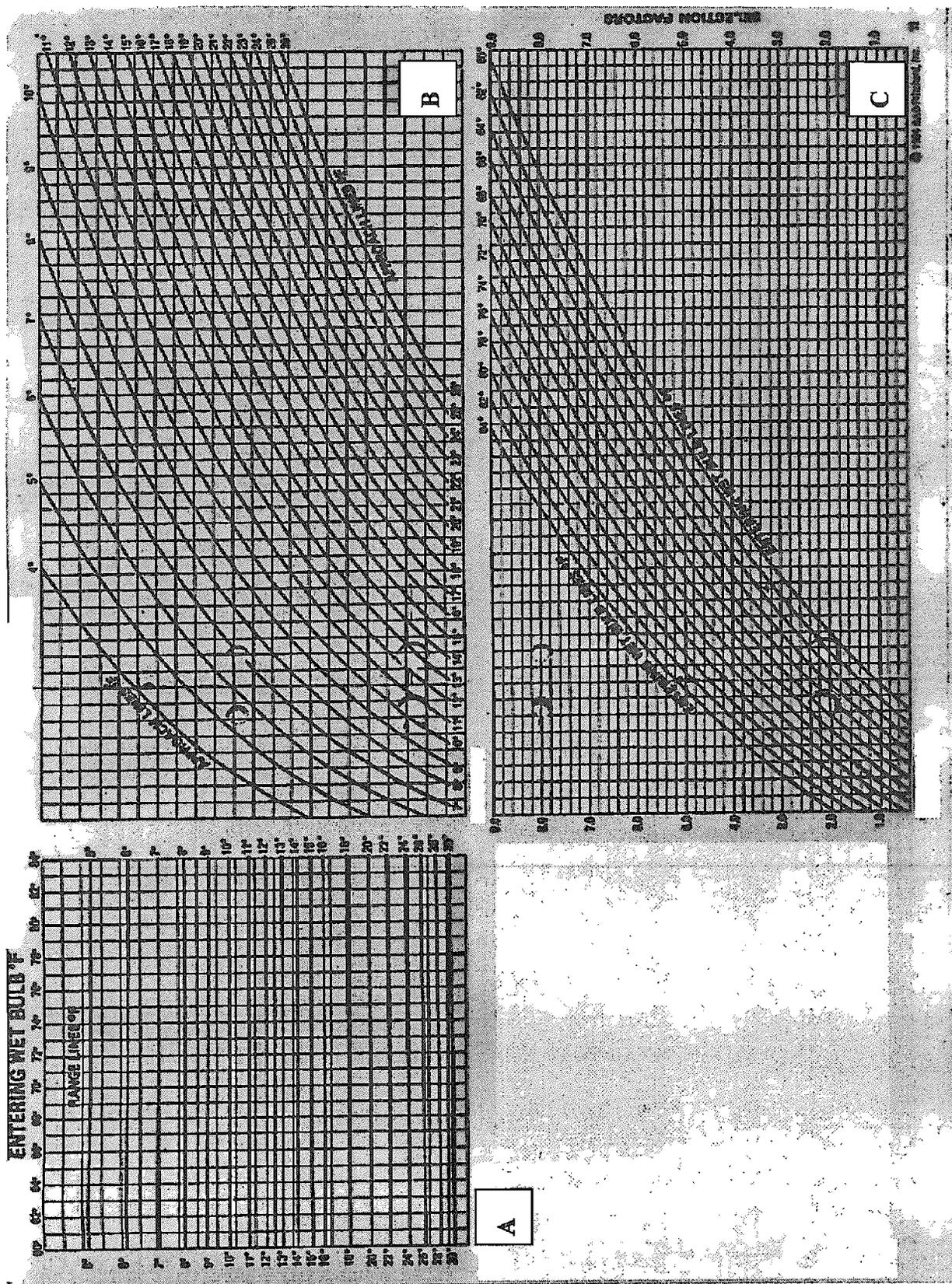


Figura 2.35 : Curvas para selección del tipo de torre de enfriamiento

Capacity Tables

		TOWER WHIT 10 FEET STATIC LIFT															SELECTION FACTOR					
LECTION MODEL NO	ACTOR HP	4228-7N	4228-7N	4229-7N	4238-8	4238-8	4238-8	4238-8	4238-8	4238-10	4238-10	4238-10	4248-10	4248-10	4258-11N	4258-11N		4258-11N	4258-11N	4258-11N	4258-11N	4258-11N
		7.5	10.0	15.0	7.5	10.0	15.0	20.0	25.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0	15.0	20.0	25.0	30.0	40.0	40.0	40.0	40.0
0.50		342	376	430	440	483	552	607	653	617	704	773	830	881	803	884	949	1008	1107	1107	1107	0.50
1.00		368	404	462	474	520	593	652	702	683	757	830	882	947	883	950	120	1083	1190	1190	1190	1.00
1.50		386	434	487	510	558	638	701	754	713	814	893	958	1018	928	1021	1097	1154	1278	1278	1278	1.50
2.00		428	467	534	548	601	686	754	811	787	875	959	1030	1094	998	1098	1179	1252	1374	1374	1374	2.00
2.50		457	502	573	590	647	737	811	872	824	940	1031	1107	1175	1073	1180	1268	1345	1477	1477	1477	2.50
3.00		482	540	616	634	695	793	872	937	898	1011	1108	1180	1263	1154	1269	1363	1446	1587	1587	1587	3.00
3.50		529	580	662	682	743	853	937	1008	953	1087	1191	1279	1357	1241	1364	1464	1555	1706	1706	1706	3.50
4.00		568	624	712	734	805	917	1008	1083	1024	1168	1280	1374	1458	1334	1487	157	1671	1834	1834	1834	4.00
4.50		611	671	765	788	856	988	1084	1165	1101	1256	1378	1477	1567	1435	1577	1683	1798	1971	1971	1971	4.50
5.00		657	721	822	849	931	1080	1165	1252	1184	1350	1479	1587	1684	1543	1695	1820	1931	2118	2118	2118	5.00
5.50		708	775	883	913	1001	1140	1253	1348	1273	1451	1590	1708	1810	1659	1822	1957	2078	2276	2276	2276	5.50
6.00		759	833	949	982	1077	1228	1347	1447	1369	1560	1709	1833	1945	1784	1959	2103	2231	2448	2448	2448	6.00
6.50		816	898	1020	1057	1158	1318	1448	1558	1471	1677	1838	1970	2090	1918	2108	2281	2388	2629	2629	2629	6.50
7.00		876	963	1098	1137	1248	1417	1557	1672	1582	1803	1974	2117	2245	2063	2284	2431	2578	2828	2828	2828	7.00
7.50		944	1035	1176	1223	1340	1524	1674	1798	1701	1938	2122	2275	2413	2218	2434	2613	2771	3037	3037	3037	7.50
8.00		1014	113	1266	1315	1441	1639	1800	1933	1829	2083	2280	2445	2593	2385	2617	2809	2979	3284	3284	3284	8.00
8.50		1091	1197	1361	1414	1550	1762	1935	2078	1998	2240	2451	2628	2786	2585	2813	3020	3202	3508	3508	3508	8.50
9.00		1172	1285	1462	1521	1667	1895	2081	2234	2114	2408	2634	2824	2994	2788	3025	3248	3442	3770	3770	3770	9.00

		TOWER WHIT 14 FEET STATIC LIFT															SELECTION FACTOR					
LECTION MODEL NO	ACTOR HP	4338-10	4338-10	4338-10	4338-10	4348-12	4348-12	4348-12	4348-12	4358-13N	4358-13N	4358-13N	4358-13N	4358-13N	4368-14N	4368-14N		4368-14N	4368-14N	4368-14N	4368-14N	4368-14N
		15.0	20.0	25.0	30.0	40.0	50.0	60.0	70.0	80.0	90.0	100.0	110.0	120.0	50.0	60.0	70.0	80.0	90.0	100.0	110.0	120.0
0.50		771	845	906	965	1082	1134	1202	1320	1421	1585	1763	1988	2183	172	1527	1681	1810	1923	1923	1923	0.50
1.00		828	906	974	1034	1137	1215	1288	1414	1522	1678	1841	2068	2268	1608	1728	1835	1939	2081	2081	2081	1.00
1.50		886	971	1043	1108	1219	1302	1380	1515	1630	1785	1967	2222	2422	1722	1852	1985	2132	2298	2298	2298	1.50
2.00		950	1041	1118	1188	1308	1395	1479	1623	1745	1885	2081	2368	2568	2107	2288	2422	2598	2808	2808	2808	2.00
2.50		1018	1118	1199	1273	1399	1485	1585	1739	1869	1700	1802	1978	2127	2257	2023	2222	2391	2538	2538	2538	2.50
3.00		1093	1198	1285	1364	1498	1603	1699	1863	2002	1823	1932	2121	2280	2419	2170	2383	2563	2720	2720	2720	3.00
3.50		1172	1283	1377	1462	1605	1717	1820	1998	2145	1955	2072	2274	2444	2592	2327	2555	2748	2918	2918	2918	3.50
4.00		1257	1375	1478	1587	1720	1841	1951	2138	2267	2097	2222	2437	2619	2777	2497	2740	2948	3125	3125	3125	4.00
4.50		1348	1475	1582	1678	1843	1973	2090	2291	2460	2298	2383	2613	2807	2976	2878	2938	3158	3349	3349	3349	4.50
5.00		1445	1581	1696	1799	1974	2114	2240	2454	2635	2411	2555	2801	3008	3169	2873	3150	3386	3590	3590	3590	5.00
5.50		1550	1695	1818	1928	2115	2286	2400	2629	2822	2585	2740	3003	3224	3417	3082	3378	3630	3848	3848	3848	5.50
6.00		1682	1817	1949	2068	2298	2428	2572	2817	3023	2773	2938	3219	3455	3681	3308	3622	3882	4124	4124	4124	6.00
6.50		1782	1948	2089	2214	2427	2602	2756	3017	3238	2973	3150	3451	3703	3923	3548	3884	4172	4420	4420	4420	6.50
7.00		1811	2089	2239	2373	2600	2788	2954	3233	3468	3186	3378	3699	3988	4204	3804	4184	4473	4738	4738	4738	7.00
7.50		2048	2140	2309	2543	2788	2989	3185	3483	3714	3419	3623	3985	4253	4505	4081	4468	4795	5078	5078	5078	7.50
8.00		2197	2401	2572	2725	2985	3203	3392	3710	3978	3419	3685	4251	4558	4827	4377	4786	5141	5443	5443	5443	8.00
8.50		2358	2575	2757	2920	3198	3433	3635	3975	4261	3419	4165	4557	4885	5172	4698	5135	5511	5834	5834	5834	8.50
9.00		2527	2760	2955	3129	3428	3678	3895	4299	4593	3419	4407	4885	5245	5542	5037	5508	5909	6253	6253	6253	9.00

		TOWER WHIT 18 FEET STATIC LIFT																			SELECTION FACTOR					
LECTION MODEL NO	ACTOR HP	4448-13	4448-13	4448-13	4448-13	4458-14N	4458-14N	4458-14N	4458-14N	4468-16	4468-16	4468-16	4468-16	4478-18	4478-18	4478-18	4478-18	4478-18	4488-20	4488-20		4488-20	4488-20	4488-20	4488-20	4488-20
		25.0	30.0	40.0	50.0	60.0	70.0	80.0	90.0	100.0	110.0	120.0	130.0	140.0	150.0	160.0	170.0	180.0	190.0	200.0	210.0	220.0	230.0	240.0	250.0	260.0
0.50		1355	1437	1579	1700	1827	1791	1930	2051	2097	2255	2393	2576	2398	2587	2723	2855	2918	3093	3328	3654	3405	3655	4018	4317	0.50
1.00		1448	1538	1689	1817	1742	1917	2065	2194	2244	2412	2559	2753	2552	2745	2911	3130	3117	3305	3552	3901	3638	3904	4297	4608	1.00
1.50		1551	1635	1808	1942	1885	2051	2209	2348	2400	2580	2738	2944	2740	2934	3111	3345	3330	3531	3784	4185	3888	4188	4578	4815	1.50
2.00		1859	1760	1932	2078	1997	2195	2363	2509	2588	2759	2928	3147	2919	3137	3328	3575	3559	3772	4052	4448	4150	4452	4855	5245	2.00
2.50		1775	1882	2068	2220	2138	2349	2528	2684	2748	2952	3129	3384	3122	3354	3555	3620	3803	4030	4327	4747	4434	4755	5214	5597	2.50
3.00		1900	2014	2209	2373	2290	2514	2704	2870	2940	3157	3317	3598	3339	3585	3800	4082	4084	4305	4622	5087	4737	5078	5585	5972	3.00
3.50		2033	2154	2362	2536	2451	2691	2893	3070	3145	3377	3579	3845	3571	3834	4082	4362	4343	4600	4936	5410	5080	5423	5941	6373	3.50
4.00		2175	2304	2528	2711	2625	2880	3095	3283	3385	3612	3827	4110	3820	4099	4342	4581	4841	4814	5272	5775	5405	5791	6341	6800	4.00
4.50		2327	2465	2702	2898	2810	3082	3311	3500	3684	4093	4384	4684	4384	4684	4980	5280	5250	5630	6135	6745	6368	6788	7398	7908	4.50
5.00		2490	2637	2889	3098	3009	3298	3542	3755	3852	4133	4377	4687	4369	4685	4981	5322	5300	5699	6013	6582	6188	6605	7225	7743	5.00
5.50		2664	2821	3089	3312	3222	3529	3789	4018	4221	4421	4681	5021	4681	5013	5303	5687	5884	5982	6422	7027	6589	7054	7212	8282	5.50
6.00		2851	3018	3304	3540	3449	3777	4084	4295	4409	4729	5009	5368	4997	5359	5688	6087	6052	6402	6859	7501	7038	7533	8232		

2.4.3.8 Cálculo de la cantidad de agua de reposición ¹.

- Caudal del agua de enfriamiento, tasa de recirculación: $C = 1,337 \text{ gpm} = 303.63 \text{ m}^3/\text{h}$.
- Volúmen de agua en la piscina inferior de la torre de enfriamiento. $V = 38 \text{ m}^3$
- Δt = Diferencia de temperaturas: t_1 = temperatura de entrada t_2 = temperatura de salida.

$$\Delta t = t_2 - t_1 = 103.66 \text{ }^\circ\text{F} - 78.8 \text{ }^\circ\text{F} = 24.86 \text{ }^\circ\text{F} \Rightarrow 13.81 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Evaporación E. El agua perdida a la atmósfera en el proceso de enfriamiento [gpm (m^3/h)] . La tasa de evaporación depende de la cantidad de agua que se esté enfriando (C) y de la diferencia de temperatura Δt .

En primera aproximación por cada 10 °F (5.6 °C) de disminución de temperatura a través del proceso de evaporación, se evapora 1% de la tasa de recirculación.

Por lo tanto una Δt de 20°F (11.2 °C) a través de una torre de enfriamiento produce una pérdida por evaporación de 2% de la tasa de recirculación.

$$0.02 C = E$$

$$E = C \times \Delta t / 560 = C \times (t_2 - t_1) / 560 \quad \text{Ec. 2.29}$$

La capacidad de evaporación que puede tener lugar en una torre está limitada por la humedad relativa del aire.

Por lo tanto: $E = (303.63 \text{ m}^3/\text{h}) \times (13.81 \text{ }^\circ\text{C}) / 560 = 7.48 \text{ m}^3/\text{h}$

- Relación de concentración (Rc).

El reemplazo que entra a un sistema de agua de enfriamiento de recirculación contiene impurezas disueltas.

El agua de evaporación produce vapor puro de H_2O , dejando atrás estas impurezas.

La relación de las concentraciones de sales del agua de circulación (CB) y las de reemplazo (CM) es la relación de concentración.

$$Rc = CB/CM \quad \text{Ec. 2.30}$$

Puesto que los sólidos que entran deben ser iguales a los que salen.

$$M \times CM = B \times CB \quad \text{Ec. 2.31}$$

¹ Nalco Chemical Company, Kemmer Frank & McCallion John, Manual del Agua su naturaleza, tratamiento y aplicaciones, Tomo III, Mc Graw -Hill, México, 1989, Pág. 38-9 - 38-14.

Donde M es el flujo de reemplazo y B representa la pérdida de agua Concentrada. Por lo tanto, la relación de concentración es también

$$Rc = M/B \quad \text{Ec. 2.32}$$

- Reemplazo (M). Es el flujo de agua requerido para reemplazar el agua perdida por evaporación, más la que se pierde en la purga, por el arrastre de la torre y por otras pérdidas variadas.

$$M = E \times [Rc/(Rc-1)] \quad \text{Ec. 2.33}$$

- Purga B .

$$B = M - E \quad \text{Ec. 2.34}$$

$$B = M/Rc \quad \text{Ec. 2.35}$$

- Tiempo / ciclo (t). Un ciclo (c) se define como el tiempo requerido por el agua para hacer un viaje alrededor del circuito de circulación. Este tiempo es una función de la capacidad de retención y de la tasa de recirculación.

$$t = V/C \quad \text{Ec. 2.36}$$

Cálculos finales.

1. $C = 303.63 \text{ m}^3/\text{h}$
2. $\Delta t = 13.81 \text{ }^\circ\text{C}$
3. $E = 7.48 \text{ m}^3/\text{h}$
4. $Rc = 3$ ciclos (Ideal)
5. Reemplazo $M = E [Rc / (Rc-1)] = 7.48 \text{ m}^3/\text{h} \times [3 / (3-1)] = 11.22 \text{ m}^3/\text{h}$
6. Purga $\Rightarrow B = M - E = 11.22 \text{ m}^3/\text{h} - 7.48 \text{ m}^3/\text{h} = 3.74 \text{ m}^3/\text{h}$
7. $V =$ volúmen de agua contenido en la piscina inferior de la torre. $V = 38 \text{ m}^3$
8. $t = V/C = 38 \text{ m}^3 / (303.63 \text{ m}^3/\text{h}) = 7.5$ minutos

CAPITULO III

PLANIFICACIÓN DE LA OPERACIÓN DEL SISTEMA DE COGENERACIÓN

3.1 DISTRIBUCION Y RACIONALIZACION DEL CONSUMO ENERGÉTICO INTERNO (ENERGIA TERMICA Y ELECTRICA).

3.1.1 INCORPORACION COGENERACION.

3.1.1.1 Distribución interna de vapor y electricidad.

El modelo de distribución radial es el escogido para transportar la energía (vapor y electricidad) desde las fuentes hasta los equipos de producción respectivos.

En el plano 3.1 (Ver Anexo 1) se describe el diagrama unifilar de distribución eléctrica en forma simplificada para facilitar su comprensión.

En este plano se ubican dos grandes bloques de carga. El primero denominado Línea principal (LP) + equipos de servicio general (SG) y el segundo denominado Línea Decorativa(LD) + equipos de servicio general (SG). Cada uno de ellos está alimentado independientemente por sus respectivas fuentes de suministro eléctrico. A pesar que el producto obtenido en la LD se incluye y contabiliza dentro del proceso general de manufactura de la LP, se consideran como dos plantas independientes. Por lo tanto el enfoque del proyecto de cogeneración se realiza y desarrolla exclusivamente para la línea de proceso principal LP + todos los equipos que intervienen y prestan servicio complementario como son los de apoyo o de servicio general SG.

El bloque de carga LP + SG tiene tres fuentes de alimentación de electricidad, G1, G2, y Cámara de transformación, las mismas que convergen a las barras principales, de donde se reparte la energía a siete subtableros de distribución

ubicados estratégicamente en el centro de carga geométrico de la planta industrial.

G1, G2 y la cámara de transformación (E.E.Q.S.A.), pueden trabajar en paralelo, siendo la alternativa G2 y Empresa pública el generalmente utilizado.

Dentro del layout general de la LP + SG, el sistema productivo cuenta con grupos de máquinas que hacen y procesan lo mismo, ubicándose físicamente lo más cerca posible entre ellas para conformar bloques o zonas de fabricación intermedia dentro del proceso total.

Frente a esta disposición de equipos, se establece la estrategia de distribución de energía y alimentación a las mismas. (Ver plano 3.2, Anexo 1).

Los equipos que conforman cualquier zona de fabricación intermedia son alimentados desde diferentes subtableros para evitar que por efecto de fallas eléctricas producidas en los elementos internos de una máquina o en las acometidas respectivas, se paraliquen todos los equipos de dicha zona, permitiendo a la vez seguir operando en forma continua aunque a menor ritmo y nivel de producción.

Dentro de la filosofía de operación del sistema de distribución, al ocurrir una baja en el nivel de voltaje o frecuencia en las barras internas, se produce el despeje de cargas comenzando por el interruptor correspondiente al subtablero STB6 y terminando en el STB1.

Las cargas conectadas al subtablero STB6 son menos prioritarias que las conectadas al STB1.

El interruptor del subtablero STB7, no está conectado dentro del sistema automático de despeje de cargas, ya que se considera que debe ser el último en abrirse conjuntamente con los interruptores de las acometidas que en ese momento estén operando y que corresponden a G1; G2 y E.E.Q.

De esta manera se puede intentar y garantizar una recuperación de energía y restablecimiento a las condiciones normales de operación, ya que el STB7 alimenta a los circuitos de fuerza y control de la caldera 2 y al ciclo térmico del sistema de turbogeneración.

En el mismo plano 3.2 se detalla el diagrama unifilar de distribución eléctrica con los datos y características técnicas que fueron requeridos durante la ejecución del diseño definitivo, y cuyos valores pueden ser medidos y monitoreados

constantemente para hacer comparaciones reales que sirvan para realizar ajustes y correcciones a las instalaciones que ya están en servicio.

La distribución de energía eléctrica se la realiza en dos niveles de tensión 440 voltios para todas las máquinas de proceso + equipos de servicio general y 220/127 voltios para iluminación, servicios + tomas de energía de uso múltiple (conexión de máquinas herramientas), ubicadas en partes estratégicas de todas las naves industriales y oficinas de administración.

Se ha mantenido el criterio de no mezclar los dos niveles de tensión, ya que es más fácil operar y mantenerlos en forma independiente. Esto quiere decir que si alguna máquina de proceso requiere la prestación del nivel de voltaje de 220 voltios, éste se consigue a través de un transformador independiente instalado exclusivamente para ese requerimiento.

Los niveles de bajo voltaje = 220/127 voltios, se obtienen por medio de transformadores secos conectados directamente a los subtableros # ST13 y ST14 (Ver plano 3.2).

De la misma manera en que se realiza la distribución eléctrica se asume la distribución en forma radial para el vapor.

En el plano 3.3 (Ver anexo 1) se describen todas las máquinas que consumen vapor con sus respectivas demandas.

Las calderas 1 y 2 conectan sus salidas en paralelo a un domo distribuidor común y desde el cual salen, aguas abajo, acometidas a otros domos subdistribuidores.

Cabe anotar que en cada domo distribuidor se registra la cantidad de entrada de vapor y la cantidad de salida por cada uno de los ramales respectivos.

La forma y modelos de distribución de energía eléctrica y térmica mostrados en los planos 3.1, 3.2 y 3.3, ayudarán a comprender la estructura de cada sistema para facilitar a futuro cualquier cálculo y poder realizar modificaciones, nuevas instalaciones o continuas comprobaciones que permitan valorar la eficiencia de las instalaciones o ubiquen con precisión los puntos del sistema donde se producen pérdidas energéticas.

3.1.1.2 Supresión consumo de bunker

Previo a la implementación del sistema de cogeneración la fábrica Endesa suplía su demanda de vapor con dos calderas (Ver figura 2.10).

-Caldera 1= 4,400 kg de vapor/hora. Combustible Desperdicios de madera

-Caldera 2= 1,390 kg de vapor/hora. Combustible Bunker 6

Al incorporarse el nuevo sistema, la caldera 2, dejó de funcionar, ya que uno de los objetivos fundamentales en el proyecto fue reemplazar la producción de vapor de ésta unidad, por la nueva caldera de mayor capacidad y cuya fuente de combustión eran los mismos desperdicios de madera que hasta ese momento, se quemaban al aire libre.

En la figura 2.10 se aprecian las configuraciones que tuvo el sistema, antes y después de la implementación del nuevo proyecto. Cabe anotar que el hogar de la caldera de bunker ha sido transformado para quemar residuos de madera, por lo tanto sigue operativa y conectada al sistema aportando vapor cuando éste lo requiera. En la actualidad se la mantiene en estado de respaldo ó stand by.

Uno de las beneficios es la eliminación del consumo de Bunker y cuyas ventajas se las puede definir en el siguiente análisis:

- Caldera de bunker

Condiciones de operación

Presión nominal de trabajo = 10 kg/cm² =141.93psi

Capacidad⇒m= 1,380 kg vapor/h

Temperatura agua de alimentación = 85 °C

Eficiencia de la caldera = 0.75

Presión tanque de alimentación = Atmosférica = 10.5 PSI (a la altura de Quito)

Combustible = Bunker 6

Costo de cada galón de bunker= U\$0.49

Agua alimentación en el Make-up a 10.5 psi. ⇒ hf=163.55 btu/lb=90.67 kcal/kg

Vapor saturado a 141.93psi ⇒ hg=1,193.2btu/lb=661.51 kcal/kg

Aplicando la fórmula de potencia del vapor. ⇒ $Q = m \cdot (hg - hf)$ [kcal/h]

$Q = [1,380 \text{ kg vapor/h }] \cdot [661.51 \text{ kcal/kg} - 90.67 \text{ kcal/kg}] = 787,759.2 \text{ kcal/h}$

Aplicando la eficiencia de la caldera = 0.75

$Q_1 = 787,759.2 / 0.75$ [kcal/h] =1,050,345.6 kcal/h

Poder calorífico del bunker¹ 17,410 btu/lb= 9,651.99 kcal/kg

Peso específico del bunker¹ [$\rho=0.959$]; Peso de 1 galón de H₂O= 3.785 kg

Peso de 1 galón de bunker= [3.785 kg/gln]x peso específico=
3.785 x0.959=3.6298kg/gln.

Poder calorífico del bunker por cada galón

[3.6298 kg/gln] x 9,651.99 kcal/kg=35,034.79 kcal/gln

Cantidad galones de bunker para producir 1,050,345.6 kcal/h

[1,050,345.6 kcal/h] / [35,034.79 kcal/gln] = 29.98 gln/h

Si se asume el funcionamiento de la caldera 24 horas cada día, de Lunes a Sábado se tiene: Cantidad de horas mensuales =

[24h/día]x[6 día/semana]x[4.33 semana/mes] = 623.52 h/mes.

Cantidad de galones de bunker por mes

[29.98gln/h] x [623.52 h/mes] = 18,693.12 gln/mes

Costo de operación mensual de la caldera (con bunker)

[18,693.12 gln/mes] x [U\$ 0.49/gln] = 9,159.62 U\$/mes

Ahorro anual = 9,159.62 x 12 = 109,915.44 U\$

3.1.1.3 Supresión contaminación ambiental

Antes de poner en marcha el proyecto de cogeneración, todos los desperdicios sobrantes se quemaban produciendo contaminación en el ambiente, con presencia de humo, partículas en suspensión, monóxido de carbono y otros componentes gaseosos nocivos para la salud.

A pesar de que en el proceso anterior se obtenía como producto de la combustión alto contenido de monóxido de carbono (CO), Dióxido de carbono (CO₂) y emanaciones de calor a temperaturas altas; estos eran liberados al medio ambiente sin ningún control, mientras que al quemarlos en hogares especiales adosados a las respectivas calderas, ha permitido obtener energía de una manera

¹ Manual de Calefacción, ventilación y aire acondicionado. Nils Grimm. Edición 1996. Tabla 19.1

más limpia, con rápidos accesos a los controles que monitorean las emisiones de gases y la temperatura que entrega el proceso a la atmósfera .

En la actualidad se puede generar energía de muchas maneras, tratando de obtener el máximo rendimiento de las instalaciones utilizadas, sin importar las repercusiones medio ambientales.

Por esta razón las autoridades seccionales han comenzado a imponer ordenanzas y normas a las empresas de fabricación de productos, respecto a la máxima cantidad de elementos nocivos que liberan en sus procesos; imponiendo penas y severas multas en caso de no acatar las mencionadas reglamentaciones. Para este efecto, la medición de cada uno de los parámetros se basa en las caracterizaciones de emisiones gaseosas que realiza el Departamento Técnico del Municipio Metropolitano de Quito, tomando sin previo aviso muestras directas de la chimeneas, en base al derecho que le otorga la ley contemplada en la nueva ordenanza sustitutiva del capítulo III para la prevención y control de la contaminación producida por descargas líquidas y emisiones al aire de fuentes fijas, correspondiente al título V del libro II del Código Municipal.

Por lo expuesto, una de las razones fundamentales que necesariamente se debe considerar en la racionalización energética de este proyecto, es la de conocer los valores normales de trabajo de las emisiones gaseosas, los límites máximos permitidos y los valores obtenidos después de la implementación del sistema de cogeneración.

En la tabla 3.1 se exponen en forma resumida los datos principales referentes a cantidades de calor, combustibles, aire y emisión de humos de las calderas # 1 y # 2 (estado actual), y en base a los cuales se tomarán los referentes iniciales para obtener mayor precisión en las mediciones de las caracterizaciones de emisiones gaseosas que serán monitoreadas periódicamente a futuro.

Características	Unidad	Caldera 1	Caldera 2
Fabricante	-----	Lambion	Vincke
Tipo de Caldero	-----	Pirotubular	Pirotubular
Tipo de combustible	-----	Residuos madera	Residuos madera
Flujo calorífico nominal	kcal/h	3,374,400	8,112,761
Capacidad equivalente en	kW	3,924	9,435
Eficiencia	%	80	80.91
Producción de vapor	kg/h	4,905	11,881
Presión de trabajo	kg/cm2	16	27
Consumo combustibles (Anual) [Tabla 2.3]	kg	9,289,990.62	22,335,509.37
Consumo combustibles por hora	kg/h	1,248.65	3,002.08
Tiempo de funcionamiento	h/año	7,440	7,440
Exeso de aire(combustión)	%	60%	60%
Aire para combustión con exeso de aire.	kg.aire/h	7,593	18,252
Cantidad de humos(h) por kg. de combustible(c)	kg.(h)/kg (c)	4.012	4.012
Cantidad de humos total	kg humos/h	5,009.58	12,044.34

Tabla 3.1 Características y valores de funcionamiento de Calderas 1 y 2

Los parámetros y componentes químicos que se incluyen dentro de la carga gaseosa contaminante, al igual que los máximos valores permitidos (Norma dictada por el Municipio Metropolitano de Quito) están descritos en la Tabla 3.2; registrándose además los valores de partículas en suspensión y gases que se tomaron cuando se quemaban los residuos de madera al aire libre, sin ningún control, antes de la realización del proyecto de cogeneración.

Si se comparan los valores máximos permitidos en la Norma con los valores que se liberaban anteriormente, fácilmente se aprecian las ventajas que está ofreciendo el nuevo sistema, ya que se evita contaminar el medio ambiente logrando obtener simultáneamente el permiso continuo de operación y funcionamiento de la empresa.

Parámetro	Unidad	Norma V. Máximo	Valores medidos antes del proyecto
PS(Partículas en suspensión)	mg/m ³	500	2,500-3,000
CO (Monóxido de Carbono)	mg/m ³	450	3,000-4,000
Nox(Oxidos de nitrógeno)	mg/m ³	450	6 - 10

Tabla 3.2 Parámetros máximos permitidos en gases contaminantes

Según lo expuesto en la Figura 3.1, ubicada en la pág. 163, se aprecia que el mínimo valor de $CO=100\text{mg/m}^3$ en la combustión de residuos de madera en el hogar de una caldera se logra cuando se inyecta hasta 1.75 veces la cantidad nominal de aire (λ). Se utilizará la curva **b** (Calderas con hogares automáticos y potencia sobre los 250 kW), mientras que la curva **a** se la utiliza en calderas de potencias bajas alimentadas siempre por la parte inferior.

Si se traza una línea horizontal desde el punto $CO=450\text{mg/m}^3$ (Valor máximo permitido por la norma), encontramos el cruce con la curva **b**, en el punto **o**, y desde este se baja perpendicularmente hacia el eje de las abscisas marcando un valor de $(\lambda) < 1.6$.

Con $(\lambda)=1.6$ se hacen los cálculos estequiométricos en el numeral 2.2.3

De la figura 3.1 se desprenden los siguientes razonamientos

- a.- El valor mínimo de aire necesario para una combustión completa debería comenzar con un valor de $(\lambda)=1.3$, pero el monóxido de carbono CO en estas condiciones rebasa los valores máximos permitidos por la norma.
- b.- Al aumentar el valor de (λ) a 1.6, se aumenta la cantidad de aire necesario, por lo que se supondría una disminución en el rendimiento de la combustión ya que se estaría enfriando el interior del hogar, pero se logra compensar con la transformación e incremento de energía al convertirse el CO en CO_2 según se demuestra en el numeral 2.1.3.2. Estática de la madera.
- d.- La curva **b** permite demostrar que la máxima cantidad de aire necesario para la combustión puede ubicar el valor de (λ) entre 1.3 y 3.2. El valor de (λ) que se escoja entre estos límites dependerá de la cantidad real medida de monóxido de carbono que se obtenga de la combustión, del costo de energía que represente el tener funcionando ventiladores de succión más grandes ya

que a partir de $(\lambda)=1.75$ hasta 3.2, el CO está controlado bajo la norma, por consiguiente lo más importante será, ahora sí, evitar el enfriamiento del hogar que podría bajar el rendimiento del proceso de transferencia de calor.

Si se instala un medidor de CO en línea, de tal manera que se pueda monitorear y registrar valores, para mantener este parámetro lo más bajo posible; se logra la mayor racionalización de la energía de este proyecto ya que a más de evitar contaminación ambiental se permite obtener la mayor transformación energética posible, convirtiéndose en calor útil que generará mayor eficiencia en las calderas y por ende mayor disponibilidad de vapor para los procesos o para la generación de electricidad.

En la tabla 3.2 se pudo apreciar otros dos parámetros que también deben ser controlados además del CO.

Las partículas en suspensión se logran controlar mediante el paso obligado de los gases de salida, por un laberinto de multiciclones, que separan los elementos sólidos del aire que sale a la atmósfera.

Los óxidos nitrosos también pueden controlarse, instalando filtros oxidadores catalíticos.

El flujo gaseoso seco standard que deberá salir por la chimenea no será inferior a Caldera 1.

- Cantidad de aire suministrado para la combustión=7,593 kg aire/h.+ 1,248.65 kg de combustible/h= 8,841.65 kg (gas combustionado seco)/h
- Densidad gases a Cstd = 1.186 kg de gas /m³ (Condiciones Standard)
- Volumen gases secos a Cstd= (8,841.65 kg gas/h)/1.186 kg gas/ m³
- =7,455 m³ de gas seco/h

Caldera 2

- Cantidad de aire suministrado para la combustión = 18,252 kg aire/h. + 3,002 kg de combustible/h= 21,254 kg (gas combustionado seco)/h
- Densidad gas a Cstd = 1.186 kg/m³ (Condiciones Standard)
- Volumen gas seco a Std= (21,254 kg gas/h)/(1.186 kg gas/ m³)
- =17,920 m³ de gas seco/h

Cálculo de la carga contaminante

$$C = (CC_m - CC_r) \times 0.017 \times SMV \quad \text{Ec. 3.1}$$

$$CC_m = (PS + CO + SO_2 + NO_2)_m \Rightarrow \text{Valores medidos} \quad \text{Ec. 3.2}$$

$$CC_r = (PS + CO + SO_2 + NO_2)_N \Rightarrow \text{Valores dados por la norma} \quad \text{Ec. 3.3}$$

SMV= Salario mínimo vital \approx 4US

PS= Partículas en suspensión

Parámetros medidos		Caldera #1	Caldera #2	Norma
P.S.	mg/m ³	221.32	500.00	500
CO	mg/m ³	445.50	1,450	450
SO ₂	mg/m ³	0.00	0.00	NO HAY
NO ₂	mg/m ³	6.75	450.00	450
PRODUCCION GASES	m ³ /h	7,455.00	17,920.00	
OPERACIÓN	h/día	24.00	24.00	Si el valor de C, es negativo no paga Multa
CC _m	kg/día	120.51	1,032.19	
CC _r	kg/día	250.48	602.11	
C	U\$/día	-8.83	29.24	

Tabla 3.3 Valores calculados en base a caracterizaciones medidas de gases nocivos, para aplicación de multas.

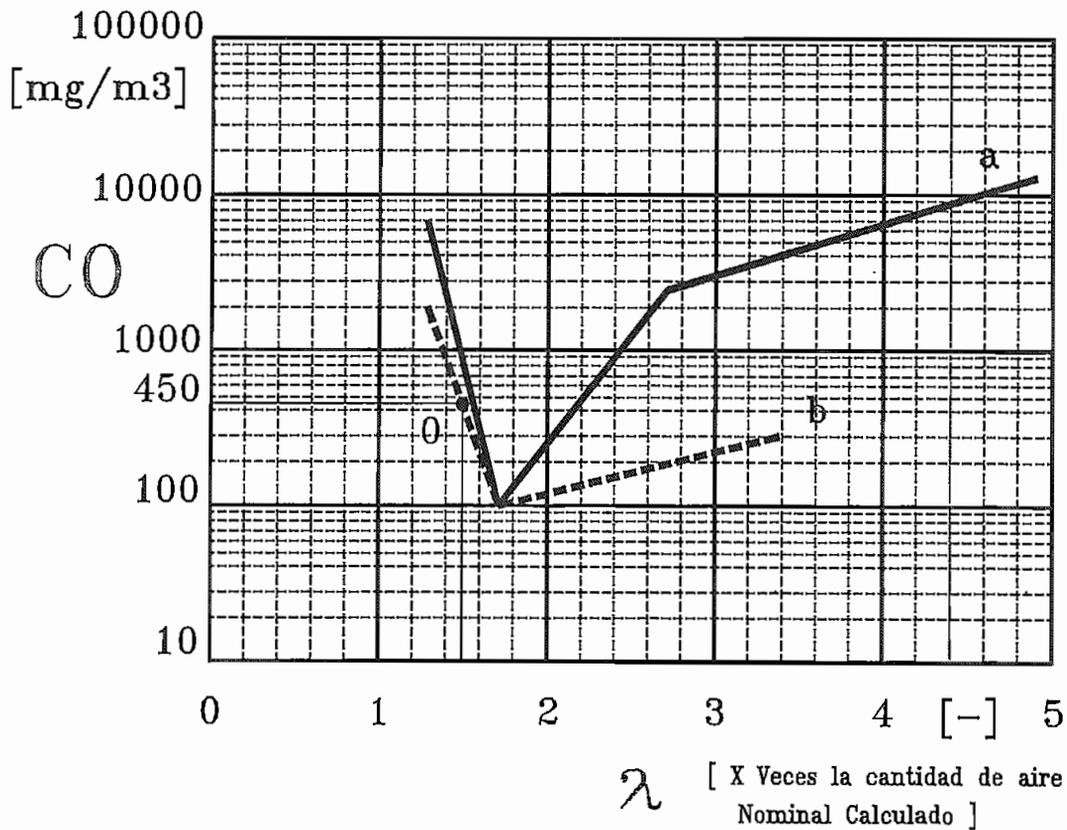
Los datos descritos en la tabla 3.3 correspondientes a la caldera 1 son verdaderos, mientras que los de la caldera 2 no son reales, pero sirven para determinar el valor de la multa que se impondría a la empresa en el caso del ejemplo por rebasar 1,000 mg/m³ de CO sobre la norma.

La cantidad C=U\$29.24 cobra el Municipio por cada día de operación.

Como el municipio realiza las mediciones cada seis meses, la multa a pagar asciende a 6 meses x (30 días)=180 días

$$180 \text{ días} \times (\text{U\$ } 29.24) = \text{U\$ } 5,263.2$$

Solo depende de la decisión de las autoridades de la empresa para implementar mejores controles que eviten el exceso de emisiones gaseosas sin rebasar los valores contemplados en la norma.



a = curva utilizada en calderas de potencias bajas menores a 250 kW.

b = curva utilizada en calderas de potencias altas mayores a 250 kW.

Figura 3.1 Emisión de CO, en función de la relación λ(exceso de aire)¹

3.1.1.4 Ahorro económico que se produce al quemar desperdicios vs. desecharlos.

Tomando como base los datos descritos en la Tabla 2.3 respecto a:

Volumen anual de desperdicios que salen de los procesos productivos=47,486 m³

Peso anual de desperdicios que salen de los procesos productivos=31,625,500 kg

De la Tabla 3.1 se toman los datos del consumo anual de combustibles por caldera:

Caldera 1 Lambion = 9,289,990.62 kg.

Caldero 2 Vincke =22,335,509.37 kg.

¹ Wood working international magazine. Energy solutions. Edition 4/91. pagina 54

Y de la Figura 2.10 se toman los datos de producción de vapor de cada caldera, y los consumos del proceso y del turbogenerador

Producción vapor Caldera 1 Lambion = 4,905 kg vapor/h (Utilizado en el proceso)

Producción vapor Caldera 2 Vincke = 3,885 kg vapor/h (Utilizado en el proceso)

Producción vapor Caldera 2 Vincke = 7,996 kg vapor/h (Utilizado en el turbogenerador)

Con todos los datos precedentes se procede a realizar el siguiente análisis

1.- Producción total de vapor de la caldera 2 (Vincke) = 11,881 kg. Vapor/h

2.- Porcentaje de vapor generado en la caldera 2 (Vincke) utilizado en la turbogeneración = $7,996/11,881 = 67.3\%$

3.- En el caso de no existir turbogeneración, este 67.3% de vapor no requeriría de combustible. Por lo que $(22,335,509.37 \text{ kg de combustible}) \times 0,673 = 15,031,955 \text{ kg}$ de desperdicios, no serían utilizados.

4.- El porcentaje de peso de desperdicios que no se consumiría, en relación al peso total obtenido anualmente es = $15,031,955/31,625,500 = 47.53\%$

5.- El volumen de desperdicios que no se consumiría sería = $(47,486 \text{ m}^3) \times 0.4753 = 22,570 \text{ m}^3$.

6.- Si se calcula que el desalojo se lo realiza en volquetas de 8m^3 , y su costo es de U\$=15 cada una.

7.- Total viajes de volquetas de 8m^3 , ha realizarse en un año = $(22,570 \text{ m}^3)/8\text{m}^3 = 2,821.25$

8.- Costo anual que implica la utilización de 2,821.25 volquetas = $2,821.25 \times 25 = \text{U\$ } 70,531.25$

9.- Costo de una cargadora frontal para cargar una volqueta = U\$5

10.- Costo anual que implica cargar 2,821.25 volquetas = $2,821.25 \times 5 = \text{U\$ } 14,106.25$

11.- **Costo final por desalojo de desperdicios en un año = U\$84,637.5**

Adicionalmente a este gasto que se ha convertido en ahorro para la empresa, se deben mencionar las molestias de almacenar cantidades considerables de desperdicios para que resulten atractivas a las empresas contratistas que se encargan del desalojo, perdiendo espacio útil en los patios que son requeridos para fines netamente productivos.

Al diseñarse e instalarse el sistema de transporte automático de desperdicios que son recogidos desde las fuentes donde se generan y llevados hasta los silos de almacenamiento se evita que los mismos se rieguen y contaminen los alrededores de los equipos de producción; manteniéndolos libres de polución y favoreciendo un fácil acceso para su operación y mantenimiento. De esta manera se reduce significativamente la contaminación que se produciría si se procede con el sistema tradicional de evacuar los desperdicios por medio de equipo móvil desde la empresa hasta los basureros municipales.

3.1.2 RACIONALIZACION DE LAS INSTALACIONES DE VAPOR Y ELECTRICIDAD.

3.1.2.1 Mejoras obtenidas en el sistema de producción y distribución de vapor.

Siendo el objetivo fundamental de la empresa, la producción de productos para la cual fue diseñada, se pone real énfasis y esmero en la obtención de la mejor calidad y continua disponibilidad de vapor utilizado en los procesos de fabricación, pasando a segundo plano la importancia referente a la generación eléctrica, ya que la obtención de utilidades proviene de los productos que se fabrican; obviamente con la gravitante e indispensable ayuda del sistema de cogeneración eléctrica.

El vapor para proceso debe ser generado a presiones cercanas a las diseñadas en las calderas para trabajo normal, e inclusive a valores más altos que los necesitados en la planta.

La necesidad de llegar a todos los equipos de proceso que transfieren calor en base a una buena regulación del nivel de presión de vapor se hace imperante, por lo que el proyecto de cogeneración (Caldera 2) se hace importante desde el momento en que ahora puede suplir vapor para el área en la cual anteriormente otra caldera lo hacía en base a bunker (Línea Decorativa, L.D.) (1,390 kg/h), más vapor adicional que se reparte entre el proceso (3,885 kg/h), y generación eléctrica (7,996 kg/h).

Si se comparan los valores obtenidos del nuevo proyecto vs. los que se tenía antes según Figura 2.10, se resume que los valores netos de energía disponible a las entradas de los equipos de proceso y del turbogenerador además de ser totalmente aleatorios, sus cantidades no solo dependen del aumento de potencia

en la fuente, sino de una serie de mejoras en todo el sistema, que han coadyuvado a que la disponibilidad de vapor se mantenga en niveles aceptables, tanto en cantidad como en calidad.

Todas las mejoras realizadas convergen hacia el ahorro de energía, lo cual implica un estudio detallado del sistema de vapor, enfocando las áreas de generación, distribución, utilización, y recuperación del condensado.

Se han planteado los problemas e inquietudes más importantes respecto al sistema de vapor que está funcionando en Endesa detallándose en resumen los resultados más significativos que se han alcanzado, sin pretender obviamente responder a todas las interrogantes que naturalmente surgen respecto al tema, sino que el solo hecho de pensar en ellas ayudará al uso racional de la energía.

Se ha revisado y comprobado el funcionamiento adecuado de las calderas 1 y 2.¹

En la búsqueda de economía de combustible, existe una tendencia natural a verificar la eficiencia de la combustión antes de analizar detalladamente la utilización del vapor.

En el caso de Endesa, las calderas se han diseñado para que operen eficientemente a partir de un correcto dimensionamiento. Si es que las calderas mantienen un pico prolongado de carga por encima de sus condiciones de trabajo máximas, seguro operarán en forma ineficiente. La presión disminuirá y la espuma o arrastre de gotas de agua resultante demostrarán que la caldera es incapaz de proveer vapor de buena calidad, a la presión correcta, en el momento adecuado.

En cambio si la caldera trabaja con una carga baja, por ejemplo de 10% a 20% de su capacidad, las pérdidas por radiación serán significativas y también habrá una reducción en la eficiencia general.

Se ha elaborado un plan de operación correcta y eficiente de las calderas.

Es importante mencionar que las mayores pérdidas que se producían en las calderas estaban representadas por los gases de escape calientes evacuados por las chimeneas. Si la combustión es buena, entonces habrá solo un pequeño

¹ Ahorro energético. Base para la competitividad. Spirax Sarco. La LLave

exceso de aire en la combustión. Los gases de escape tendrán un porcentaje relativamente alto de dióxido de carbono (CO_2) y solo una pequeña cantidad de oxígeno (O_2) y monóxido de carbono (CO). Para los casos de coincidencia, en que las calderas no son exigidas y las superficies de transferencia de calor (tubos de fuego) se encuentran completamente limpias, se comprobó que un alto porcentaje de calor era aprovechable y la temperatura de los gases de escape, aceptablemente baja.

Si la combustión es pobre, con un gran escape de gases, éstos arrastrarán una gran cantidad de calor a la chimenea. Los gases de escape contendrán un reducido porcentaje de (CO_2) y mayores cantidades de (O_2) y (CO).

También, si el rango de combustión es elevado o las superficies de transferencia están sucias, no será posible aprovechar tanta cantidad de calor como antes y la temperatura de los gases de escape se elevará.

Se han instalado medidores en línea de (CO_2); (O_2) y (CO), para monitorear periódicamente las condiciones del flujo de escape así como de su temperatura, permitiendo calcular las pérdidas de calor y coadyuvando al control de la eficiencia de las calderas.

Se han instalado medidores para evaluar los consumos de vapor y combustibles.

Antes de la realización del proyecto de cogeneración existían dificultades en el manejo eficiente de la energía del vapor, ya que no se medían ni la producción, ni los consumos de vapor en general.

Luego de implementado el proyecto, se procede a evaluar mensualmente los distintos tipos de combustibles que se generan, sus cantidades y el costo que representa transportarlos y almacenarlos junto a las calderas.

El consumo individual de cada caldera es una información esencial para la Gerencia de Energía, así como la eficiencia y los costos del vapor generado, dependen de las mediciones que se realizan tanto en el lado del consumo de combustible como en el lado del vapor producido.

Para el caso de los combustibles sólidos se ha instalado una balanza, ubicada debajo de un tramo ubicado en línea con el transportador final de alimentación a

cada caldera, y la medición se la realiza tomando señales de pesos, velocidades, tiempos de funcionamiento y posición de las compuertas de alimentación.

Para la medición de la producción y consumo de vapor se utilizan medidores de flujo másico instalados en las acometidas a cada domo distribuidor y a cada máquina, los mismos que tienen integrados sistemas de corrección de presión y temperatura. Estos medidores están ubicados adicionalmente en las líneas de alimentación de agua, salida de vapor saturado hacia los procesos productivos y salida de vapor sobrecalentado hacia la turbina.

Se han realizado mejoras en el dimensionamiento e instalaciones del tanque de alimentación de agua. (Make up)

El tanque de alimentación de agua a las calderas es el corazón del sistema de generación de vapor, ya que provee la reserva de condensado recuperado y agua fresca de reposición.

Será necesario menos combustible para producir vapor partiendo de agua de alimentación caliente en vez de agua fría, lo que indica que su temperatura es importante. Para este caso se han hecho todas las instalaciones necesarias para recuperar la mayor cantidad posible de condensado y concentrarlo en el tanque de alimentación, logrando un retorno que varía entre 85 a 90% del vapor que sale de las calderas. También ha sido importante revisar el porcentaje de agua fría que ingresa al tanque de alimentación, que oscila entre 10 y 15% de la producción total de vapor. Es importante anotar que el condensado retorna al tanque de alimentación entre 85 a 90°C y el agua fría de reposición entre 7 a 14°C.; por lo que el agua final de alimentación a las calderas tiene un promedio mucho más bajo que la de los condensados. Por esta razón es importante que la temperatura más adecuada de alimentación de agua a las calderas, debe ser casi igual a la de retorno del sistema. Lo que implica que el porcentaje de alimentación de agua fría máximo llegue a un 5%, para mantener el valor de la temperatura del tanque make-up lo más cercano posible a 90°C.

La capacidad del tanque de alimentación ha sido dimensionado de tal manera que permite cubrir fluctuaciones y posibles interrupciones en el suministro de agua a las calderas, garantizando por lo menos la producción de vapor de las mismas por una hora a su máximo rendimiento.

El agua antes de ingresar a las calderas pasa a través de deaeradores, cuyo fin es el de reducir al mínimo la cantidad de oxígeno disuelto. Los Deaeradores funcionan a presión de vapor, por lo que el agua sale de los mismos a temperaturas cuyo valor oscila entre los 110 a 115°C, permitiendo una mayor eficiencia en la producción de vapor de las calderas. En cambio si la temperatura del agua de alimentación se eleva sobre estos valores puede causar problemas de cavitación en el sistema de bombeo.

Se ha efectuado una programación y control estricto de las purgas de las calderas.

Es importante aclarar que las purgas sirven para mantener controladas las condiciones químicas del agua de procesamiento interno, asegurando que los niveles de dureza y sólidos totales disueltos no rebasen los límites permitidos y procurando a la vez remover las incrustaciones y lodos depositados en el fondo de las calderas.

Para el caso de las calderas de Endesa el tiempo que deben permanecer abiertas las válvulas de purga obedecen a los resultados obtenidos de los análisis físico-químicos que se hacen diariamente al agua de procesamiento.

Si el tiempo de la purga es menor que el indicado se puede producir incrustación, o abrasión en los tubos de las calderas, y si el tiempo es mayor, se producen pérdidas de energía.

Se ha rediseñado el sistema de distribución de vapor.

El sistema de distribución de vapor es el nexo entre las calderas y los equipos usuarios del mismo. Además de la instalación de la caldera nueva # 2, y después de la culminación de las mejoras realizadas a la caldera # 1, se ha procurado obtener la más alta eficiencia de sus funcionamientos, involucrando las modificaciones pertinentes para lograr que el sistema de distribución de vapor disminuya al máximo las pérdidas energéticas.

La mínima distancia entre dos puntos sigue siendo una recta. Existe un sin número de razones obvias que justifican que las líneas de vapor deban seguir el contorno de los edificios o caminos. Pero hay también demasiadas líneas tendidas por los costados de las naves industriales cuando una línea mas directa

es factible, por tal razón se han modificado los trayectos especialmente en las acometidas principales para disminuir su longitud y evitar pérdidas de presión. Se han dimensionado, instalado y corregido los diámetros de las tuberías correspondientes a las acometidas principales y a las acometidas de cada máquina, procurando una velocidad de traslado del vapor, que varía entre 4,000 a 6,000 pies por minuto¹.

Se ha revisado minuciosamente la efectividad del sistema de distribución de vapor.

El único propósito del sistema de distribución de vapor es suministrar vapor donde sea necesario, en las condiciones y calidad correctas.

Dada la distribución adecuada y el dimensionamiento correcto realizado en el sistema de distribución, puede pensarse que se ha cumplido con las exigencias sobre manejo energético. Pero existen otras consideraciones.

El sistema de distribución contiene aire en la puesta en marcha y cantidades variables de condensado durante el proceso, por lo que es necesario evacuarlos de la mejor manera para que el sistema sea completamente eficiente.

Los venteos de aire inadecuados son una causa común de las puestas en marcha lentas, por tal motivo se han instalado los equipos necesarios para extraer dicho aire y gases no condensables de las tuberías de distribución.

El condensado también debe ser removido rápidamente, en tal virtud se cambió las pendientes de las tuberías, por otras de mayor inclinación que permiten acarrear el condensado hacia bolsillos colectores; conectando además los ramales que salen a cada máquina desde la parte superior de las tuberías principales de distribución.

Un drenaje inadecuado tiene como consecuencia una tubería parcialmente inundada, que aunque se encuentre bien dimensionada, provocaría incrementos en las caídas de presión reduciendo la capacidad de suministro de vapor a los equipos de utilización.

Si se sobrepasa el límite superior de la velocidad del traslado de vapor (6,000 pies por minuto), los arrastres de agua acumulada provocarían golpes de ariete y

¹ Información de Ingeniería Spirax Sarco, Edición Enero 1999, Hoja 9.08.

ruidos excesivos debido a la alta fricción que se produce entre el vapor y la parte interna de las tuberías.

También se ha evitado la formación de condensado en las tuberías de distribución mediante el correcto aislamiento de las mismas, procurando obtener siempre una eficiencia mayor al 85%. Este porcentaje ha sido factible lograr, cambiando aislamientos viejos por otros nuevos de mejor calidad y de mayor espesor.

Se ha rediseñado, cambiado y probado el sistema de trampeo de vapor.

Las trampas deben ser capaces de remover el condensado rápidamente, aún bajo cargas variables y especialmente bajo condiciones de baja presión especialmente durante la puesta en marcha de los equipos.

Dependiendo de las mediciones del flujo másico de vapor realizado antes de cada equipo de producción se ha obtenido los datos reales de descarga de condensado (Ver plano 3.3).

En base a la cantidad de condensado (kg/h) y a la distancia que se encuentran las máquinas respecto al tanque de descarga, se han rediseñado y cambiado la mayoría de trampas de vapor. Anteriormente se utilizaban solamente trampas termodinámicas, las mismas que han sido cambiadas por otros tipos de mayor eficiencia y rendimiento, como son de balde invertido, de flotador termostáticas y de flotador libre.

El tipo de trampa es importante si se busca un desempeño eficiente del equipo. También son identificables las trampas defectuosas que dejan pasar vapor vivo hasta que se atiende su reparación. Un diámetro de orificio adecuado perderá menos vapor que uno bien dimensionado.

3.1.2.2 Recuperación del calor de gases de la chimenea

Uno de los pilares fundamentales de la cogeneración es el aprovechamiento de la energía que sale por las chimeneas de las calderas, tomando los gases calientes que salen hacia la atmósfera, y convirtiéndolos en energía útil que puede ser aprovechada en cualquier proceso productivo.

Aunque la cantidad de energía en este caso no es muy grande, y sus características no son como la de los combustibles que se disponen, el producto

final obtenido se lo destina a la alimentación de equipos que requieren flujos y presiones de vapor relativamente bajas.

El principal objetivo se traduce entonces en tomar los gases calientes que se expulsan al medio ambiente a través de chimeneas, y transformarlos en vapor, mediante la utilización de calderas pequeñas de recuperación que están conectadas en línea con los ductos que conducen dichos gases.

Se cataloga a este sistema como una ayuda a la mejor utilización de combustibles, incrementando el rendimiento de las calderas, ya que su producción principal se logra enfocar definitivamente en el aporte de energía a los equipos de proceso y en una mayor disponibilidad de vapor para la turbogeneración.

Mediante un monitoreo y medición de todos los parámetros necesarios para la realización de los cálculos pertinentes, se realizan análisis básicos que dan una idea aproximada de las características productivas de vapor de las unidades de recuperación.

La temperatura final de salida de los gases después de realizar la transferencia de calor a la caldera de recuperación no debe ser menor que la temperatura de rocío, ya que provocaría condensación y presencia de agua en la parte interna de la chimenea, ocasionando daños por corrosión y oxidación de la misma.

Los cálculos que se realizarán servirán para diseñar una caldera de recuperación que se insertará en la chimenea de la caldera 2.

El procedimiento que se debe ejecutar para obtener los datos característicos de funcionamiento de la nueva unidad se basa en la fórmula universal del calor.

$$Q = m * Ce * \Delta t$$

Ec. 3.1

donde:

Q = Calor total obtenido de los gases en kcal/h

m = Masa de los gases en kg/h

Ce = Calor específico de la mezcla de los gases que salen por la chimenea

Δt = Diferencia de temperaturas. = T1 – T2

T1 = Temperatura de los gases antes de la caldera de recuperación en °C

T2 = Temperatura de los gases después de la caldera de recuperación en °C

Paso 1: Masa de los gases en kg/h

- De la tabla 3.2 se toman los valores del aire para combustión con exceso = 18,252kg de aire /h; y el consumo de combustible de la caldera 2 = 3,002.08 kg/h.
- El valor total de la masa de gases es =18,252kg/h+3,002.08 kg/h=21,254.08 kg/h

Paso 2: Calor específico de la mezcla de los gases

a.- La obtención de los datos de los diferentes componentes de la mezcla gaseosa se los consigue por medio de la utilización de un equipo Orsat.

Los valores de los diferentes componentes son los siguientes:

$$O_2 = 6.2\%$$

$$CO = 0.108\%$$

$$CO_2 = 14.4\%$$

$$NO_x = 0.019\%$$

$$SO_x = 0\%$$

Se desprecian los valores de CO y NO_x por ser valores muy pequeños

b.- Para conocer el porcentaje de la cantidad de agua presente en la mezcla gaseosa se recurre a una serie de cálculos estequiométricos basado en cantidades molares, siendo el método a seguir largo y complejo por lo que se remite el valor final obtenido con fines de continuar este ejercicio.

Los porcentajes finales de los componentes en la masa gaseosa es el siguiente

$$\% \text{ de agua} = 18.5\%$$

$$\% O_2 = 6.2\%$$

$$\% CO_2 = 14.4\%$$

$$\% N_2 = 60.9\% \text{ (Este valor resulta por diferencia al 100\%)}$$

En base a estas proporciones se obtiene el peso molecular de los gases que es igual a:

$$PM_m = 28.39 \text{ kg/kgmol}$$

c.- El calor específico para una mezcla gaseosa, que se encuentra a baja presión, es función de la temperatura.

Por tal razón, el calor específico de una mezcla de gases de n componentes a varias temperaturas se lo evalúa, con la siguiente expresión:

$$Cp_m = \left(\frac{1}{PM_m} \right) * \sum_{i=1}^n Cp^* Xi \quad \text{Ec. 3.2}$$

donde:

C_{p_m} = calor específico por kilogramo de mezcla gaseosa. (Btu/lbmol °R)

PM_m = peso molecular medio de la mezcla gaseosa. (lb/lbmol)

CP_i = calor específico molar de cada componente i. (btu/lbmol °R)

X_i = Función molar de cada componente i.

n = Número de componentes de la mezcla gaseosa

$$\sum_{i=1}^4 C_p * X_i = 7.858 \text{btu} / (\text{lbmol} \text{ } ^\circ R)$$

$C_{p_m} = 0.276 \text{ kcal}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$ o $1,156 \text{ j}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$

Paso 3: Diferencia de temperaturas Δt

Temperatura antes de la caldera de recuperación = 280 °C

Temperatura después de la caldera de recuperación = 200 °C

$\Delta t = 80^\circ\text{C}$

$Q = (21,254.08 \text{ Kg gases /h}) * (0.276 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}) * (80 \text{ } ^\circ\text{C}) = 469,290 \text{ Kcal/h}$

Si la caldera a diseñarse va trabajar a una presión de 50 psi.

Presión absoluta a la altura de Quito = 50 psi +10.5 psi =60.5 psi

Temperatura del agua de alimentación=120°C \Rightarrow hf=216.6 btu/lb = 120.08 kcal/kg

Temperatura del vapor de salida a 60.5 psi = 145 °C \Rightarrow hg=1,177.7 btu/lb =

652.52 kcal/kg

Diferencia de Entalpía = 652.52 kcal/kg – 120.08 kcal/kg = 532.44 kcal/kg

Potencia de vapor disponible= (469,290 kcal/h)/(532.44 kcal/kg de vapor)=

Potencia de vapor nueva caldera de recuperación = 881.39 kg de vapor/h

3.1.2.3 Oportunidades de ahorro de energía eléctrica

3.1.2.3.1 Reemplazo de motores por otros de mayor eficiencia

En el layout del proceso productivo se cuenta con cierto tipo de máquinas cuyo régimen de funcionamiento es continuo, y la carga corresponde al accionamiento de ventiladores sometidos a una clase de servicio permanente.

En el plano 3.2 se describen los secaderos N°: 1,2,3 conectados con sus acometidas correspondientes a los subtableros ST6, ST7 y ST8.

La carga de los motores es constante después del arranque, y trabajan al 100% de su capacidad nominal.

Con el propósito de conseguir ahorros en el consumo energético, se propone cambiar todos los motores que accionan los ventiladores y cuya eficiencia es considerada baja, por otros de mayor eficiencia.

En la tabla 3.6 se presenta el estudio de la cantidad de kwh, y los costos que se ahorran en un año calendario. Además se analiza la factibilidad de la tasa de retorno de la inversión.

La intención adicional de cambiar en el resto de la planta un gran porcentaje de motores de baja eficiencia o motores que han sufrido durante su vida útil varios rebobinajes por otros de mayor eficiencia, permitirá la liberación de energía que actualmente está ocupada, y que puede convertirse en energía útil para nuevas máquinas, disminución de pago en la planilla de la E.E.Q.S.A., o incremento en las oportunidades de venta de energía eléctrica a terceros.

Los beneficios de tener en funcionamiento motores nuevos de alta eficiencia se traduce en:

- 1.- Prolongada vida del motor como resultado de temperaturas de operación más bajas que las de un motor de eficiencia Standard.
- 2.- Ahorro de energía adicional debido a un factor de potencia mejorado.
- 3.- Operación más silenciosa
- 4.- Mayor flexibilidad para utilizarlos con variadores de velocidad.

3.1.2.3.2 Ajustes de potencia instalada de motores a la necesidad real del proceso

Se ha realizado un completo análisis de todas las cargas mecánicas accionadas por la mayoría de los motores, haciendo un reconocimiento técnico-productivo-

económico de cada máquina o equipo del proceso, con el propósito de descubrir nuevas fuentes de ahorro de energía, detallando a continuación métodos generales que han sido aplicados:

- 1.- Cambio de motores eléctricos por otros de menor potencia, en los accionamientos de ventiladores que trabajan en los diferentes sistemas de succión de desperdicios. Se han cambiado los diámetros y acortado las rutas de las tuberías de descarga que transportan desperdicios desde cada máquina de proceso hasta los silos recolectores. Además se han colocado compuertas en cada uno de los ramales de succión, para regular la cantidad de aire necesaria, o en su defecto cerrar completamente el ramal, para los casos en que ciertos equipos de producción estén parados.
- 2.- Disminución a la mitad de la potencia instalada de los motores que accionan los sistemas de aspiración para apilar láminas de madera de diferentes espesores. Se ha modificado el sistema de boquillas de succión por otro sistema de mayor eficiencia.
- 3.- Cambio de motores eléctricos en ciertas máquinas, por otros de la misma potencia pero de menor velocidad y mayor eficiencia. Se comprobó que no era necesario que dichos accionamientos funcionen a 3,570 r.p.m., por lo que fue factible reducir a 1,750 r.p.m., cambiando las relaciones de transmisión para obtener las velocidades y torques requeridos.
- 4.- Disminución de consumo de energía en la mayoría de las maquinas al establecer un programa estricto de lubricación, mediante un control de aplicación de lubricantes correctos, y chequeo permanente del calor y ruidos, emitidos por partes móviles, chumaceras y rodamientos .
- 5.- Modificación en el funcionamiento de los sistemas de control **on-off** de los compresores de tornillo, para que trabajen siempre bajo la forma de **modulación**, aumentando o disminuyendo la succión de aire en relación a la demanda de caudal y presión. Además se prevé la instalación de reguladores de velocidad para controlar los motores principales de compresión, especialmente cuando se requiere que estos giren lentamente (600 r.p.m), en casos en que el sistema de distribución no registre consumo de aire.
- 6.- Redimensionamiento de tuberías en el sistema de distribución de aire para disminuir al mínimo las pérdidas por fricción.

7.- Revisión constante de los elementos que conforman los sistemas neumáticos de cada máquina, para evitar fugas de aire innecesarias.

8.- Modificación del control eléctrico en el funcionamiento de todas las prensas. Las bombas de caudal trabajarán solamente cuando se abran o cierren los platos de dichas máquinas, mientras que las bombas de presurización funcionarán cuando la presión esté por debajo del set point establecido, manteniendo la típica curva de prendido y apagado de los motores respectivos.

9.- Desplazamiento de procesos, y máquinas de producción que pueden trabajar sin problemas durante el tercer turno (23h00-07h00), así la demanda del bus interno estará más aliviada, aprovechando la producción propia de energía y evitando la compra a la empresa suministradora.

10.- Creación de la Unidad de ahorro de Energía (UAE)

Los programas de conservación energética son eficaces en la medida en que las personas: empleados y trabajadores, participen en ellos. Es por tanto absolutamente necesario que todas las personas que integran la planta industrial estén convencidas de la necesidad de ahorrar energía, de que es factible y de que su participación es importante.

El ahorrar energía no es solamente cambiar equipos y dar una orden para apagar luces o motores. Es una filosofía nueva que se inicia en las últimas décadas del siglo XX, debido a la carencia mundial de recursos energéticos.

Coincidentemente esta filosofía va paralela a la filosofía de Calidad Total, pudiendo hacer uso de la mayor parte de fundamentos, normas y principios que en esta última se enuncian.

En consecuencia, si se desea tener éxito, hay que pensar en un proceso continuo de ahorro en todos y cada uno de los sitios y actividades de la planta, impulsado por un propósito de mejorar. Todas las personas podrán y deberán emitir constantemente sus opiniones y tendrán acceso a una capacitación básica dirigida por la administración de la empresa con asesoramiento externo en casos específicos.

Para dirigir y evaluar permanentemente el programa de ahorro se propone la creación de la Unidad de Ahorro Energético (UAE) que estará formada por dos representantes del Departamento de Mantenimiento (en este caso, responsable

de la generación, distribución y administración de energía eléctrica) y por tres representantes del Departamento de Producción.

Esta unidad se reunirá una vez por mes, teniendo como misión, la planificación de acciones, supervisando los procesos y evaluando los resultados. Obligatoriamente presentará reportes trimestrales a la Gerencia General. El involucrar a los altos niveles gerenciales en estos programas dan buenos resultados, siendo además recomendado por la Asociación de Ingenieros de USA y por el Institute of Electrical and Electronics Engineers, según Norma IEEE Std. 739 – 1984.

La Unidad de Capacitación del Comité de calidad diseñará para la UAE un programa de promoción del Ahorro de Energía, dirigido a todos los trabajadores de la planta. Este programa debe ser permanente, persistente y amigable. No necesariamente debe ser de alto costo.

La administración de la empresa preparará un instructivo simple para que la UAE pueda desarrollar sus actividades en todas las áreas, especialmente en los que se refiere a horarios, turnos de producción, períodos de mantenimiento, modificaciones a equipos e instalaciones.

NOMBRE MAQUINARIA	DATOS Y RESULTADOS CON MOTORES DE BAJA EFICIENCIA							DATOS Y RESULTADOS CON MOTORES DE ALTA EFICIENCIA										
	POTENCIA hp	EFICIENCIA %	POTENCIA kw hp*0.746/%eficiencia	Tiempo Trabajo horas/més	CONSUMO ENERGIA kwh/mes	\$/kwh	COSTO MENSUAL ENERGIA USD	EFICIENCIA %	POTENCIA kw hp*0.746/%eficiencia	CONSUMO ENERGIA kwh/mes	COSTO MENSUAL ENERGIA USD	AHORRO MENSUAL USD	AHORRO ANUAL USD	COSTO MOTOR-alta eficiencia.	TIEMPO RETORNO INVERSION Meses	AHORRO MENSUAL kwh	AHORRO ANUAL kwh	
Secadero N°:1																		
Ventilador Calefacción N° 1	20	87,5	17,05	667,68	11.384,90	0,08	910,79	93,00	16,04	10.711,60	856,93	53,86	646,37	846,78	15,72	673,30	8.079,60	
Ventilador Calefacción N° 2	20	87,5	17,05	667,68	11.384,90	0,08	910,79	93,00	16,04	10.711,60	856,93	53,86	646,37	846,78	15,72	673,30	8.079,60	
Ventilador Calefacción N° 3	20	87,5	17,05	667,68	11.384,90	0,08	910,79	93,00	16,04	10.711,60	856,93	53,86	646,37	846,78	15,72	673,30	8.079,60	
Ventilador Calefacción N° 4	20	87,5	17,05	667,68	11.384,90	0,08	910,79	93,00	16,04	10.711,60	856,93	53,86	646,37	846,78	15,72	673,30	8.079,60	
Ventilador Calefacción N° 5	15	86,5	12,94	667,68	8.637,39	0,08	690,99	92,40	12,11	8.085,86	646,87	44,12	529,46	690,52	15,65	551,52	6.618,26	
Ventilador Calefacción N° 6	15	86,5	12,94	667,68	8.637,39	0,08	690,99	92,40	12,11	8.085,86	646,87	44,12	529,46	690,52	15,65	551,52	6.618,26	
Ventilador Calefacción N° 7	15	86,5	12,94	667,68	8.637,39	0,08	690,99	92,40	12,11	8.085,86	646,87	44,12	529,46	690,52	15,65	551,52	6.618,26	
Ventilador enfriamiento	20	87,5	17,05	667,68	11.384,90	0,08	910,79	93,00	16,04	10.711,60	856,93	53,86	646,37	846,78	15,72	673,30	8.079,60	
				TOTAL	82.836,65		TOTAL	6.626,93		TOTAL	77.815,58	6.225,25	401,69	4.820,22	6.305,46	15,70	5.021,07	60.252,80
Secadero N°:2																		
Ventilador Calefacción N° 1	20	87,5	17,05	667,68	11.384,90	0,08	910,79	93,00	16,04	10.711,60	856,93	53,86	646,37	846,78	15,72	673,30	8.079,60	
Ventilador Calefacción N° 2	20	87,5	17,05	667,68	11.384,90	0,08	910,79	93,00	16,04	10.711,60	856,93	53,86	646,37	846,78	15,72	673,30	8.079,60	
Ventilador Calefacción N° 3	20	87,5	17,05	667,68	11.384,90	0,08	910,79	93,00	16,04	10.711,60	856,93	53,86	646,37	846,78	15,72	673,30	8.079,60	
Ventilador Calefacción N° 4	20	87,5	17,05	667,68	11.384,90	0,08	910,79	93,00	16,04	10.711,60	856,93	53,86	646,37	846,78	15,72	673,30	8.079,60	
Ventilador Calefacción N° 5	10	85,0	8,78	667,68	5.859,87	0,08	468,79	91,70	8,14	5.431,73	434,54	34,25	411,02	500,70	14,62	428,15	5.137,77	
Ventilador Calefacción N° 6	10	85,0	8,78	667,68	5.859,87	0,08	468,79	91,70	8,14	5.431,73	434,54	34,25	411,02	500,70	14,62	428,15	5.137,77	
Ventilador enfriamiento	10	85,0	8,78	667,68	5.859,87	0,08	468,79	91,70	8,14	5.431,73	434,54	34,25	411,02	500,70	14,62	428,15	5.137,77	
				TOTAL	63.119,21		TOTAL	5.049,54		TOTAL	59.141,57	4.731,33	318,21	3.818,54	4.889,22	15,36	3.977,65	47.731,74
Secadero N°:3																		
Ventilador Calefacción N° 1	30	88,1	25,40	667,68	16.961,04	0,08	1.356,88	93,60	23,91	15.964,40	1.277,15	79,73	956,78	1.299,06	16,29	996,64	11.959,71	
Ventilador Calefacción N° 2	30	88,1	25,40	667,68	16.961,04	0,08	1.356,88	93,60	23,91	15.964,40	1.277,15	79,73	956,78	1.299,06	16,29	996,64	11.959,71	
Ventilador Calefacción N° 3	30	88,1	25,40	667,68	16.961,04	0,08	1.356,88	93,60	23,91	15.964,40	1.277,15	79,73	956,78	1.299,06	16,29	996,64	11.959,71	
Ventilador Calefacción N° 4	30	88,1	25,40	667,68	16.961,04	0,08	1.356,88	93,60	23,91	15.964,40	1.277,15	79,73	956,78	1.299,06	16,29	996,64	11.959,71	
Ventilador Calefacción N° 5	30	88,1	25,40	667,68	16.961,04	0,08	1.356,88	93,60	23,91	15.964,40	1.277,15	79,73	956,78	1.299,06	16,29	996,64	11.959,71	
Ventilador Calefacción N° 6	30	88,1	25,40	667,68	16.961,04	0,08	1.356,88	93,60	23,91	15.964,40	1.277,15	79,73	956,78	1.299,06	16,29	996,64	11.959,71	
Ventilador Calefacción N° 7	30	88,1	25,40	667,68	16.961,04	0,08	1.356,88	93,60	23,91	15.964,40	1.277,15	79,73	956,78	1.299,06	16,29	996,64	11.959,71	
Ventilador enfriamiento	20	87,5	17,05	667,68	11.384,90	0,08	910,79	93,00	16,04	10.711,60	856,93	53,86	646,37	846,78	15,72	673,30	8.079,60	
Ventiladores Chimeneas	10	85,0	8,78	667,68	5.859,87	0,08	468,79	91,70	8,14	5.431,73	434,54	34,25	411,02	500,70	14,62	428,15	5.137,77	
Total potencia instalada=	495				TOTAL	136.972,07		TOTAL	10.877,77		TOTAL	127.894,12	10.231,53	648,24	7.754,83	16,16	8.077,95	96.935,34
																		TOTAL FINAL
												1.366,13	16.393,59	21.635,59	15,84	17.076,86	204.919,88	

Tabla 3.4 Evaluación de ahorro energético al cambiar motores de baja eficiencia por alta eficiencia

3.2 ADMINISTRACION INTERNA DE ENERGIA ELECTRICA.

3.2.1 DISPOSICION DE INSTRUMENTOS EN EL SISTEMA DE DISTRIBUCION.

Para obtener un manejo óptimo y confiable de la energía disponible en las fuentes, como en la distribución hacia los distintos bloques de carga se ha instalado un sistema SUPERVISOR de adquisición de datos (expandible a un sistema SCADA), de los distintos analizadores de energía VIPD3, que son manejados mediante un software especializado VIPVIEW-UPGRADE de la industria ELCONTROL S.p.A., y cuyos datos son almacenados en un computador dedicado (servidor), tomando las lecturas directamente de cada uno de los aparatos de medición y control a través de una red VIPNET 485.

La instalación de esta red de medición es fundamental para establecer control efectivo de costos y uso óptimo de recursos. El consumo de energía activa(kWh), los (kvarh) reactivos, y medición de la demanda (kW) están directamente relacionados a estos costos. Los valores de voltaje, corrientes, factor de potencia y distorsión de armónicos son factores importantes que también deben medirse y monitorearse constantemente.

La aplicación de una red completa de medición con la adquisición apropiada de datos y un software de administración permite que los aspectos de calidad y costos del consumo de electricidad sean medidos y valorados exactamente.

La red de medición proveerá validación en la facturación de energía emitida por la EEQ., permitiendo tener un conocimiento global del aporte de energía del turbogenerador, y la demanda + consumo de energía del bus interno de la planta. Además, permitirá ubicar el uso de energía por centros de costos mediante la recolección y análisis de los datos de consumo, entregando datos continuos que servirán para alcanzar y mantener el mayor rendimiento y ahorro de energía en los equipos de producción.

El monitoreo de todos los analizadores de energía requiere de un mínimo esfuerzo y bajo costo ya que la obtención de datos de cada punto de control se visualiza directamente en forma de gráficos en el computador central o servidor. La interconexión entre éste y los diferentes puntos de medida se lo realiza a través de la red de monitorización RS485 para un máximo de 247 instrumentos

VIPD3, mediante cable bipolar blindado normal que permite la conexión física entre ellos.

La red está basada en el standard eléctrico RS485 mientras que el protocolo de comunicación es realizado según el standard industrial MODBUS.

Las magnitudes eléctricas medibles en instalaciones trifásicas desequilibradas son: V, A, $\cos\phi$ o PF., kW, kVA, kvar, hz, kWh, kvarh, kVA pico, kW pico, kW demanda media con periodos de integración variable entre 0 – 30 minutos, kVAva media, kvar media, THDF, fecha y hora .

En el diagrama unifilar de distribución de energía eléctrica de Endesa, donde se encuentran ubicados los analizadores de energía (ver plano 3.4 Anexo 1), se distinguen 11 puntos de control a ser monitoreados. Los puntos de control N° 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, corresponden a las siete acometidas que alimentan los diferentes bloques de carga. El punto de control N° 8 monitorea el bus general interno de la planta, mientras que los instrumentos N° 9, 10, y 11, corresponden a las fuentes de alimentación de energía.

Todos los instrumentos son de versión standard a excepción del instalado en la acometida de la EEQ., que es del tipo apropiado para cogeneración COG.4, es decir que puede registrar en forma independiente la energía recibida desde la EEQ, y la entregada por Endesa a la red pública.

Cada uno de los analizadores debe estar alimentado con tensión de 110V proveniente de la UPS central, para ofrecer una medición continua, aún sin presencia de tensión en barras. Los transformadores de corriente utilizados tienen una relación de transformación coordinada con la potencia que fluye por el ramal al cual están conectados.

Para ingresar al computador se transforma la señal RS485 en RS232. El PC, también está conectado a la UPS para garantizar el registro de la información en tiempo real de todos los parámetros eléctricos que son medidos y que provienen de todos los puntos de control.

3.2.2 ANALISIS DE CURVAS DE DEMANDA Y FACTOR DE POTENCIA.

El sector eléctrico del país tiende a recuperar los costos reales de generación, transmisión y distribución de la energía eléctrica, incrementando las tarifas con la finalidad de hacer competitivo el valor del kWh a nivel internacional. Esta

determinación obliga al sector industrial a controlar sus demandas y consumos de energía, para minimizar al máximo el impacto que pueden causar estas medidas en sus costos de producción.

Por esta razón la fábrica Endesa requiere de datos en tiempo real, graficados en el momento oportuno, para tomar decisiones respecto al comportamiento de la carga, debiendo definir los métodos más adecuados para manejar la demanda en relación a la capacidad de generación del turbogenerador, trasladando si es necesario diferentes bloques productivos a otros turnos para evitar consumos de energía adicionales que necesariamente tendrían que ser suministrados por la EEQ, tratando además de mantener el perfil de la demanda de la red pública lo mas bajo posible.

A pesar de que el sistema de adquisición de datos tiene los valores para graficar todas las variables eléctricas mencionadas, se da mayor importancia a las demandas, consumo de energía y factor de potencia.

Para determinar entonces el comportamiento de la carga Vs. la generación propia y la adquisición de energía externa se ha procedido a graficar la demanda de la planta industrial o bus general interno conjuntamente con la del turbogenerador y la de la EEQ., durante 7 días o una semana típica completa, con el fin de tener una idea más clara del patrón que existe entre la demanda, el consumo de energía y la producción. (Ver gráfico N° 3.2).

En la parte izquierda superior de éste gráfico se registran los kWh que han sido consumidos por la carga, los kWh que han sido producidos por el turbogenerador, y los kWh que han sido tanto suministrados por la EEQ a Endesa como los entregados por Endesa a la EEQ.

Adicionalmente se anotan las cantidades, la fecha y hora en las que han ocurrido las máximas y mínimas demandas de las fuentes de energía y del bus general interno.

Respecto al análisis que se desprenden de las curvas del gráfico N° 3.2 se puede definir que a partir de las 06h00 del día lunes comienza el periodo semanal de producción, y por lo tanto la curva de demanda de carga se incrementa radicalmente. En esta misma hora el turbogenerador está listo para tomar la máxima carga posible.

Se puede notar que la energía entregada por el turbogenerador no es uniforme en relación al tiempo, debido a que, el poder calorífico del combustible de la caldera no es constante, teniendo que suplirse la diferencia por medio de la participación de la red pública. Además se aprecia que la mayoría de la carga es tomada por el turbogenerador, inclusive durante las horas pico (18h00 a 21h00), manteniendo un perfil bajo del aporte de energía de la EEQ, durante los siete días de la semana, sin embargo existen momentos en que la potencia del turbogenerador se cae, por lo que es indispensable la respuesta y respaldo inmediato del bus infinito externo.

Según lo expuesto en el plano N° 3.2, el turbogenerador tiene una capacidad de generación de 1,250 kW a full carga, y si se superpone este valor en el gráfico N° 3.2, se aprecia que el sistema de cogeneración a más de ser autosuficiente, podría entregar la diferencia de energía que no utiliza a la red pública durante todos los días de la semana, a excepción del día domingo que se realiza mantenimiento a los equipos. Este mantenimiento se realiza cada quince días. Naturalmente que para lograr este escenario se tendría que hacer una reingeniería en la aplicación de los combustibles que se están utilizando, procurando secarlos con los gases que todavía salen calientes por la chimenea, antes de que entren a combustionarse dentro de las calderas.

Desde el gráfico N° 3.3 hasta el N° 3.9, se muestran los perfiles de demanda correspondientes a cada uno de los siete días de la semana típica de muestreo; del 15 al 21 de Enero/ 2001. En cada uno de estos gráficos se aprecia con más claridad y definición el comportamiento de la demanda: del bus general interno, del turbogenerador y de la EEQ.

En el gráfico N° 3.3 correspondiente al lunes 15, desde las 00h00 hasta las 005h00 se presenta una demanda sobre los 100 kW, ya que los equipos de servicios generales como: planta de agua, compresores, precalentamiento de las calderas y sistemas de iluminación permanecen funcionando desde las 18h00 del domingo anterior hasta las 06h00 del lunes.

A partir de la 07h00 del lunes, comienzan las labores de producción, por lo que la demanda del bus interno comienza a incrementarse hasta alcanzar el arranque de toda la maquinaria. A las 18h00 de este día baja la demanda de la carga ya que ciertas zonas de producción terminan el turno respectivo.

Desde el día lunes hasta el día sábado se mantiene la curva de la demanda en forma fluctuante, dependiendo de la programación de la maquinaria que deberá trabajar en los diferentes turnos que hace el departamento de producción, y de las sugerencias que hace la administración de energía en base al análisis del stock y calidad de combustibles disponibles, notándose que éste perfil baja todos los días a las 02h15, 10h30, 13h30 y a las 19h00 debido a la media hora de refrigerio y almuerzo que recibe el personal de planta. A pesar de que la mayoría de máquinas y equipos no paran durante estos intervalos de tiempo muerto de producción, existen otras máquinas que si pueden apagarse hasta que retorne nuevamente el personal de operación, pudiéndose notar una disminución importante en la curva de demanda tal como se demuestra en el gráfico N°: 3.5 del día miércoles 17 de Enero. Esta disminución debería notarse en las curvas de los otros días, pero es fácil comprobar que durante el segundo y tercer turno no se apagan todas las máquinas que necesariamente deberían pararse, por lo que se produce un aumento innecesario en el consumo de energía y de combustibles. Por tal razón es importante, motivar al personal a que cumpla con los procedimientos ya establecidos para lograr los ahorros energéticos dentro de la planta.

En base al estudio detenido de las curvas de demanda se ratifica que en la horas de cambio de turno: 07h00; 15h00; y 21h00, también existen valles que nunca deberían producirse, ya que el personal que ingresa debe tomar la posta del ritmo de producción que deja el turno que termina, por lo que se concluye que hay pérdida de tiempo en los periodos útiles productivos.

La demanda y consumo de energía registrados en el primer turno del día domingo es casi similar al primer turno de los otros días de la semana, notándose que a partir de las 15h00, disminuyen dichos valores hasta las 19h00, para volver a incrementarse nuevamente hasta las 07h00 del lunes 22 de Enero. Es importante aclarar que no todos los domingos se trabaja de la manera como se manifiesta en el gráfico N° 3.9, siendo su perfil de demanda y consumo eléctrico algo particular que obedece a pedidos adicionales de producción.

Se presta mayor atención a las mediciones y registros del factor de potencia de la alimentación de energía de la EEQ, ya que al mantener valores bajo 0.92, Endesa se somete al pago de multas por penalización del mal uso del recurso eléctrico.

Por otra parte el factor de potencia del turbogenerador es fijo = 0.85, y el factor de potencia del bus interno está corregido por bancos de condensadores.

En el gráfico N°: 3.10 se determina el perfil del factor de potencia correspondiente al día lunes 15 de Enero/2001, y en el cual se puede apreciar globalmente que cuando la EEQ, entrega energía a Endesa su valor es igual a 0.895, por lo que es necesario corregir este valor y elevarlo sobre 0.92. La curva que se grafica sobre el eje de las abscisas corresponde a la entrega de energía desde la EEQ a Endesa, mientras que la curva que está debajo corresponde a la entrega de energía desde Endesa a la EEQ.

Finalmente se grafican las curvas de demanda de cada uno de los bloques de carga (Desde el STB1 al STB7) al igual que se registran sus consumos, tomando como ejemplo el lunes como día típico de muestreo. En los gráficos N° 3.11 al N° 3.17 se encuentran descritas las curvas de demanda, factor de potencia, y los valores de kWh, kvarh y factor de potencia promedio calculado.

En la parte superior de cada curva de demanda se ubica una línea horizontal que corresponde al máximo valor de la demanda media que se ha registrado durante los últimos 7 días. Adicionalmente se describe en cada gráfico los valores y la hora en los que han ocurrido tanto la demanda máxima y mínima como el Factor de potencia máximo y mínimo.

La demanda registrada en el gráfico N° 3.11 correspondiente al bloque de carga STB1, obedece a una carga bastante uniforme que se reparte entre la: Caldera N° 1 (Lambion) cuyos motores están funcionando casi siempre a máxima capacidad, los Compresores de tornillo que en la mayoría del tiempo están comprimiendo aire en régimen continuo, la mecánica cuyas máquinas son de potencia reducida, la iluminación y servicios de tomacorrientes de oficinas principales, y la iluminación general de las naves industriales que funciona a partir de las 18h00, pero que su utilización depende de un control selectivo en relación a las necesidades de las máquinas de producción que están funcionando. Las zonas productivas que están paradas mantienen apagadas también las luminarias respectivas.

La Demanda registrada en el gráfico N° 3.12, correspondiente al bloque de carga STB2, manifiesta una fluctuación de la carga en relación al tiempo. La carga de los equipos de la zona de juntado son bastante uniformes, al igual que las de la

zona de encolado y sierra de escuadrado (Uroko). La fluctuación se debe a la zona de prensado ya que existen 8 prensas que trabajan a diferentes presiones, y diferentes tiempos de apertura y cierre de las mismas.

La demanda registrada en el gráfico N° 3.13, correspondiente al bloque de carga STB3, se comporta de una manera uniforme a pesar de que a partir de las 19h00 hasta las 24h00 existen variaciones importantes. Los secaderos N° 1 y N° 2 tienen la carga más estable y uniforme de toda la planta industrial, mientras que la línea de terminado que comprenden 2 líneas de lijadoras tienen un comportamiento cíclico variable. A partir de las 19h00 deja de funcionar la primera línea de lijado, y entra a funcionar la segunda línea que es más potente que la primera. En este caso se procesan tableros de madera de mayor espesor por lo que la carga fluctúa de una manera más acentuada.

La demanda registrada en el gráfico N° 3.14, correspondiente al bloque de carga STB4, demuestra una carga moderadamente fluctuante. La peladora trabaja en forma intermitente, prendiendo y apagando todos sus motores por cada troza que debe proceder a descortezar. El torno N°: 1, Raute y la salida es un sistema que requiere de bastante energía cuando comienza el desenrollo de cada troza, decreciendo progresivamente mientras el diámetro de la misma disminuye. En este gráfico se notan valles que corresponden a las 13h45, 18h00 hasta 19h00, y 21h00, y que se debe al cambio de cuchillas que hay que efectuar, para mantener el nivel de calidad de las láminas desenrolladas. Estos valles pueden ocurrir en cualquier momento, ya que las cuchillas no tienen un periodo definido de duración del afilado.

La demanda registrada en el gráfico N° 3.15, correspondiente al bloque de carga STB5, manifiesta un perfil de demanda requerido durante el periodo (07h00 hasta 18h00). El torno N° 2 Uroko, tiene un comportamiento similar al descrito en el bloque de carga STB4 para el torno Raute, siendo la única diferencia, de que esta máquina es más pequeña que el torno N° 1. Las líneas de alistado están conformadas por cepillos, sierras múltiples y ensambladoras de formatos, que también tienen cargas intermitentes. Es decir que mientras se trabaja una pieza de madera, todos los motores requieren de su potencia nominal, pasando al estado de trabajo en vacío mientras no hay presencia de material.

La demanda registrada en el gráfico N° 3.16, correspondiente al bloque de carga STB6, es la más variable de toda la planta industrial. La astilladora Jenz produce chips de todo el desperdicio que se generan en todos los procesos productivos. Los desperdicios que ingresan a molerse en esta máquina no son siempre del mismo tipo, no tienen la misma dureza y el volumen no es constante. Los valles existentes y cuyo valor llega a 0, corresponden al cambio de cuchillas que requiere constantemente el molino.

La demanda registrada en el gráfico N° 3.17, correspondiente al bloque de carga STB7, es la más constante de todo el proceso. Tanto la caldera Vyncke, el equipo utilizado en el turbogenerador, ciclo térmico, y torre de enfriamiento, corresponden al sistema de cogeneración de vapor y electricidad. Todos estos equipos trabajan constantemente, sin variaciones grandes de carga a excepción de los transportadores que alimentan combustible. El comportamiento de este perfil se mantiene casi inalterable a lo largo de todo el tiempo.

En relación al factor de potencia de cada uno de los bloques de carga, se aprecian valores bajos, por lo que se puede analizar la posibilidad de instalar bancos de condensadores junto a los tableros STB1, STB2, STB3, STB4, STB5, STB6 y STB7, con el propósito de aumentar la capacidad de los conductores en las acometidas correspondientes. Es menester sin embargo mencionar que la corrección del factor de potencia se la realiza actualmente en las barras del bus general interno de la planta.

kWh Bus General =160,787.42
 kWh Turbogén. =135,065.23
 kWh EEQ-Endesa = 28,263.25
 kWh Endesa-EEQ. = -2,541.06

DEMANDA ENERGIA TURBOGENERADOR + EEQ Vs. DEMANDA TOTAL (PERIODO SEMANAL)

Semana del 15 al 21 Enero/01

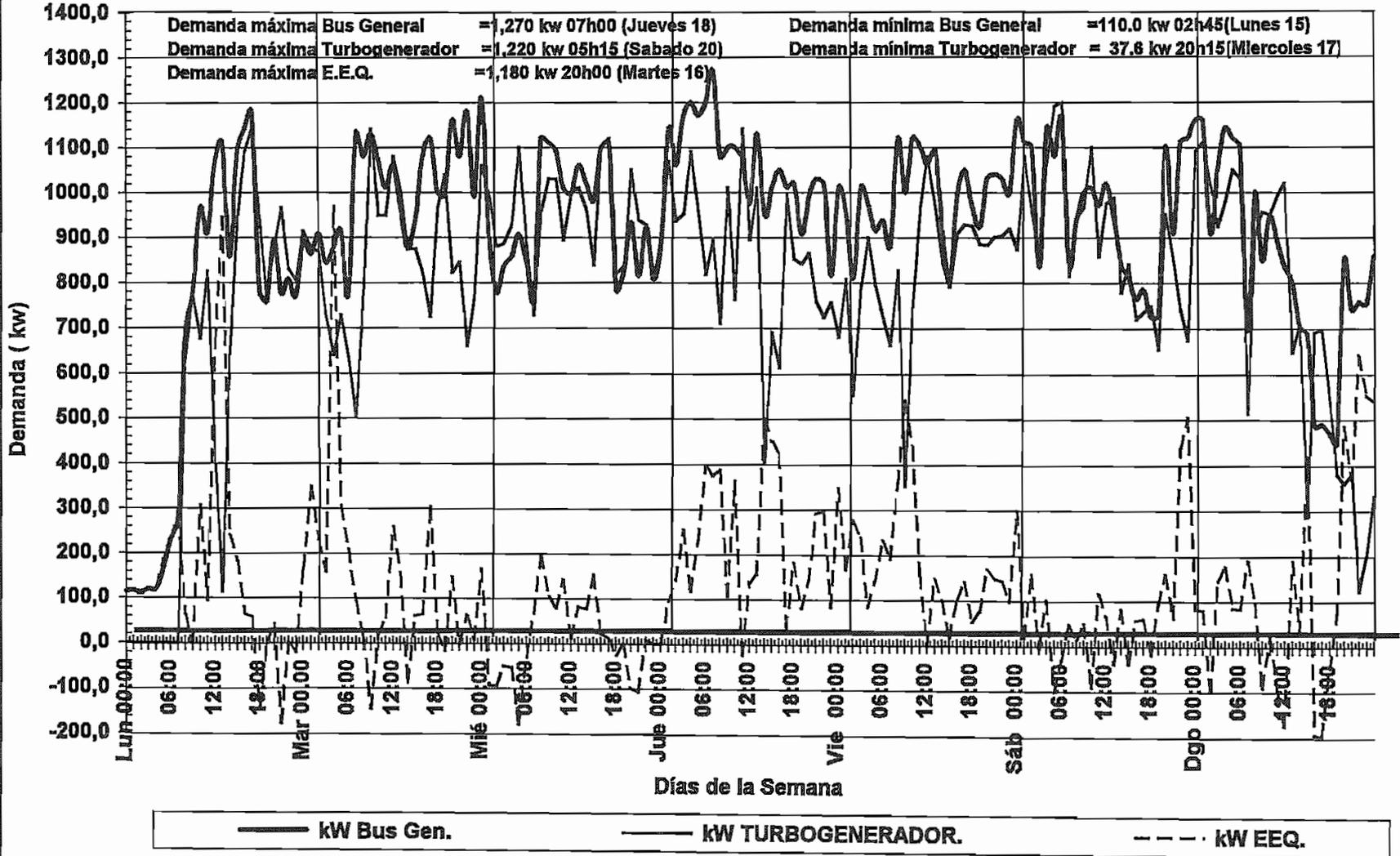
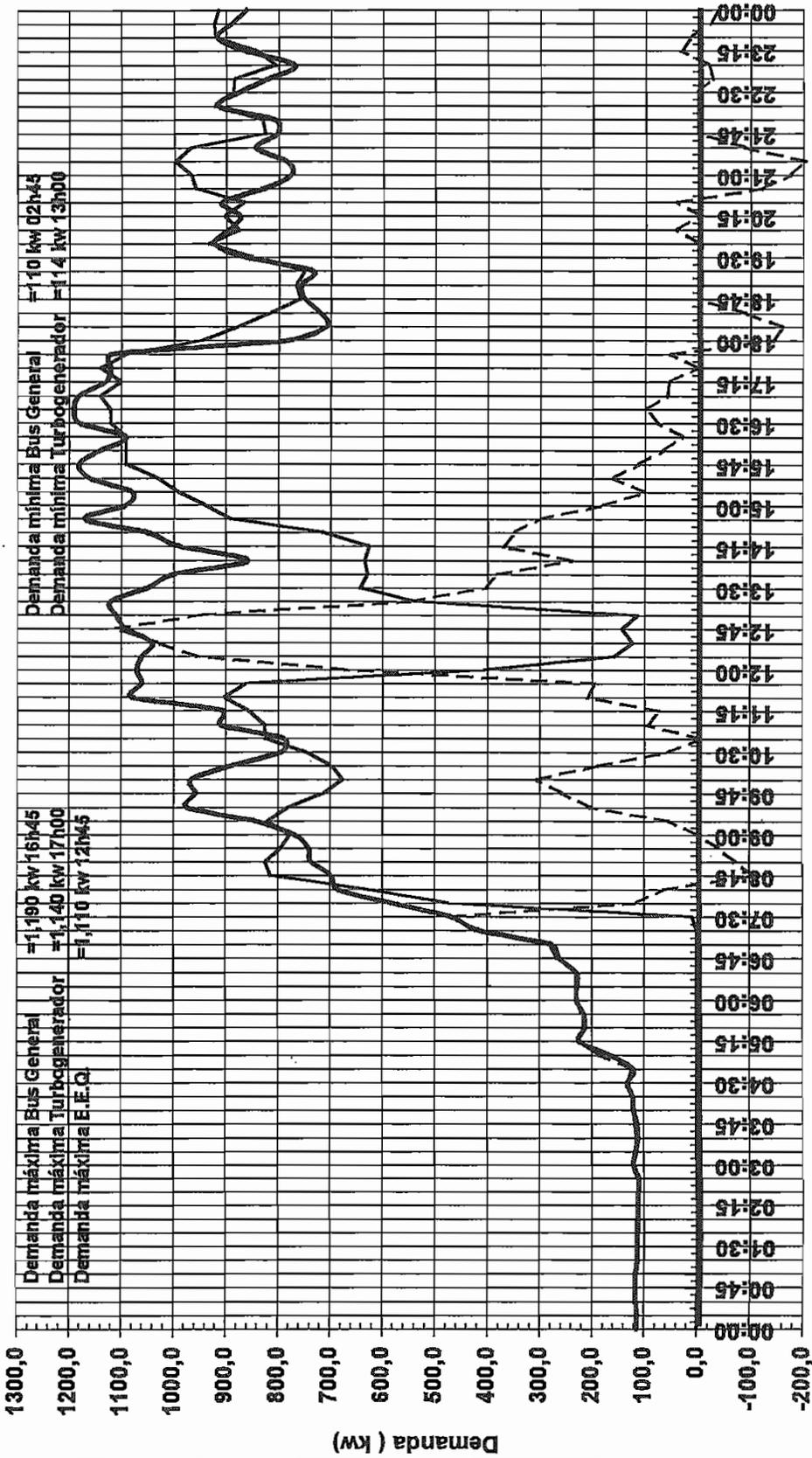


Figura 3.2 Curva Demanda Total (Periodo Semanal)

Lunes 15 Enero/01

**DEMANDA ENERGIA TURBOGENERADOR + EEQ
Vs. DEMANDA TOTAL**

kwh Bus General = 18,467.9
 kwh Turbogen. = 14,942.61
 kwh EEQ-Endesa = 3,857.52
 kwh Endesa-EEQ = - 332.23



Horas del día

— kW BUS. GEN.

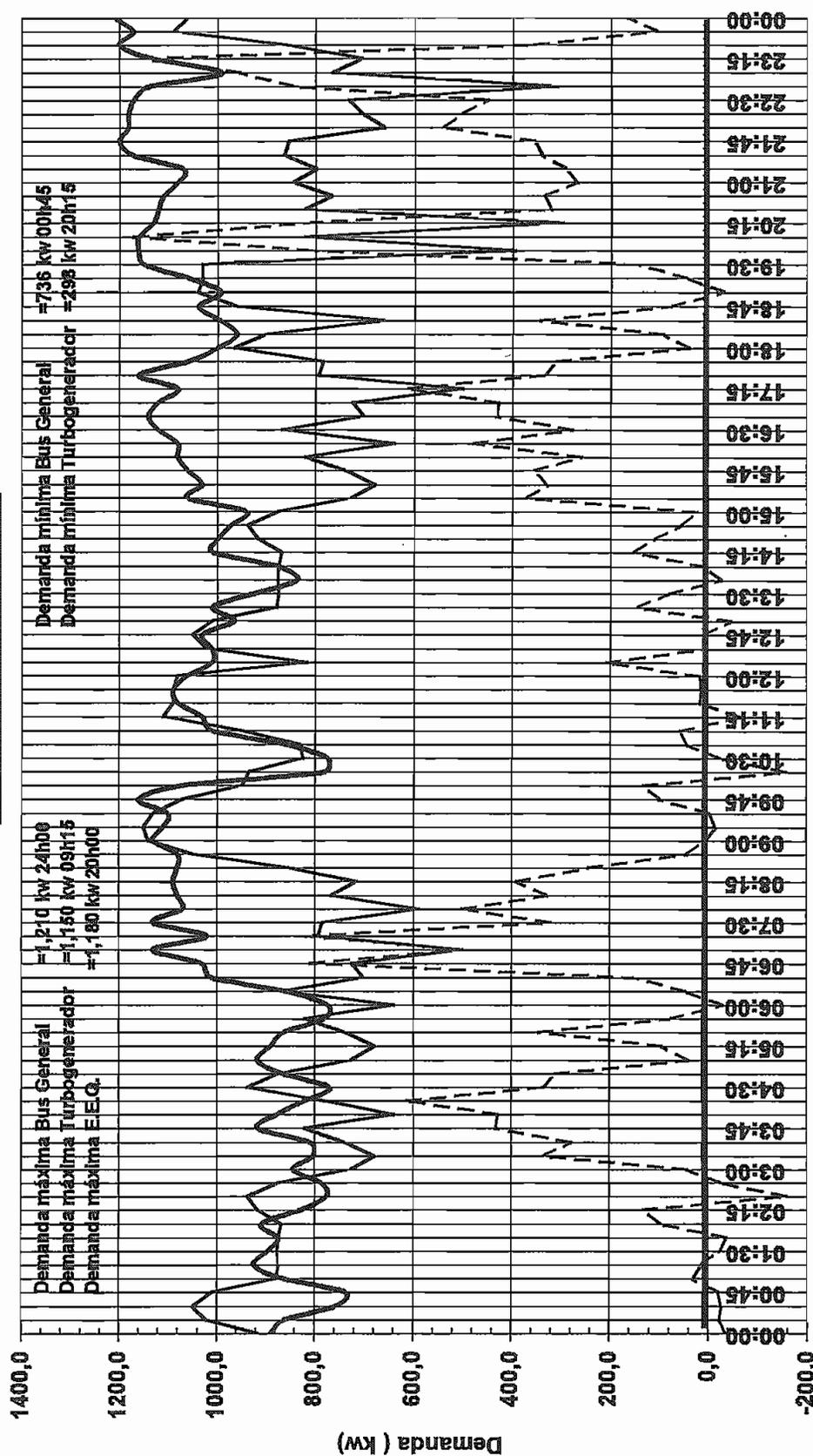
- - - kW TURBOGENERADOR.

- - - kW EEQ

kwh Bus General = 25,855.53
 kwh Turbogen. = 20,138.25
 kwh EEQ-Endesa = 5,901.84
 kwh Endesa-EEQ. = - 182.56

**DEMANDA ENERGIA TURBOGENERADOR + EEQ
 Vs. DEMANDA TOTAL**

Martes 16 Enero/01



— kW Bus Gen. - - - kW TURBOGENERADOR.

Figura 3.4 Curva Demanda Total (Día Martes)

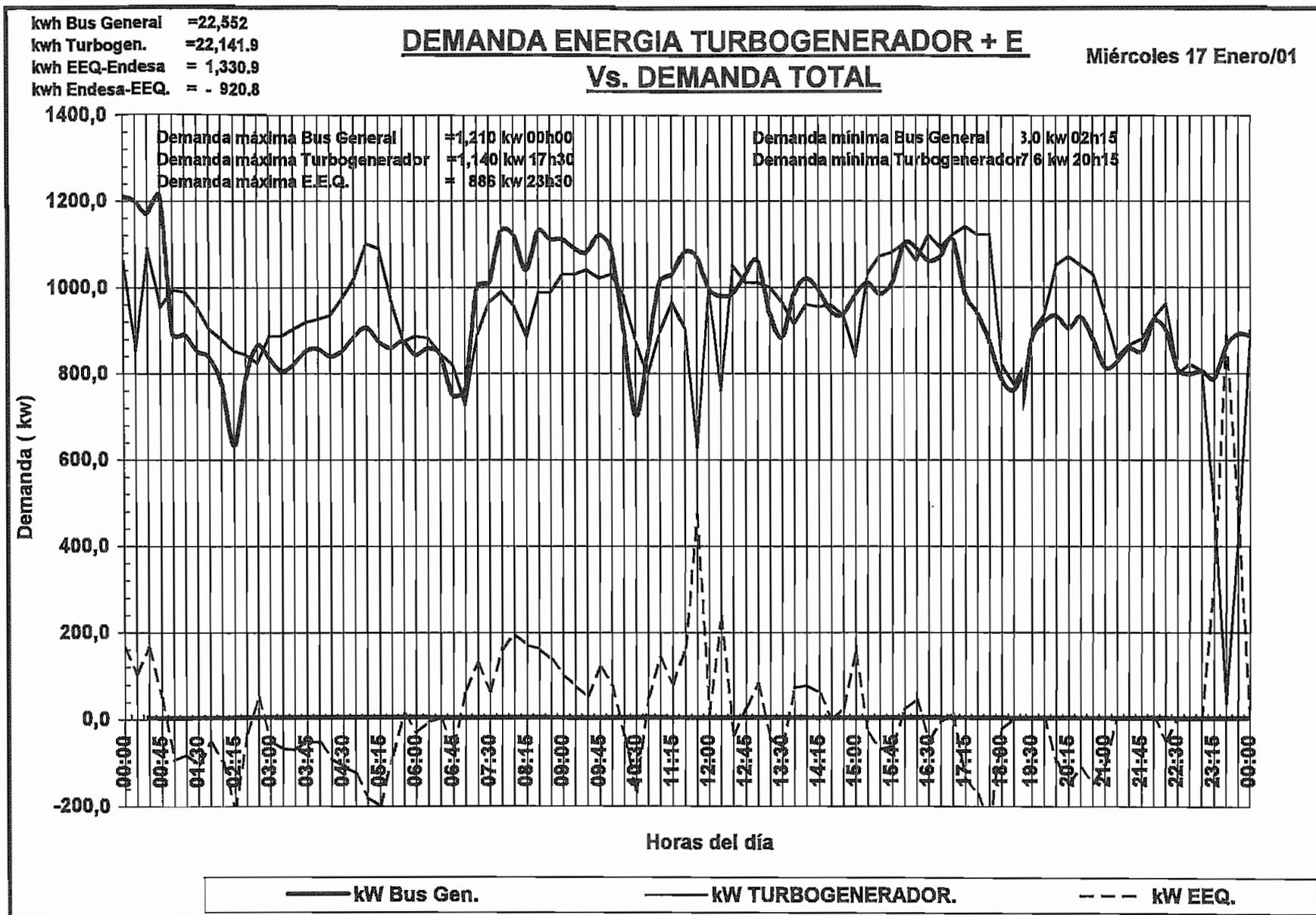


Figura 3.5 Curva Demanda Total(Día Miércoles)

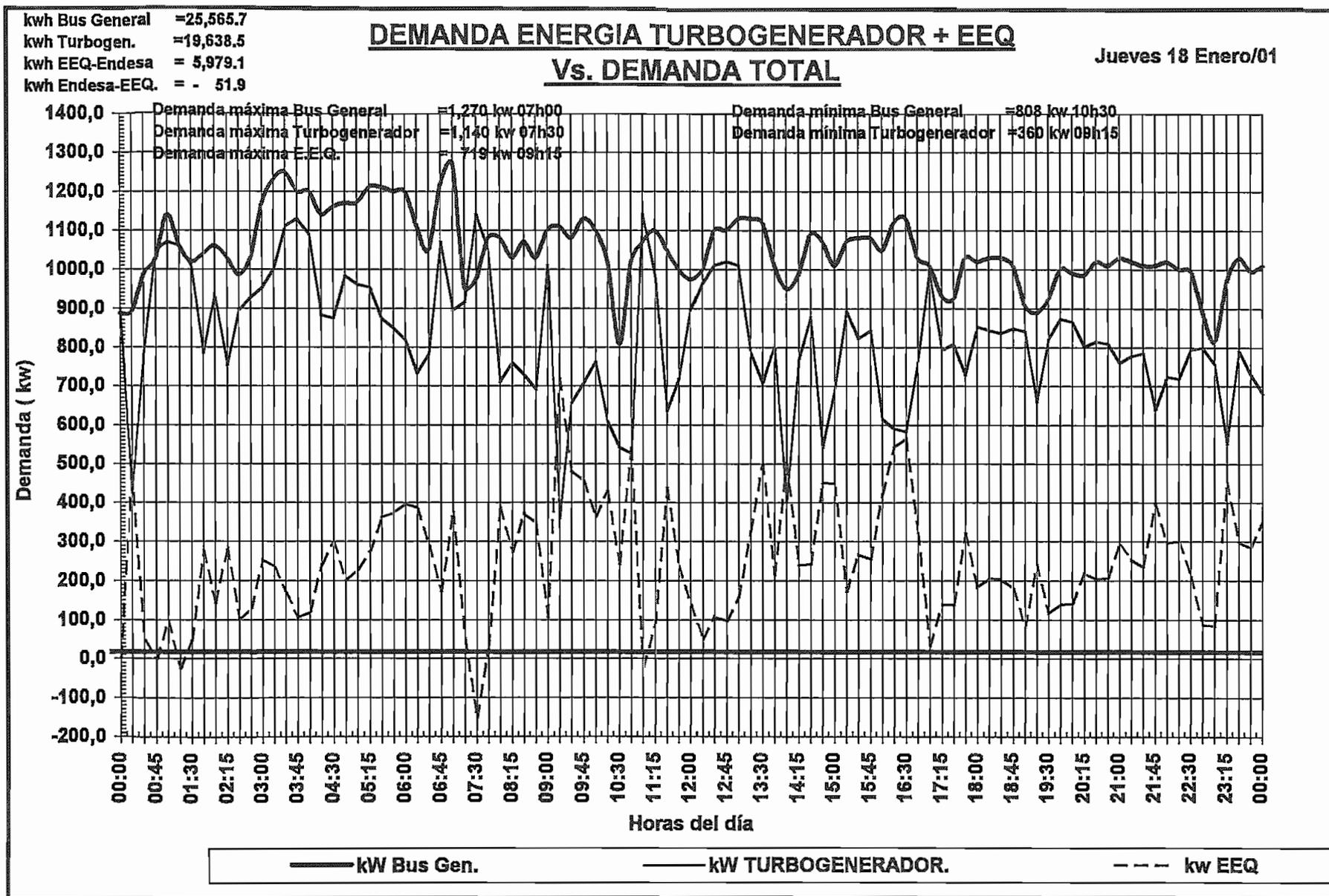


Figura 3.6 Curva Demanda Total (Día Jueves)

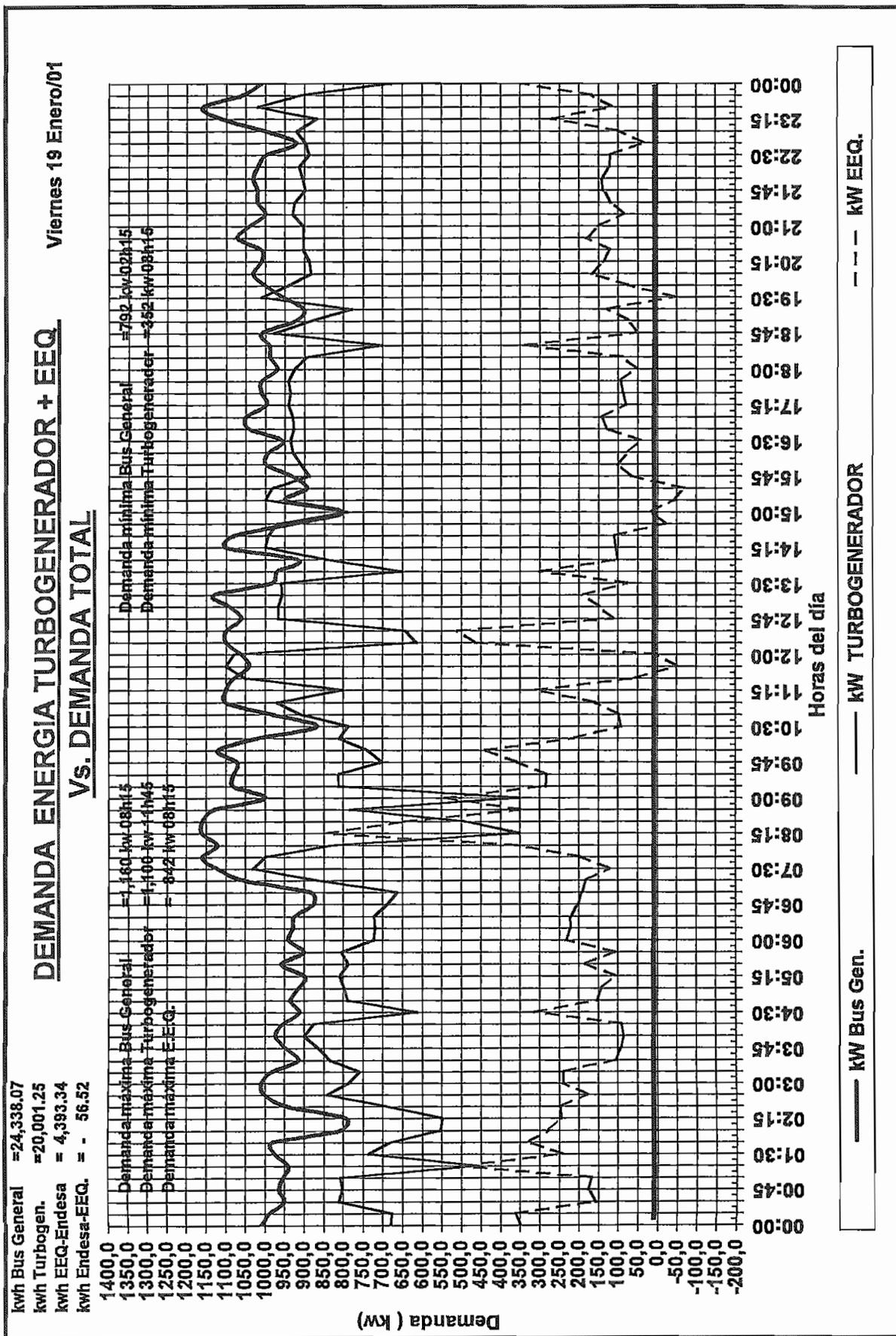


Figura 3.7 Curva Demanda Total (Día Viernes)

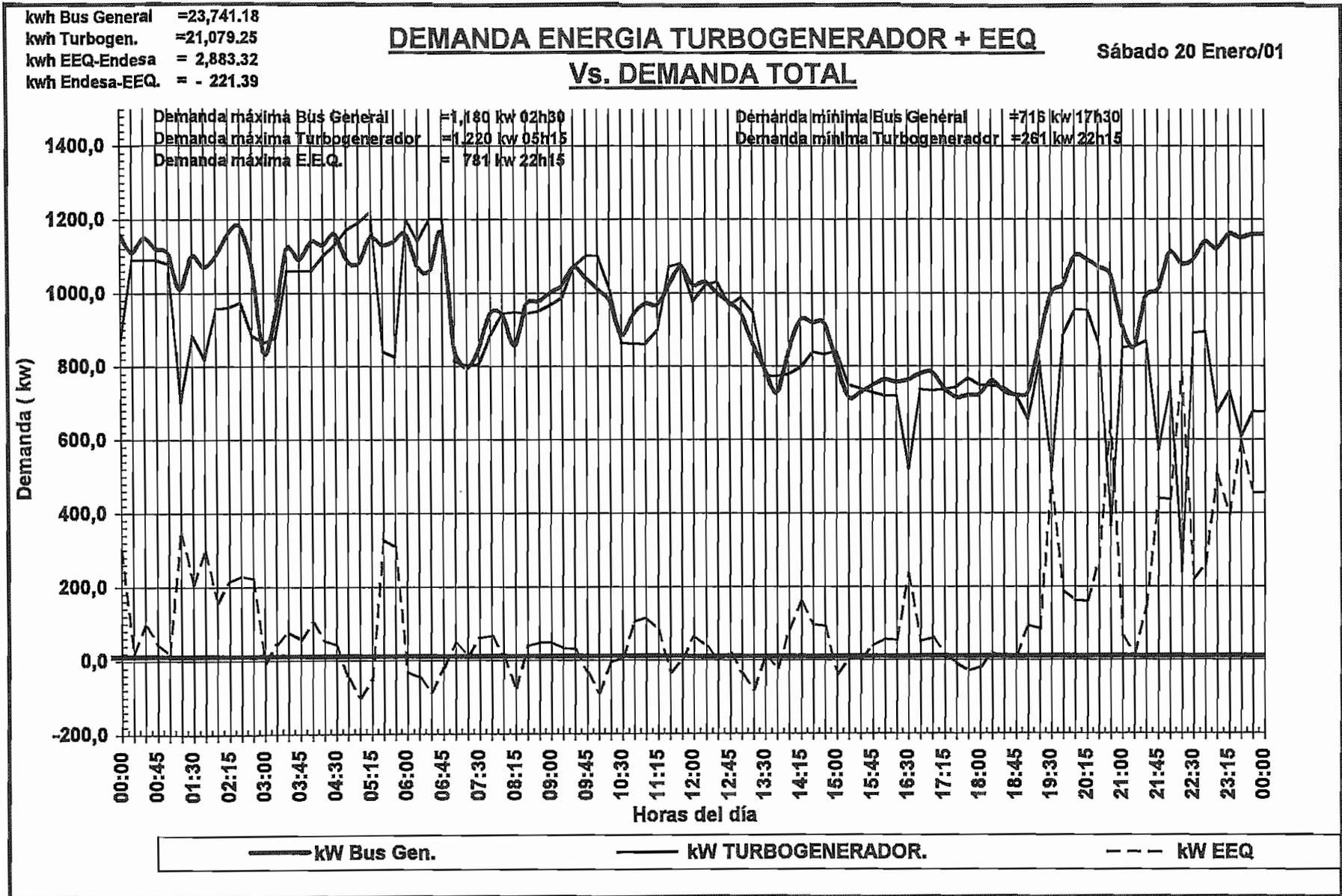


Figura 3.8 Curva Demanda Total (Día Sábado)

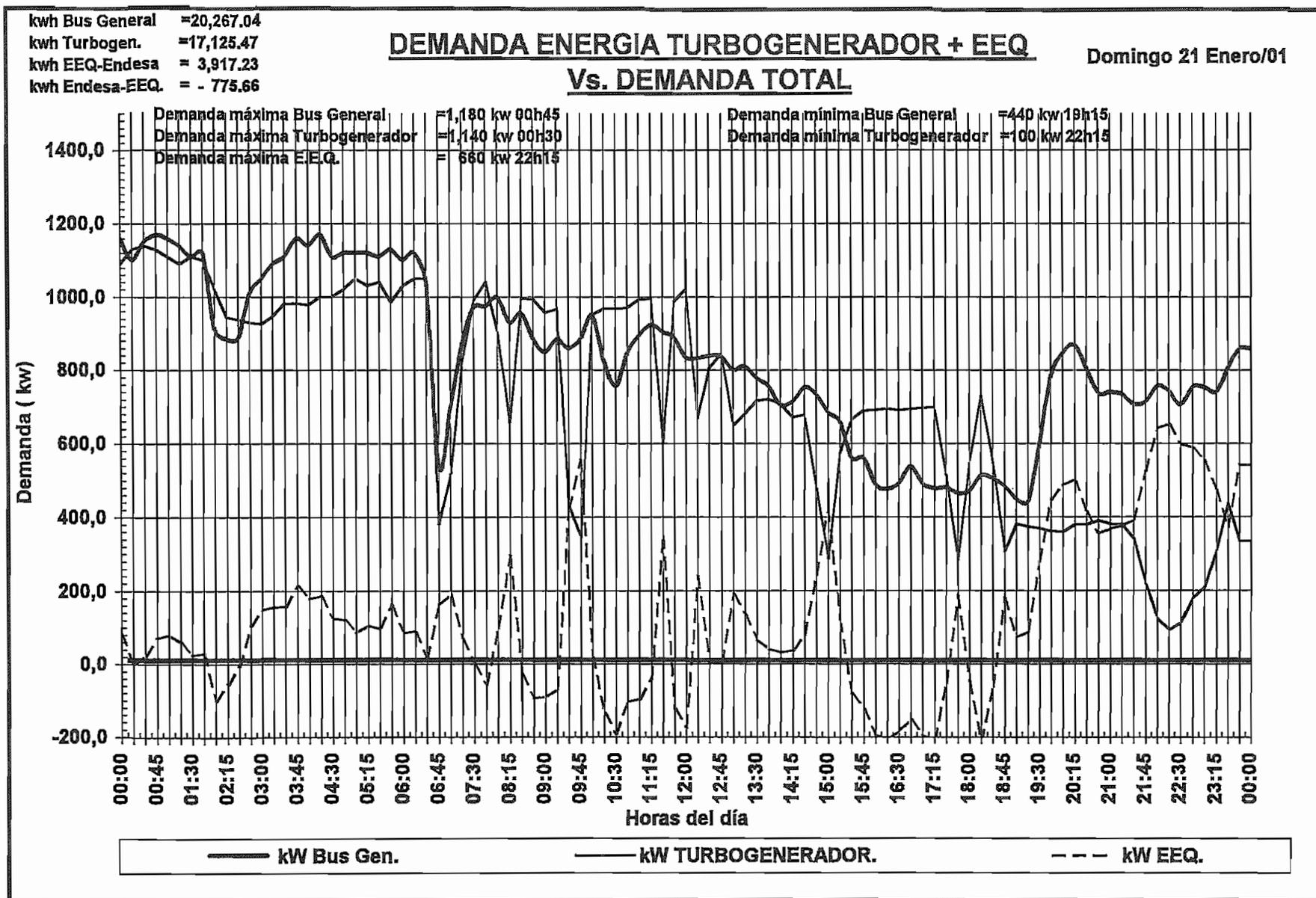


Figura 3.9 Curva Demanda Total (Día Domingo)

Lunes 15 Enero/01

CURVA FACTOR DE POTENCIA EMPRESA ELECTRICA QUITO

kWh = 18,467.9
 kvarh = 9,204.3
 PF promedio = 0.895

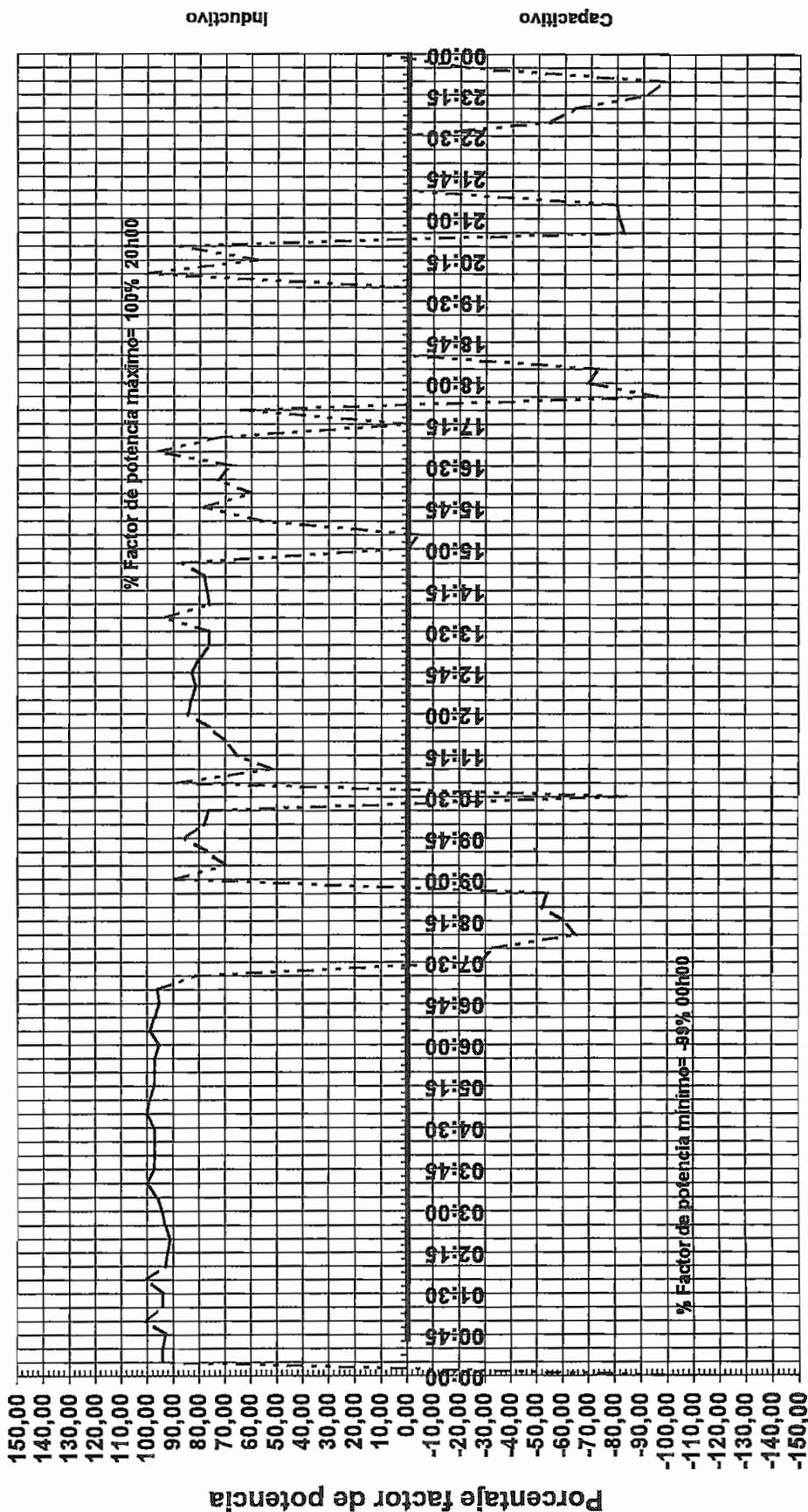


Figura 3.10 Curva Factor de potencia EEQSA. (Día Lunes)

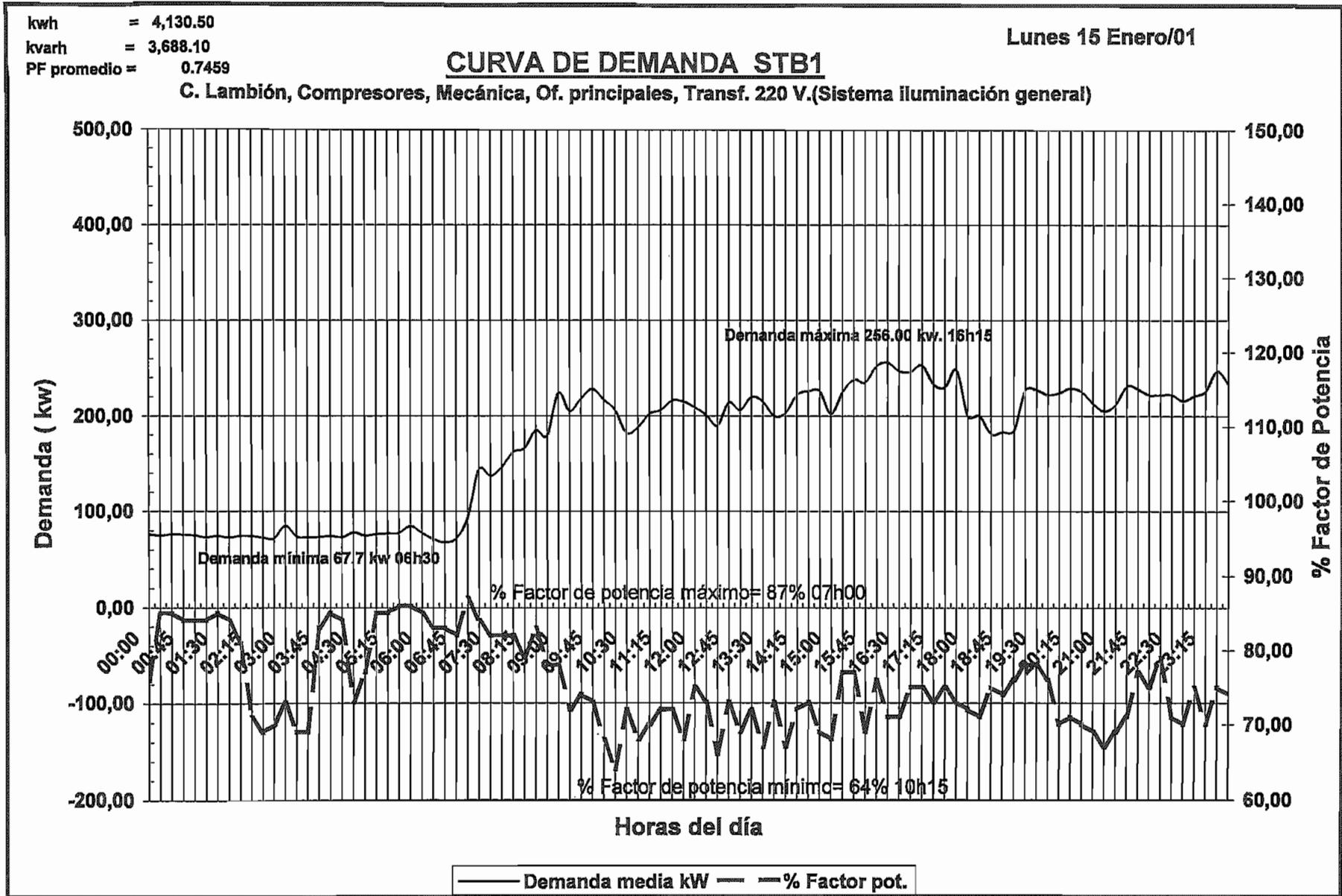


Figura 3.11 Curva Demanda bloque de carga STB1(Día Lunes)

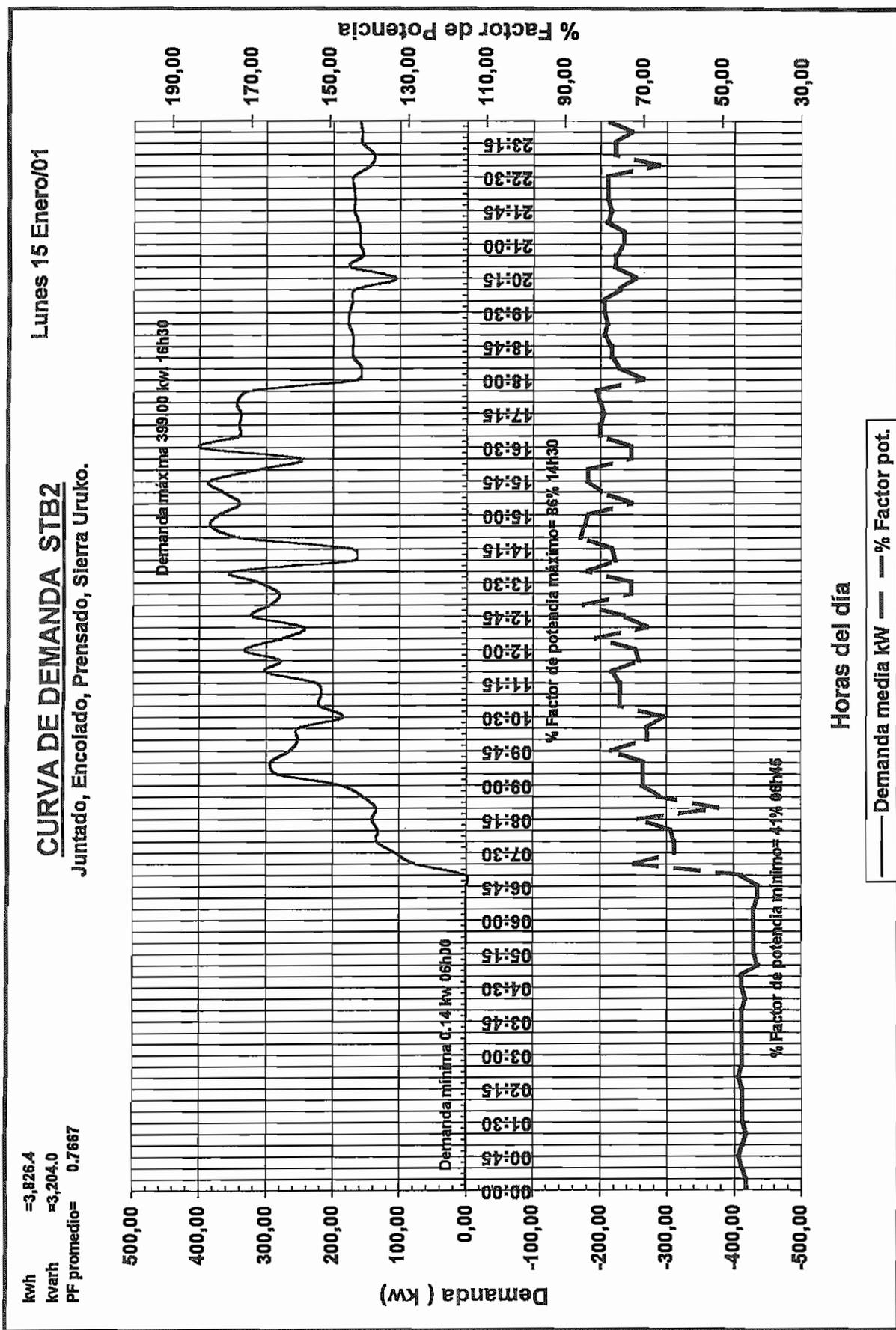


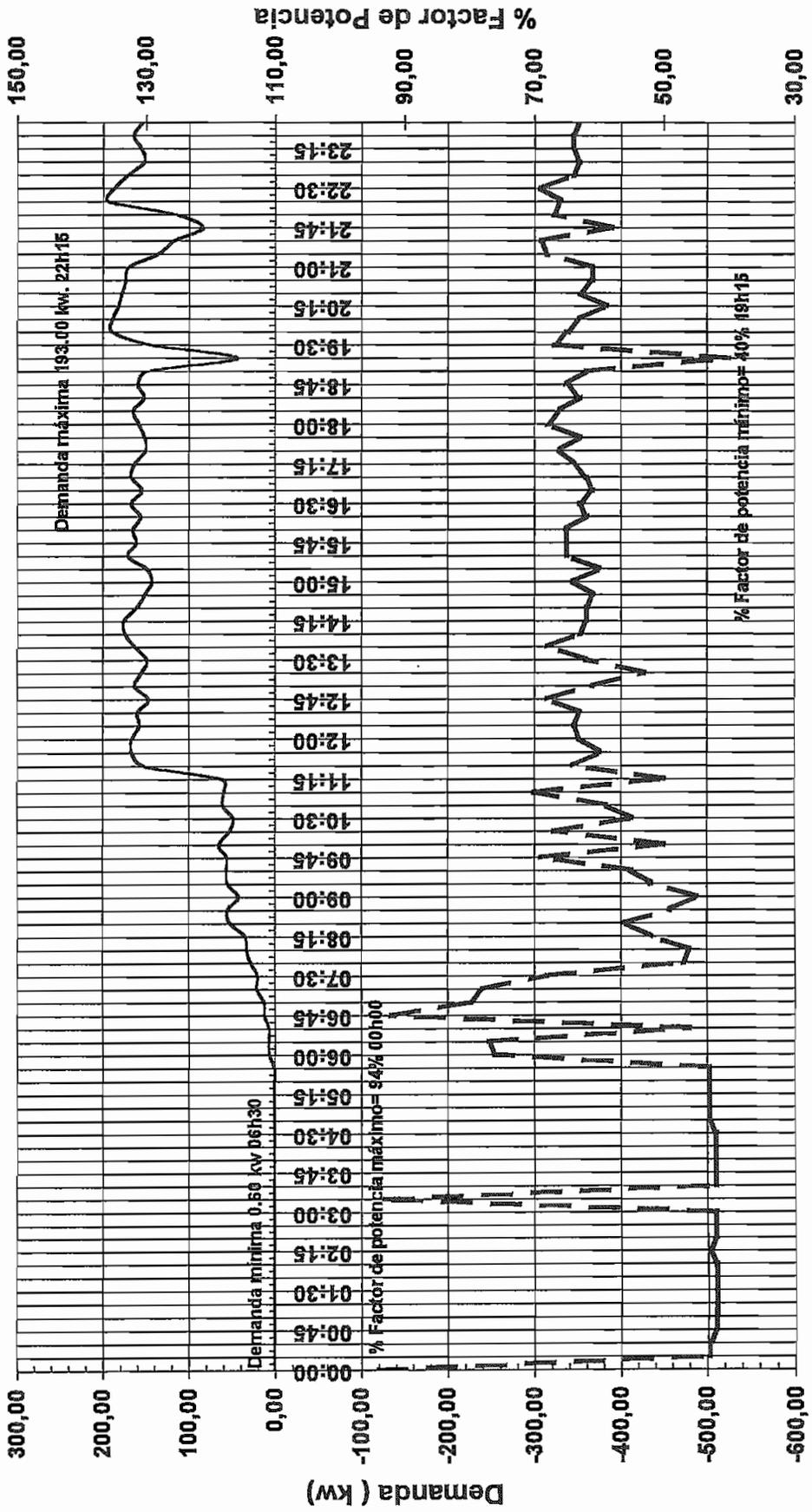
Figura 3.12 Curva Demanda bloque de carga STB2(Día Lunes)

Lunes 15 de Enero/01

CURVA DE DEMANDA STB3

Secadero No.1, Secadero No.2, Línea de terminado.

kwh = 2,217.30
 kvarh = 2,744.70
 PF promedio = 0.6284



Horas del día

— Demanda media kw - - - % Factor pot.

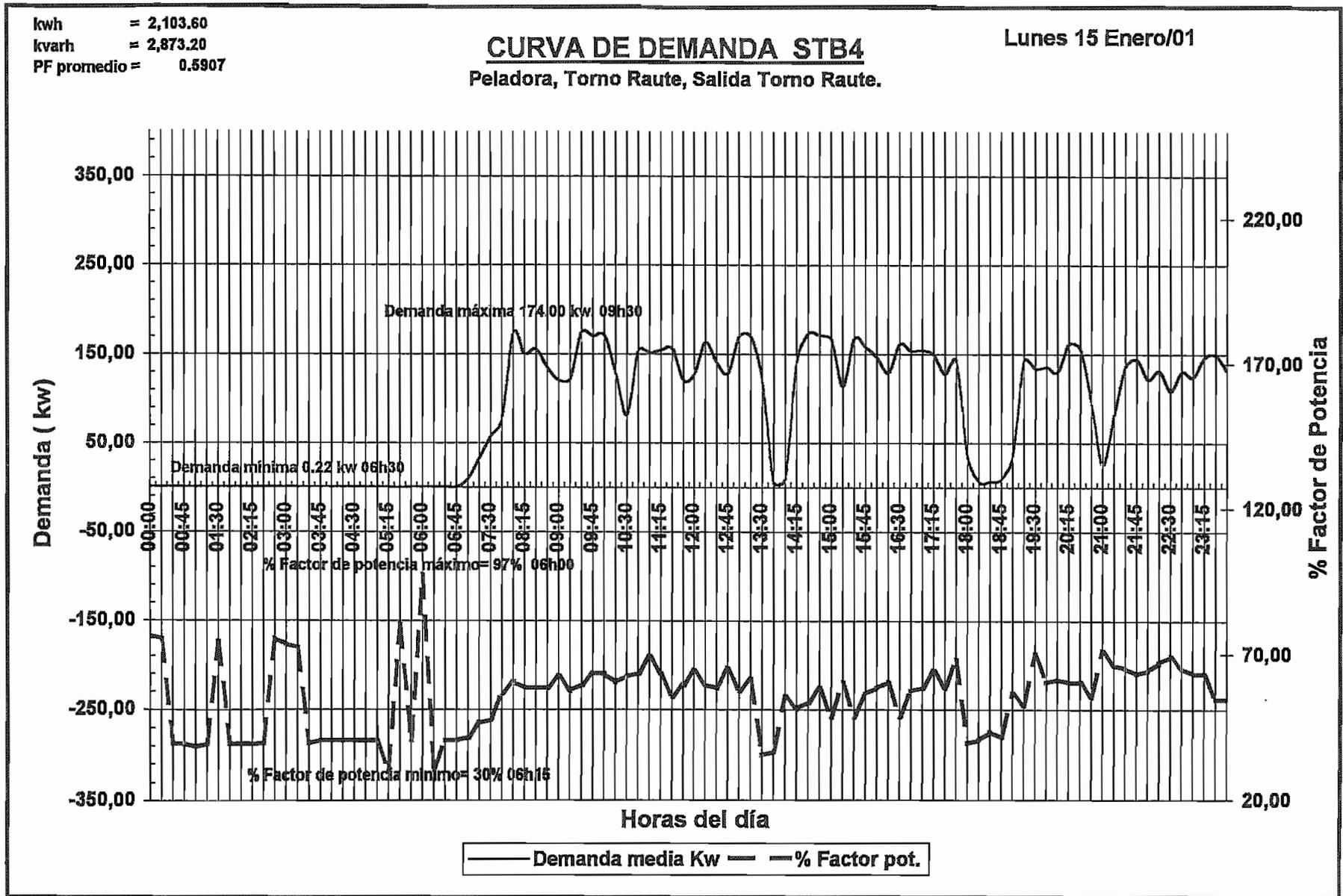


Figura 3.14 Curva Demanda bloque de carga STB4(Día Lunes)

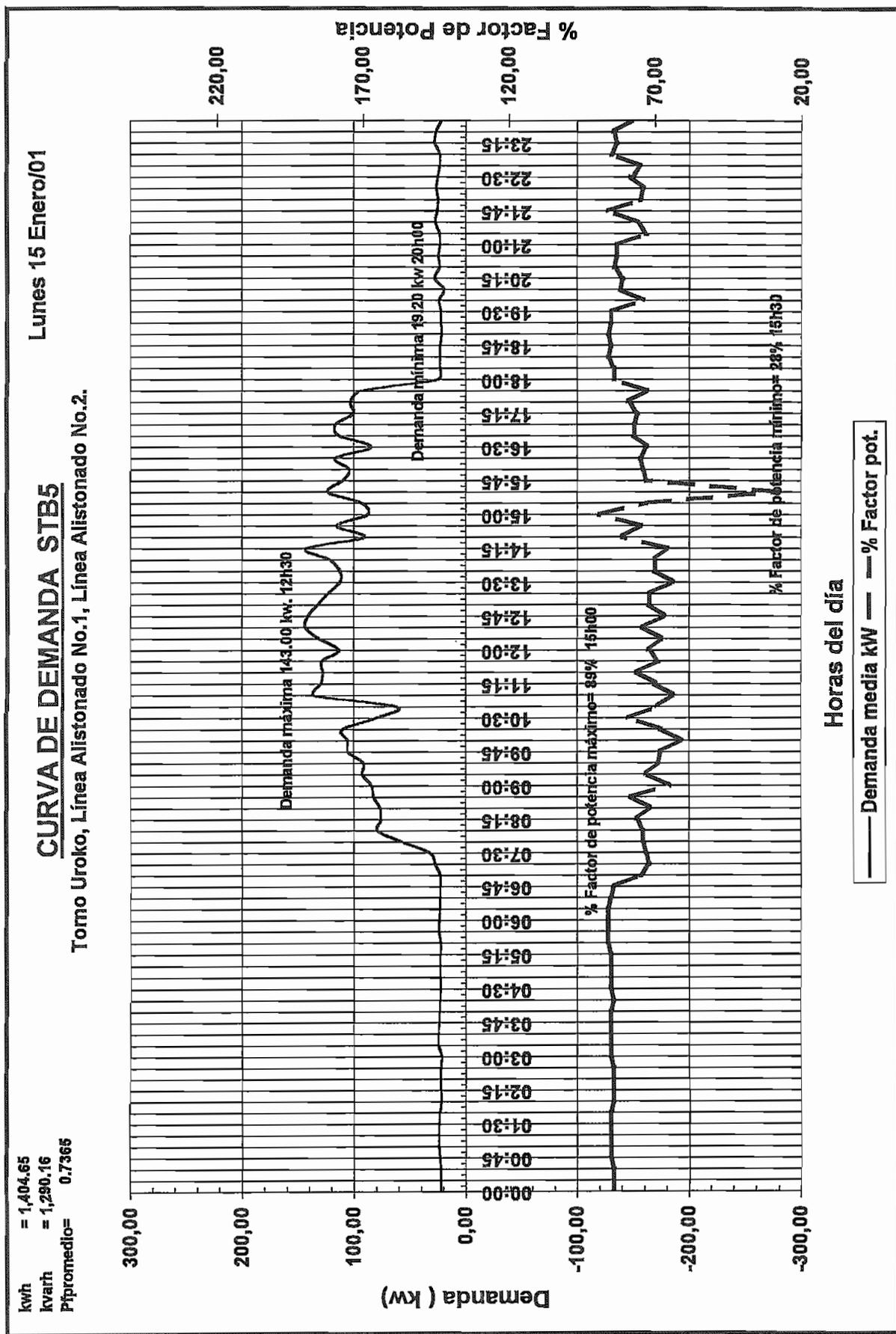


Figura 3.15 Curva Demanda bloque de carga STB5(Día Lunes)

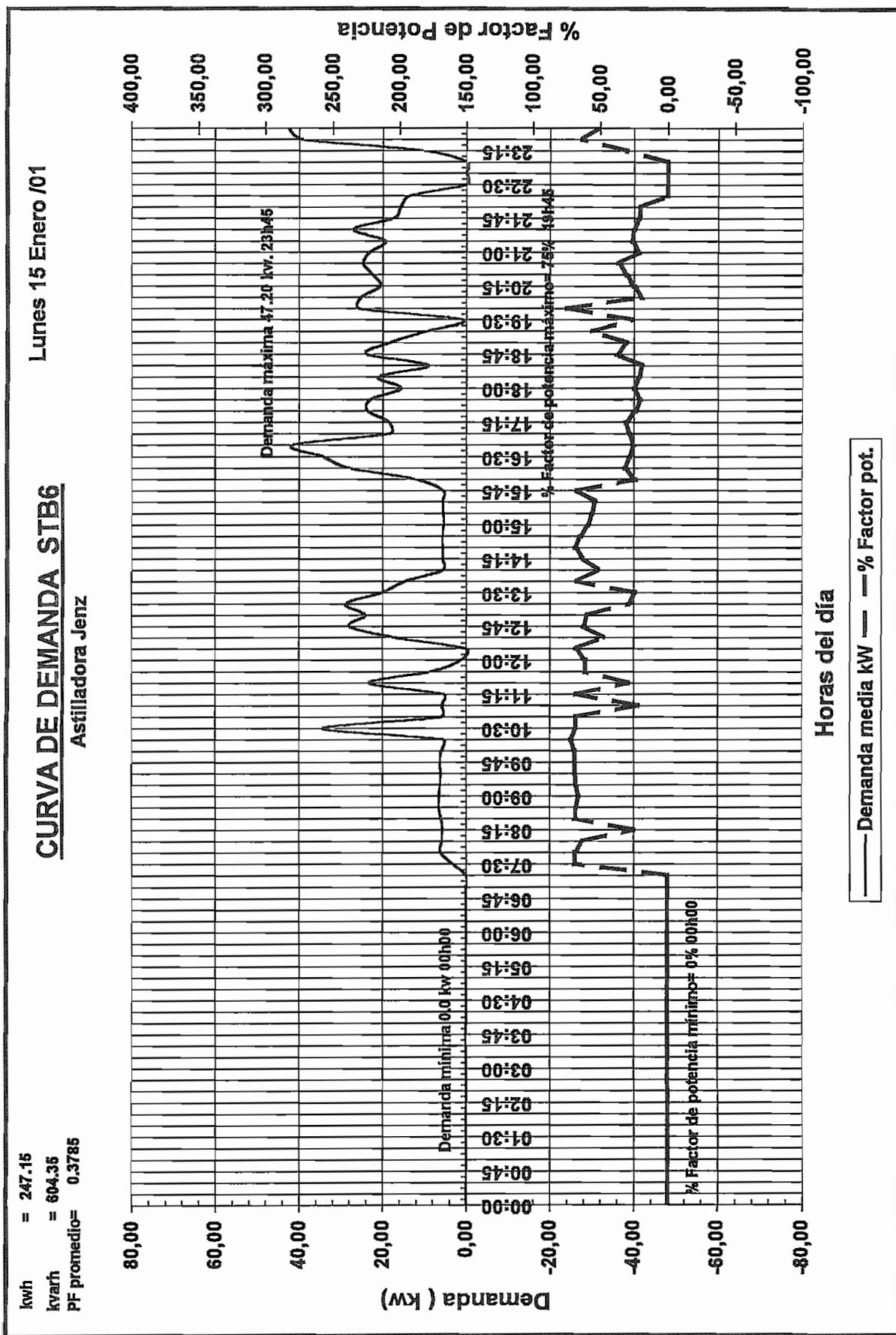


Figura 3.16 Curva Demanda bloque de carga STB6(Día Lunes)

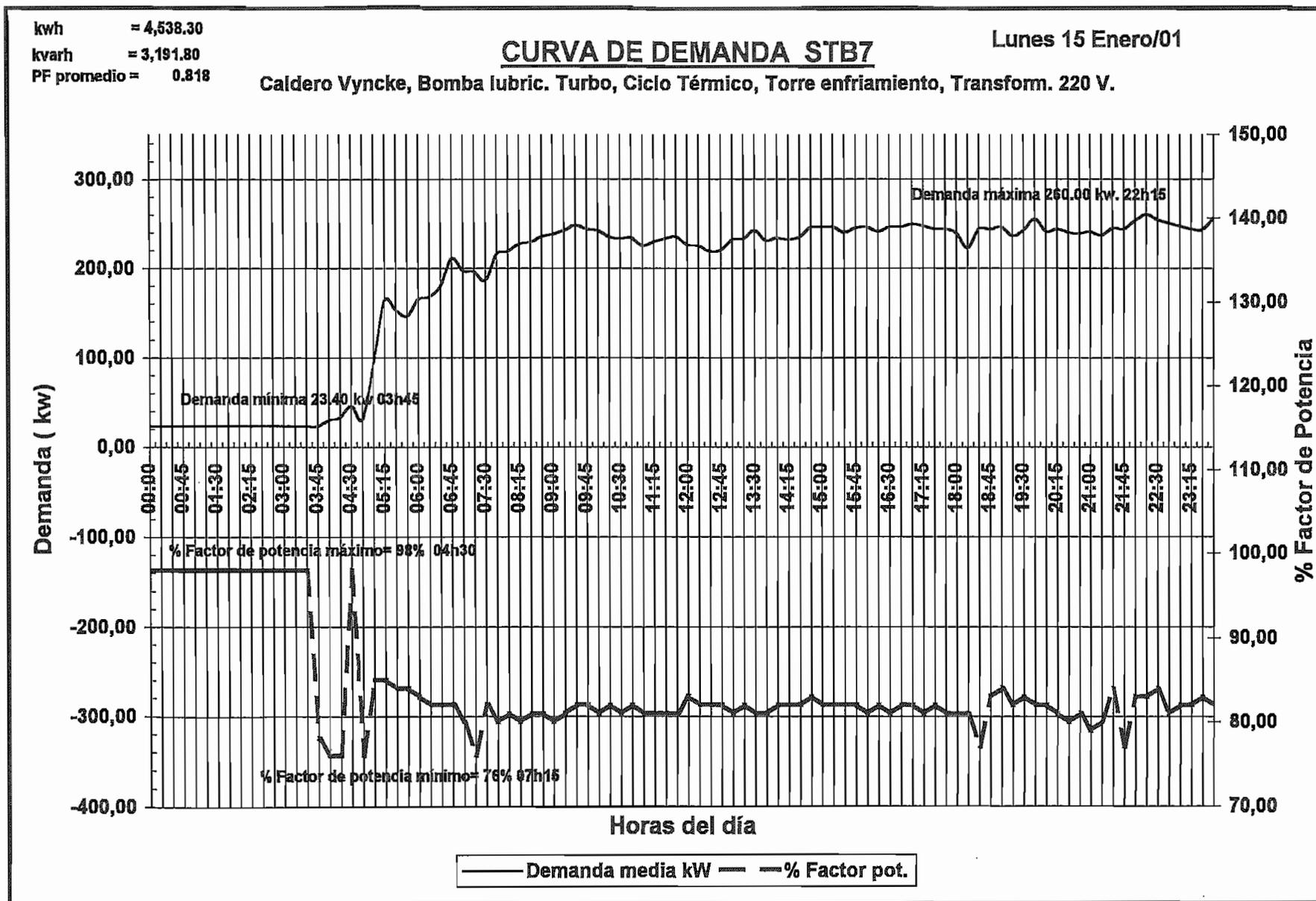


Figura 3.17 Curva Demanda bloque de carga STB7(Día Lunes)

3.3 MONITOREO DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LA FABRICA ENDESA.

3.3.1 ANALISIS ESTADISTICO.

A partir del mes de enero de 1996 se termina el montaje de la nueva línea de producción, y comienza a funcionar a plena capacidad, después de pasar los periodos de pruebas correspondientes y puesta en marcha, mientras que el sistema de cogeneración comenzó a aportar energía al sistema interno desde julio de 1995.

Según la tabla 3.5 los índices que muestran la relación de kWh por cada metro cúbico de producto son variables a lo largo de todos los meses de los ocho últimos años, debido a que la provisión de materia prima, calidad de la misma y demanda de producto terminado no han sido constantes, por tal razón se producen variaciones que determinan el comportamiento diferente de cada mes de producción.

Los índices de consumo de energía eléctrica por unidad de producto registrados anualmente desde 1994 hasta 2001 (Ver tabla 3.5, última columna) tienen sus valores más bajos durante los años 1999 y 2000, por lo que se deberían tomar como parámetros de referencia para ejecutar periodos de producción en el futuro. A partir de Enero de 1996 se aprecia un aumento en el consumo de energía y también de la producción, llegando a obtener un índice de 225.7 kWh / m³ ; el mismo que se incrementa a 230.90 kWh / m³ durante el año 1997. Luego se nota una disminución desde el año 1998 hasta el año 2000. El año 2001 tiene un índice de 215.95 kWh / m³ sin contar con los resultados de noviembre y diciembre, por lo que se espera obtener un valor similar al de los dos últimos años.

Realizando un análisis estadístico del comportamiento anual, antes de la instalación de los nuevos equipos y sistema de cogeneración, se aprecian índices menores que los obtenidos después de la puesta en marcha de los mismos, notándose un decremento a partir del año 1998.

En conclusión, los valores obtenidos en cada año nunca serán iguales o menores al obtenido en el año anterior debido a la gran variabilidad de la calidad y cantidad de materia prima, sin embargo los límites de variación deberán fluctuar entre 206

y 230 kWh / m³ , por lo que será importante a futuro tratar de obtener siempre un índice menor a 206 controlando y racionalizando el consumo de energía, especialmente cuando las máquinas y equipos no estén generando producción. Este objetivo es alcanzable ya que al comparar los índices correspondientes a 1994 (antes del proyecto) = 218 Kwh/m³ y 1999 (después del proyecto)= 206.23 kWh/m³, se aprecia una gran diferencia en lo que a volumen de producto final se refiere.

- Volumen ^{año 1994} =23,158.64 m³, y Volumen ^{año 1999} = 41,904.75 m³.

-La diferencia de índices en Kwh/m³ \Rightarrow 218 kWh/m³ - 206 kWh/m³ = 12 kWh/m³

-kWh adicionales para producir 41,904.74 m³. \Rightarrow 41,904.74 m³ x 12 kWh/m³ = 502,856.88 kwh.

-Los 502,856.88 kWh equivale al consumo de un mes, con demanda facturable= 950 kW. (Este valor se toma de registros históricos en Endesa).

-Valor planilla por este consumo:

Datos: kWh=U\$ 0.058267; kW Demanda fact.=U\$ 4.244

(Ver forma de calculo en tabla 3.7).

-Posible ahorro anual = U\$ 42,850.49

-En caso se haya podido mantener el índice anual de 206 kWh//m³ desde el año 1995 (fecha en que arrancó el sistema de cogeneración y a la vez implementación de nueva maquinaria de producción)

- Diferencia = 6 años

- Posible ahorro en 6 años = U\$ 257,100

3.3.2 PROCEDIMIENTO DE MEDICION DE LA EFICIENCIA ENERGETICA.

Tomando como referencia el diagrama unifilar descrito en el plano 3.2 se ha planificado ampliar la instalación de analizadores de energía que se ubicarán en los bloques de carga: STB1 al STB7, y que monitorearán los parámetros eléctricos de las acometidas aguas abajo, correspondientes a los subtableros ST1 al ST16.

De esta manera se obtendrán los datos necesarios en tiempo real, para agruparlos por centros de costos y obtener valores tales como consumos y demandas sectorizadas que permitan hacer seguimientos y comparaciones

1994	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septbre.	Octubre	Novbre.	Diciembre	Total
Energía Consumida kWh	332000,00	410432,00	430080,00	466224,00	404776,00	465880,00	431232,00	392392,00	440152,00	438720,00	454560,00	404808,00	5071256,00
Producción m³ tableros contrach.	1928,41	1938,55	2187,73	1840,96	2010,28	1978,84	1890,04	1949,24	1806,16	2112,69	1840,38	1675,36	23158,64
Relación Energía kWh/m³ producto	172,16	211,72	196,59	253,25	201,35	235,43	228,16	201,31	243,69	207,66	246,99	241,62	218,98
1995													
Energía Consumida kWh	405736,00	452200,00	443312,00	353008,00	457240,00	477120,00	439760,00	513000,00	509600,00	518320,00	482640,00	406000,00	5457936,00
Producción m³ tableros contrach.	2220,90	2442,56	2606,16	1754,19	2149,37	2123,21	2203,77	2106,38	2114,87	2319,67	2149,58	1756,94	25947,60
Relación Energía kWh/m³ producto	182,69	185,13	170,10	201,24	212,73	224,72	199,55	243,55	240,96	223,45	224,53	231,08	210,34
1996													
Energía Consumida kWh	452715,00	400044,00	558558,00	578971,00	575700,00	621992,00	639506,00	699390,00	777002,00	668291,00	736062,00	580665,00	7288896,00
Producción m³ tableros contrach.	2336,30	2398,72	2414,68	2631,02	2851,04	2563,52	2660,60	3055,20	3014,56	2943,48	2838,61	2587,06	32294,79
Relación Energía kWh/m³ producto	193,77	166,77	231,32	220,06	201,93	242,63	240,36	228,92	257,75	227,04	259,30	224,44	225,70
1997													
Energía Consumida kWh	695012,00	656890,00	596105,00	864083,00	682856,00	744940,00	749686,00	679043,00	739691,00	755803,00	649023,00	651983,00	8465115,00
Producción m³ tableros contrach.	3089,81	2846,02	2929,79	3078,58	3250,73	3213,11	3260,37	3031,13	3347,92	3383,80	2959,99	2270,64	36661,89
Relación Energía kWh/m³ producto	224,94	230,81	203,46	280,68	210,06	231,84	229,94	224,02	220,94	223,36	219,27	287,13	230,90
1998													
Energía Consumida kWh	608185,00	717032,00	703699,00	747715,00	797834,00	781833,00	853415,00	698973,00	712677,00	555298,00	618792,00	686511,00	8481964,00
Producción m³ tableros contrach.	3290,90	3164,25	3565,41	3494,77	3223,36	3289,15	3515,24	3094,06	3104,30	2706,02	2679,26	2880,41	38007,13
Relación Energía kWh/m³ producto	184,81	226,60	197,37	213,95	247,52	237,70	242,78	225,91	229,58	205,21	230,96	238,33	223,17
1999													
Energía Consumida kWh	598154,00	602141,00	668310,00	722245,00	745280,00	809910,00	695141,00	758178,00	775089,00	736674,00	717797,00	813226,00	8642145,00
Producción m³ tableros contrach.	3113,27	3077,92	3344,07	3415,19	3847,71	4101,67	3939,17	3134,14	3129,80	3588,34	3213,06	4000,41	41904,75
Relación Energía kWh/m³ producto	192,13	195,63	199,85	211,48	193,69	197,46	176,47	241,91	247,65	205,30	223,40	203,28	206,23
2000													
Energía Consumida kWh	725978,00	853591,00	738144,00	712493,00	754756,00	754328,00	738607,00	795097,00	745623,00	763266,00	740577,00	664993,00	8987453,00
Producción m³ tableros contrach.	3658,42	3447,30	4005,39	3442,30	3865,29	4016,50	3747,17	3758,41	3038,58	3754,98	3574,08	3138,08	43446,50
Relación Energía kWh/m³ producto	198,44	247,61	184,29	206,98	195,27	187,81	197,11	211,55	245,39	203,27	207,21	211,91	206,86
2001													
Energía Consumida kWh	729958,00	826463,00	708567,00	780551,00	747347,00	791212,00	832413,00	833568,00	815360,00	692286,00	0,00	0,00	7757725,00
Producción m³ tableros contrach.	3696,76	3526,82	3625,00	3397,75	3595,67	3606,03	3745,05	4109,76	3206,62	3413,71	0,00	0,00	35923,17
Relación Energía kWh/m³ producto	197,46	234,34	195,47	229,73	207,85	219,41	222,27	202,83	254,27	202,80			215,95

Tabla 3.5 Análisis consumo de energía Vs. Producción de tableros

3.4 MEJORA DE LA EFICIENCIA GENERAL DEL SISTEMA

Una de las mejoras planteadas hacia el futuro, es la implementación de un sistema que permita el secamiento del combustible húmedo, mediante la utilización del calor remanente que todavía es recuperable y que sale por la chimenea de la caldera 2. Ver figura 3.18

Según el valor de la temperatura de salida de los gases calientes después de la caldera de recuperación descrita en el numeral 3.1.2.2, $T_2 = 200^\circ\text{C}$, es posible obtener energía calorífica para utilizarla en el presecamiento de los desperdicios que contienen alto grado de humedad y que no permiten aumentar la eficiencia o rendimiento actual de la caldera 2.

Haciendo referencia a la tabla 2.3, hoja 29; ítems 2 y 3 (Aserradero) e ítem 4 (Descortezado), se seleccionan los combustibles que tienen mayor grado de humedad y que posibilitan su presecamiento, en base a la disposición actual de equipos, antes de ingresar a los silos de recolección general, ubicados junto al hogar de las calderas.

El porcentaje de humedad de estos desperdicios actualmente es del 47.06% y 54.9% respectivamente, aspirando obtener un porcentaje de humedad de los mismos, equivalente a 25%, después del sistema de secado que se planifica implementar. Con estos datos se obtiene el nuevo valor de calor disponible anualmente en kcal., y cuyos resultados se muestran de manera resumida en la tabla 3.6

Item	Proceso de	Humedad	Humedad	Peso	Poder calorífico	Calor disponible
Del	Producción	antes	después	Kg	después	anual (después)
Proceso		X(%)	X(%)		Hu (kcal/kg)	kcal x 10 ⁶
1	Trozas deformes	47.06	47.06	1,908,000	2,100	4,006.80
2 y 3	Aserradero	47.06	25.00	2,901,600	3,225	9,357.66
2 y 3	Corteza Aserradero	54.90	54.90	2,438,400	1,700	4,145.28
4	Descortezado	54.90	25.00	6,764,000	3,225	21,813.90
5	Chapa Verde	47.06	47.06	2,862,400	2,100	6,011.04
5	Recuperación	13.73	13.73	212,850	3,800	808.83
6 y 7	Juntado	13.73	13.73	4,635,950	3,800	17,616.61
8	Corte tableros	13.73	13.73	1,503,700	3,800	5,714.06
9	Lijado	13.73	13.73	1,032,900	3,800	3,925.02
13	Alistonado	13.73	13.73	4,607,500	3,800	17,508.50
11	Laminado Verde	47.06	47.06	1,379,400	2,100	2,896.74
12	Laminado Seco	13.73	13.73	1,378,800	3,800	5,239.44
Total				31,625,500		99,043.88

Tabla 3.6 Nueva auditoria de combustibles disponibles.

- 1.- Energía disponible por cada hora = $(99,043.88 \times 10^6 \text{ kcal}) / (7,440 \text{ h}) = 13.312349 \times 10^6 \text{ kcal/h}$.
- 2.- Aumento en la energía disponible = $13,312,349 \text{ kcal/h} - 11,487,161.29 \text{ kcal/h} = 1,825,187.71 \text{ kcal/h}$; equivalente a = 15.88 % adicional.
- 3.- Flujo calorífico utilizado en la caldera 1 = 3,374,400 kcal/h (Hoja 55, ítem 10.4)
- 4.- Nuevo flujo calorífico disponible para la caldera 2 (nueva) al 80.916% de eficiencia = $(13,312,349 \text{ kcal/h} - 3,374,400 \text{ kcal/h}) \times 0.80916 = 8,041,390.81 \text{ (kcal/h)}$.
- 5.- Conversión de (kcal/h) a (kg de vapor/h) para la caldera 2 (Según numeral 2.2.6.1), ítem 10.11 $m = 14,554.32 \text{ kg. vapor / h}$
- 6.- Vapor total disponible en generación de calderas = 4,905 kg/h (caldera 1) + 14,554.32 kg/h (caldera 2) = 19,459.32 kg/h.
- 7.- Vapor disponible para generación eléctrica = 19,459.32 kg/h - 8,790 kg/h (vapor para proceso) = 10,669.32 kg vapor/h.

Para generar 1,089 kw en bornes del turbogenerador se necesitan 7,996 kg de vapor /h (hoja 88 y 89), y con la mejora obtenida se dispone de 10,669.32 kg vapor /h, lo que significa que existe una diferencia a favor de 2,673.32 kg. de vapor /h, que se traduce en:

- a.- Mayor cantidad de vapor utilizable a la presión nominal, para absorber picos de carga en los procesos productivos, sin afectar la generación eléctrica.
- b.- Disponibilidad de vapor tanto en cantidad como en calidad, ya que al obtener vapor adicional a partir de un combustible con poder calorífico más estable, se lograría mantener a la central de cogeneración con una curva de carga base más uniforme y sin variaciones bruscas. Actualmente estas variaciones provocan cambios frecuentes en la alimentación de energía de la EEQ., obligándola a veces a tomar toda la carga del bus interno de la planta, según se expone en las gráficas del numeral 3.2.
- c.- Posibilidad de tener excedentes uniformes y continuos en la producción de energía eléctrica para ser vendida a la empresa suministradora.
- d.- Si la cantidad de vapor adicional permite aumentar la carga en los procesos, se puede pensar en instalar turbinas pequeñas que accionen bombas, ventiladores etc., liberando la utilización de motores eléctricos, y cuya energía quedaría disponible para aumentar la venta a la EEQ.

e.- Disminución radical de la demanda máxima que factura la EEQ., y posibilidad de mantenerla controlada a los valores más bajo posibles.

f.- Mayor cantidad de combustible disponible especialmente para utilizarlo durante los fines de semana, días domingos, en que normalmente los procesos productivos están parados y la generación eléctrica requiere seguir entregando energía a la EEQ.

Es importante mencionar que los días domingos el sistema de generación eléctrica trabajará solamente 12 horas, ya que la otra mitad de tiempo se emplea en realizar el mantenimiento a las diferentes unidades que integran el sistema de cogeneración.

En base a estos planteamientos y al dato de los kWh tomados de una semana típica de generación (Ver numeral 3.2), se obtiene el valor de la demanda media.

$$\text{Demanda media} = \frac{\text{kWh generados (semana típica)}}{(6 \times 24 + 12) \text{ horas}} = \frac{135,065 (\text{kWh})}{156 \text{ h}} = 865.8 \text{ kW}$$

Con la mejora de la calidad del combustible se aspira a tener una generación continua de electricidad, en base a una Demanda media de 1,000 kW, por lo que:
 $\text{kWh generados (semana típica)} = 1,000 (\text{kW}) \times 156 \text{ h} = 156,000 (\text{kWh})$

Ahorro de energía comprada cada mes.

8.- Consumo: $4.33(\text{semanas / mes}) \times (156,000 \text{ kWh} - 135,065 \text{ kWh}) = 90,648.5 \text{ kWh / mes}$

9.- Endesa paga U\$= 4.2444 por cada kW de Demanda facturable (fecha: 25/10/2001)

10.- Endesa registra la mínima demanda facturable = 1,254 kW (Medidor EEQ.)

11.- Disminución del valor de la Demanda facturable registrada por la EEQ, en relación al aumento de la demanda media que se produce en el generador de Endesa, al pasar de 865.8 kW a 1,000 kw. Ahorro en demanda facturable = $1,000 \text{ kW} - 865.8 \text{ kW} = 134.2 \text{ kW}$.

12.- Facturación: Se procede a realizar la facturación con los datos obtenidos, para conocer el valor total que implica el ahorro, al aumentar la generación eléctrica, manteniendo una demanda media de 1,000 kW.

FACTURA MENSUAL DE CONSUMO GRANDES CLIENTES			
Tarifa: Industrial Demanda con registro horario			
Conceptos	Valor medido	Valor Unitario	Valor Total
Consumo kWh	95,488.00	0.058267	5,563.80
Demanda Kw	134.20	4.2444	569.59
Comercialización			0.60
Subtotal Servicio Eléctrico			6,133.99
Tasa alumbrado público		7%	429.37
Impuesto Bomberos			0.24
FERUM		10%	613.39
Tasa recolección basura		10%	613.39
Subtotal valores de terceros			1,656.39
TOTAL FACTURA			7,790.38

Tabla 3.7 Facturación del ahorro de energía

13.- Valor de la cámara y equipos necesarios para presecar combustibles húmedos.

Peso total de material a secar = 1,299.14 kg/h.

Poder calorífico de combustibles. Tabla 3.6 items (2 y 3) Aserradero y 4 Descortezado = 3,225 kcal x kg.

Diferencia adicional de poder calorífico obtenido = $13.579.4 \times 10^6$ kcal.

Valor Equipo e instalaciones = U.S.\$ 130,000

14.- Tiempo retorno inversión: = U.S. \$ 130,000 / (U.S. \$ 7,790.38/ mes) = 16.68 meses.

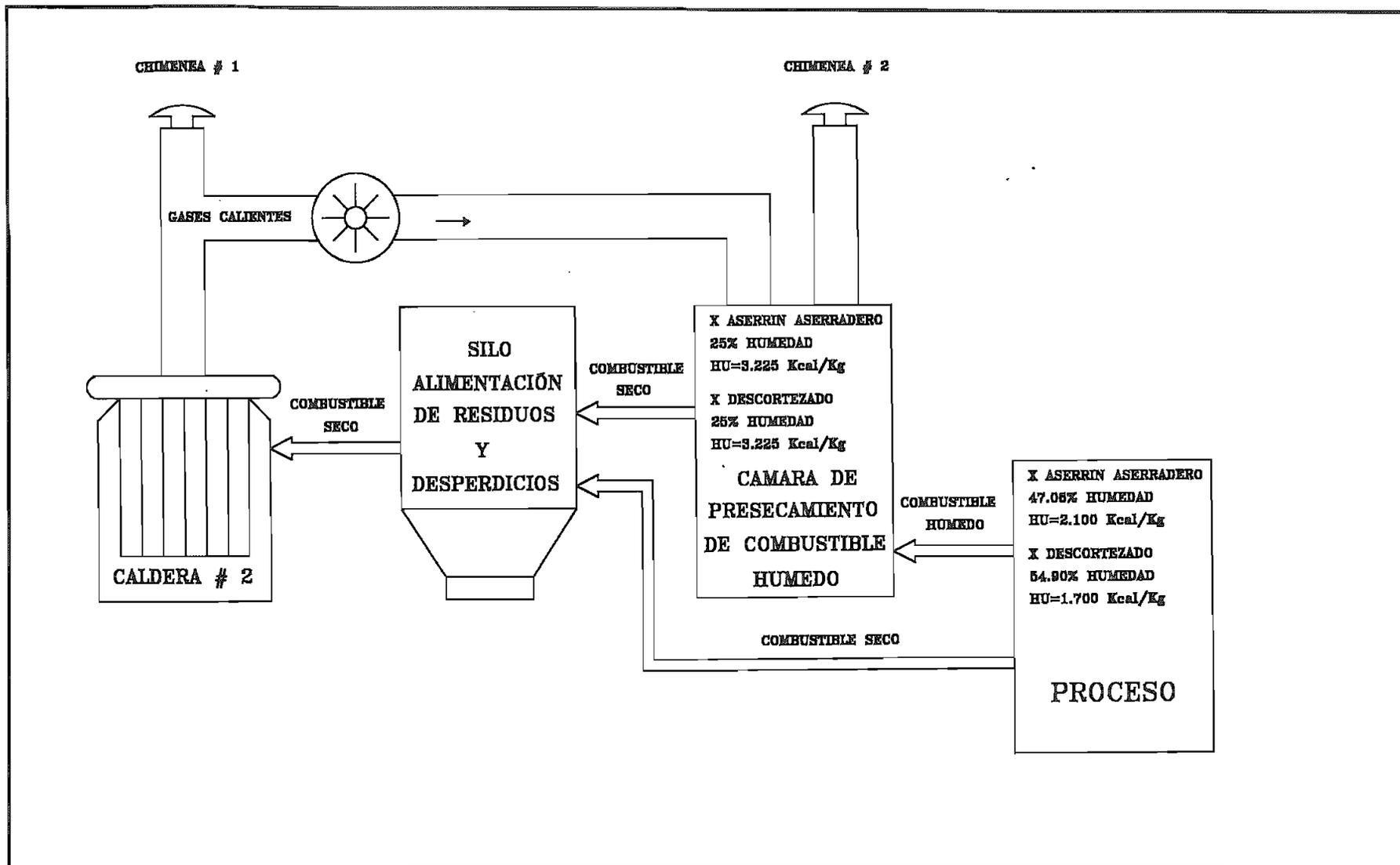


Figura 3.18 Layout del sistema de presecamiento de combustible húmedo.

CAPITULO IV

OPERACIÓN EN PARALELO CON LA RED PUBLICA

4.1 SISTEMA DE PROTECCIONES

4.1.1 CONDICIONES DE OPERACIÓN Y RESTRICCIONES.

Las condiciones de operación normales se basan en el funcionamiento en paralelo del turbogenerador con la Empresa Eléctrica Quito.

Dependiendo de la calidad del combustible, en ciertos intervalos el turbogenerador toma hasta el 90% de la carga total, actuando en forma variable y tomando la carga base, mientras que la Empresa Eléctrica absorbe el complemento de la demanda.

Según el diagrama unifilar expuesto en el plano 4.1; se aprecian 3 fuentes con sus respectivas protecciones y aparatos de medición, que pueden aportar energía al Bus general interno de la planta. Estas fuentes están descritas como:

-Bloque TBP1¹ correspondiente al grupo electrógeno diesel de P= 1,250 kVA, 1,000 kW, 440V, 60Hz, Fp= 0.8, n=1,800 rpm, clase de servicio = PRIME

-Bloque TBP2 del turbogenerador cuya P= 1,562.5 kVA, 1,250 kW, 440V, 60 Hz, Fp= 0.8, n=1,800 rpm.

-Bloque TBP3 que pertenece a la cámara de transformación de la EEQSA. Está conformado por 2 transformadores conectados en paralelo: 1,000 kVA cada uno, 22.8 kV/440V, 60 Hz, conexión DY5

Además, consta de dos módulos TBM1 y TBM2 de distribución para 8 salidas de carga y 2 para banco de capacitores.

a. La Empresa de suministro público. Anexo 2 (Plano 4.5)

La energía proveniente de la red pública es la primera opción que ha tenido esta empresa para mantener en funcionamiento su proceso productivo y así mantenerse vigente con sus productos dentro del mercado.

¹ Los códigos incluidos en esta descripción se definen en planos del Anexo #: 2

Antes de iniciar el proyecto de cogeneración, era la fuente más importante de alimentación de energía, apoyándose con grupos electrógenos para casos de emergencia, obteniéndose de éste modo continuidad en la operación interna de la planta.

Para el caso actual, la Empresa eléctrica debe estar dispuesta en cualquier momento a suministrar energía para el total de la demanda, ya que no se sabe con seguridad el comportamiento futuro inmediato que va a tener el turbogenerador, a pesar de que se prevé, una etapa de preselección de combustibles para que éste, atenúe al máximo las variaciones súbitas del suministro de energía a la carga.

En resumen la operación normal de la fuente de la red pública será la de tomar los picos de carga, mientras que la carga base será de responsabilidad preferente del turbogenerador.

b. El turbogenerador. Anexo 2 (Plano 4.4)

Dado que el equipo de cogeneración debe trabajar siempre, debido a que la producción de desperdicios es generada por los procesos productivos en forma continua y siendo la única manera de consumirlos, produciendo vapor, se impone el modelo de autogeneración obligada, conectándose en paralelo con la red pública.

Para los días domingos, cuando la demanda no es grande ni demasiado exigente, se puede alimentar la carga solamente con el turbogenerador prescindiendo del aporte de la Empresa Eléctrica aunque se mantendrán sincronizados para mantener el respaldo de la EEQ, en caso se presenten problemas en el Sistema de Cogeneración.

Analizando el perfil de la demanda de una semana típica (Item 3.2), se observa que hay instantes cortos, y medianamente sostenidos (Hasta 60 minutos), en los cuales el turbogenerador entrega energía a la red pública debido a que durante los periodos de finalización de turnos o entrega de refrigerios, es necesario parar varias máquinas del proceso. (De especial interés de 19h00 a 20h00).

Hasta no tener un contrato preestablecido con la EEQ, se seguirá restringiendo la entrega de energía a ese sistema, mientras tanto será posible conseguir mayor capacidad de generación para la venta, a medida que se vayan cumpliendo las metas de los ahorros planificados internamente.

c. Grupo electrógeno diesel. Anexo 2 (Plano 4.3)

El generador del grupo diesel trabajará solamente cuando la energía de la Empresa eléctrica se interrumpa. Para tal caso, se conectará en paralelo con el turbogenerador tomando la carga base que se le asigne, y en el peor de los escenarios deberá funcionar sólo si es que no hay presencia al mismo tiempo de energía de la Empresa eléctrica (Mantenimiento o modificación de su sistema) y del turbogenerador (Avería, o falta de combustible).

La potencia del generador Diesel (1,000 kW), a la altura de Quito responde hasta un 85% de su capacidad, por lo que será difícil que tome toda la carga de la planta. Seleccionando para éste caso la alimentación de las cargas más prioritarias y dejando desconectadas aquellas que a pesar de ser importantes, no son gravitantes en el sistema productivo.

Es necesario anotar las **restricciones más importantes** a las que se ven sometidos los diferentes modelos de operación:

a. Condición de conexión en paralelo EEQ y Turbogenerador

El turbogenerador aporta la energía para suplir la carga base, pero su valor no es constante en relación al tiempo, debido a que el combustible utilizado en la caldera tiene un poder calorífico siempre variable. En este caso como ya se explicó anteriormente, la carga pico deberá tomarla la Empresa Eléctrica.

b. Condición de conexión en paralelo EEQ y Turbogenerador con bajo respaldo de energía térmica de la caldera.

Si el turbogenerador está aportando porcentajes de energía medianamente bajos, y se produce un corte en el suministro de la red pública, entonces toda la planta dejaría de funcionar, a no ser que el diseño de distribución de energía interno, contemple un sistema de despeje de bloques de carga, hasta que la demanda sea igual o menor que la capacidad que proporciona en ese instante el turbogenerador.

c. Condición de alimentación de energía solo del Turbogenerador.

Cuando el proceso productivo no requiere de todas las máquinas, se puede alimentar energía proveniente solo del turbogenerador, (casos especiales: días domingos en que no exista suministro de la EEQ). Se presenta el caso típico en que el combustible no respalda la generación de energía para mantener funcionando pocas máquinas, obligando a sincronizar el generador diesel y a

generar energía en condiciones desfavorables para el mismo ya que obligatoriamente la turbina debe seguir funcionando aunque sea con poca carga, debido a que no es factible parar y arrancarla constantemente. Este fenómeno causaría que la turbina se someta a ciclos continuos de enfriamiento (parada) y nuevamente de calentamiento (arranque), pudiendo ocasionar daños severos a la estructura externa y a los rodetes internos.

d. Condición de Suministro solo del turbogenerador. No hay aporte de la EEQ, ni del generador Diesel (Averiado).

A pesar del costo que representa realizar una selección de los combustibles que se alimentan a las calderas, el esfuerzo se recompensa al obtener presiones y flujos de vapor más constantes, que al final representan mayor estabilidad en la generación de energía. Funcionarán tantos equipos del proceso dependiendo de la capacidad de respaldo que ofrezca la caldera al turbogenerador.

e. Condición de compromiso: Entrega de energía sobrante a la red Pública.

Si se acuerda una entrega de energía sobrante no se puede concretar una cantidad constante ni un horario preestablecido, por lo que se acoge la perspectiva inmediata de instalar un sistema que elimine la humedad de los combustibles para dar mayor estabilidad en la generación de vapor, logrando de esta manera una producción estable y continua de electricidad que necesariamente será utilizada dentro de la planta industrial y cuyos excedentes podrán ser negociados con mayor confiabilidad.

4.1.2 FILOSOFIA DE LAS PROTECCIONES.

El sistema de Sincronización ENDESA-EEQSA está diseñado para operar en forma automática y manual, y poner en paralelo indistintamente a la empresa eléctrica, Turbogenerador y Planta diesel.

Para una operación confiable en estado estable y dinámico, se provee de un conjunto de relés de protección, garantizando que en un momento de falla, tanto en el lado de la Empresa eléctrica como en el lado de Endesa, los dos sistemas tengan la posibilidad de mantenerse funcionando aisladamente y puedan entrar en sincronismo en forma manual o automática, una vez despejada la falla, instalándose para ello un sistema automático de LOAD SHEDDING (Seccionamiento de carga), mediante una lógica de PLC.

Para garantizar una operación confiable en un estado de LOAD REJECTION (Rechazo de carga) de la turbina, se limita el flujo de potencia desde el Sistema Endesa a la Empresa Eléctrica hasta un valor máximo de 1,000 kW, dependiendo del respaldo de energía de las calderas y del combustible que se está combustionando.

El sistema de protecciones está diseñado para tener un respaldo en todas las zonas de protección y su calibración es tal que se tendrá una selectividad para una falla dada, de tal manera, que un problema a nivel de salida de carga, no interrumpa con el resto del sistema, que puede operar aisladamente. Los interruptores de potencia DRAWOUT ACBDI, ACBTU, ACBEE (Ver plano 4.1), disponen de una unidad de disparo MICRO VERSA TRIP programables, con todas las funciones de protecciones calibrables independientemente, que sirven de respaldo redundante a los relés de protecciones de cada unidad.

Para obtener una buena condición Estable de Operación (Dinámica y permanente) del sistema ENDESA, los relés de protección detectan y dan la orden de apertura de los disyuntores de potencia en menos de 2 ciclos, mientras que éstos abren en menos de 3 ciclos, logrando que el despeje de falla se lo realice en un tiempo aproximado a 5 ciclos. Además se dispone de un sistema de seccionamiento de cargas mediante una lógica de PLC, que abrirán los interruptores correspondientes en forma selectiva y alternativa en relación a la variable tiempo, permitiendo que puedan prevalecer aisladamente los dos sistemas interconectados eléctricamente frente a una falla en ambos lados de las dos áreas.

Para lograr una estabilidad dinámica de rechazo de carga se han calibrado los relés de sobrevelocidad de la turbina de vapor al 115% de su valor nominal (69Hz) y un tiempo de respuesta instantáneo.

El relé de potencia inversa del módulo TBP1 (Diesel) se ha calibrado en un valor aproximado a 5% de la potencia de generación (50 kW) y un tiempo de respuesta instantáneo.

Los relés de sobre/bajo voltaje están calibrados en +/- 105% Vn y un tiempo de respuesta mínimo de 2.5 segundos, ya que estos están diseñados para abrir fallas sostenidas y no transitorias.

Se ha procurado que la turbina se encuentre en buenas condiciones de operación mecánica, de tal forma que la potencia de vapor de entrada nunca sea menor que la potencia de generación de salida, evitando de esta manera problemas de motorización.

4.1.3 DESCRIPCION DE LAS PROTECCIONES.

Cada una de las fuentes tienen concentradas en sus respectivos paneles los interruptores de potencia (ACB) (air circuit breaker), conjuntamente con los relés de protecciones que se ha creído son los más necesarios e indispensables para operar en paralelo y dar las prestaciones de seguridad, confiabilidad y continuidad del servicio de energía dentro de la planta.

En el plano 4.1, se ha delimitado a cada uno de los paneles con líneas punteadas, para visualizar con precisión y poder ubicar a cada uno de sus componentes. Los bloques resultantes de esta división son los siguientes:

- Cámara de transformación EEQSA.
- TBM1 Y TBM2: Tableros master, control sincronización, y protección a tableros de distribución STB1.....STB7.
- TBP1: Panel de protección, maniobra y control de Planta diesel
- TBP2: Panel de protección, maniobra y control del turbogenerador
- TBP3: Panel de protección, maniobra y control de la Empresa eléctrica.

Se dará mayor énfasis al modelo del turbogenerador en paralelo con la red pública, ya que esta aplicación es la normalmente utilizada.

Cada uno de los interruptores empleados tienen la posibilidad de calibración de las corrientes de disparo para permitir una fácil coordinación de todas las protecciones del sistema.

4.1.3.1 Cámara de transformación. Anexo 2(Plano 4.5)

En la cámara de transformación se disponen en paralelo 2 transformadores de 1,000 kVA con sus respectivas protecciones en el lado de alta y baja tensión.

Cada transformador está protegido en el lado de baja tensión a través de los respectivos interruptores ACBE1 y ACBE2. Las calibraciones de estos interruptores es la siguiente:(Transformador 1= ACBE1, 1,600 A., regulación 1,000 A.; y Transformador 2= ACBE2; 1,600 A., regulación 1,000 A.).

En caso de que el ACBE1 o ACBE2 operen indistintamente, en forma automática abrirán al ACBEE.(plano 4.13-2D, y 4.13-4D), evitando de esta manera que un solo transformador tome toda la carga del Bus interno de la planta.

4.1.3.2 Módulo de distribución master TBM1 y TBM2 (Ver plano 4.2).

Están destinados a la distribución de la energía desde las barras principales hacia los distintos subtableros de distribución interna (Carga de Endesa), además contiene el control maestro de sincronización que sirve para poner en paralelo a las tres fuentes mencionadas.

Los interruptores que protegen los 7 módulos de carga están descritos en el plano 4.1 y sus características principales son las siguientes:

CB1: STB1	Frame 800 Amp	Reg = 800 A.
CB2: STB2	Frame 800 Amp	Reg = 800 A.
CB3: STB3	Frame 800 Amp	Reg = 500 A.
CB4: STB4	Frame 800 Amp	Reg = 600 A.
CB5: STB5	Frame 800 Amp	Reg = 500 A.
CB6: STB6	Frame 800 Amp	Reg = 200 A.
CB7: STB7	Frame 800 Amp	Reg = 600 A.

Los relés de protección del módulo Master y sincronización, que están conectados a las barras internas son:

Relé BE1-81: (plano 4.2, sección 14D) Con dos set point independientes. Primer set point = 59.7 Hz. Segundo set point = 59.4 Hz. Permite la protección de la interconexión eléctrica ENDESA-EEQSA., y la prevalescencia del sistema ENDESA, frente a una caída de frecuencia del sistema eléctrico de la red pública, que obligaría al sistema interno a realizar un seccionamiento automático de carga mediante la lógica del PLC Allen Bradley SLC500, sacando la carga en forma continua y selectiva de los disyuntores de distribución correspondientes a los distintos bloques en el orden siguiente: EEQSA-STB6-STB5-STB4-STB3-STB2-STB1.

La cantidad de bloques de carga que queden conectados dependerá de las condiciones del respaldo de potencia del vapor que tenga la turbina en ese instante.

La carga del bloque STB7 no se involucra dentro del programa de seccionamiento automático ya que abarca la alimentación de energía de las calderas, y equipos auxiliares que funcionan conjuntamente con el turbogenerador, siendo su función en última instancia la de autosoporte es decir la energía eléctrica generada es suministrada a las calderas y equipo adicional del ciclo térmico, mientras que el vapor generado por estas es suministrado al sistema de generación de electricidad. Este ciclo cerrado se rompe al momento en que el respaldo de vapor es mayor o menor que la demanda eléctrica. Si es mayor, se pueden conectar más bloques de carga, y si es menor el sistema de generación eléctrica dejaría de funcionar.

Relé BE1-27U: (Plano 4.2, Sección 15D): Relé de bajo voltaje de barras (Bus interno), que en el caso de paralelismo; monitorea el nivel de voltaje presente en el bus infinito (EEQSA), y que frente a una falla sostenida donde se note una disminución del nivel de tensión, el relé envía la orden de apertura al disyuntor de potencia de la Empresa Eléctrica ACBEE, ofreciendo la oportunidad de que el sistema ENDESA pueda prevalecer aisladamente.

4.1.3.3 TBP2: Panel de protección, maniobra y control del turbogenerador

Anexo 2 (Plano 4.4).

El módulo TBP2-TURBINA-COGENERACION, contiene al ACBTU, que servirá de protección de la acometida del turbogenerador mediante la utilización de un interruptor de potencia con extinción del arco en aire marca GE-AKR 3Px2,000 A., regulación 2,000 A., I_{CCRMS} simétrico = 85 kA, tipo DRAWOUT con mando motorizado.

A la vez este interruptor maniobra la conexión y desconexión individual del turbogenerador o maniobra la puesta en paralelo con el Bus general interno de la planta. Los relés de protección que están ubicados en este módulo operan directamente al ACBTU y son los siguientes:

Relé GPR-MGC1000 (46-49)(Plano 4.4, sección 17D): Relé de secuencia de fase, desbalance de corrientes y protección térmica en caso exista calentamiento de bobinas en el generador. Debido a que la secuencia de fases se la prueba al inicio de la instalación y puesta en marcha del equipo, este problema prácticamente no se da en el futuro, a no ser que el generador tenga que trasladarse a talleres

externos por mantenimiento o avería. La falla más frecuente es el desbalance de corrientes y el calentamiento de los bobinados del generador, ya que en una instalación industrial en funcionamiento existe la tendencia a incrementar cargas monofásicas sin revisar el respectivo balance de carga en las tres fases, y el calentamiento se produce por sobrecarga o por fallas en el sistema de mantenimiento preventivo.

Relé RPR (BE1-32)(Plano 4.4, sección 20 D): Relé de potencia inversa, permite el flujo de potencia desde el turbogenerador hacia el Bus general. Evita la motorización del generador, operando directamente sobre el ACBTU.

El relé de potencia inversa está calibrado al 3% de la potencia de generación (Aproximadamente = 40 kW), y un tiempo de respuesta instantáneo.

Relé diferencial (DFR) BE1-87: (Plano 4.4, sección 2D): Sirve para proteger a los bobinados del estator y a los contactos del disyuntor principal contra fallas internas mediante una calibración adecuada de la diferencia de corriente entre ambos puntos de medición.

Relé de falla a tierra: (NOCR): BE1-50/51-51N, (Plano 4.4, sección 9F): protege contra sobrecorrientes instantáneas, operando también de una manera inmediata cuando detecta excesivos valores de corriente, mediante la calibración de curvas de tiempo inverso, especialmente en el neutro del generador.

Los relés DFR y NOCR actúan directamente sobre el lock out del trip eléctrico LOR2(86E), (Plano 4.11, sección 10D), el mismo que activa la UVR del interruptor ACBTU, provocando el disparo instantáneo. Al mismo tiempo el LOR2(86E), conecta el lock out del trip mecánico LOR1(86M),(Plano 4.11, sección 10D) accionando la válvula de disparo y cierre automático en la alimentación de vapor a la turbina: Turbine Trip solenoid XCV300.2 (Plano 4.11, sección 8D).

En cambio el relé RPR (BE1-32), actúa directamente sobre la bobina de disparo UVR(Plano 4.11, sección 13D) del interruptor ACBTU, aislando al generador de las barras principales en caso de motorización.

Relés Lock Out mecánico (86M) y eléctrico (86E), sirven para detener instantáneamente a la turbina y abrir el interruptor ACBTU, respectivamente. Al poner en marcha nuevamente la unidad de turbogeneración será necesario resetear manualmente los mencionados lock outs.

4.1.3.4 TBP3: Panel de protección, maniobra y control de la Empresa Eléctrica.

Anexo 2 (Ver plano 4.5)

El módulo TBP3-EEQSA, está destinado a la protección y operación de la interconexión ENDESA-EEQSA, mediante un interruptor de potencia con extinción del arco en aire marca GE-AKR 3Px3200 amp., regulación 2200 amp, tipo DRAWOUT con mando motorizado.

Además del interruptor principal se hallan instalados:

Relé de potencia direccional: (RPR): BE1-32, (Plano: 4.5, sección 15D), que sirve para proteger a la turbina frente a un excesivo flujo de potencia hacia la EEQSA, especialmente para los casos en que existan fallas en el sistema de distribución externa o black-out total de la empresa suministradora.

Este relé permite el flujo de corriente desde la red publica hacia el Bus general interno sin ninguna restricción, pero opera cuando el flujo de corriente va en el sentido del Bus general interno hacia la red pública y excede el valor calibrado.

Relé de falla a tierra: (NOCR): BE1-50/51N, (Plano 4.5, sección 13D), cuya función es la de proteger a la interconexión ENDESA-EEQSA, frente a fallas a tierra en el lado de la Empresa eléctrica o en el lado de ENDESA, enviando la señal de disparo al interruptor ACBEE, aislando el circuito externo y a la vez permitiendo la continuidad del funcionamiento interno del turbogenerador.

Este relé de sobrecorriente, protege en las 2 direcciones el exceso de corriente (sobrecarga y cortocircuito). Hacia la planta cuando la Empresa Eléctrica suministra energía; y hacia la red pública cuando el turbogenerador entrega energía.

Relé 27/59: (Plano 4.5, sección 21D), monitorea el voltaje de línea de la Empresa Eléctrica, permitiendo una operación estable dentro del margen de seguridad preestablecido. Si la regulación de la tensión excede los valores límites calibrados, el relé opera y envía la orden de apertura al disyuntor ACBEE, quedando bloqueado hasta resetearlo manualmente, evitando de esta manera se produzca nuevamente el sincronismo automático en condiciones inaceptables en lo que a nivel de voltaje se refiere.

4.1.4 PROTECCIONES DEL SISTEMA DE TURBOGENERACION.

La generación eléctrica producida por el turbogenerador tiene una serie de seguridades que permiten una operación mas segura y confiable.

En la turbina se logra implementar un sistema de protecciones para evitar que el generador salga fuera de los límites de la velocidad sincrónica. El tacómetro digital Red Lion (4.11-17F), detecta cuando la turbina sale fuera de rango, e inmediatamente actúa sobre el lock out LOR2(86E), a través sus contactos RLOS (4.11-12C) (over speed) y RLLS(4.11-13C) (low speed). Siempre que actúa el lock out LOR2 (86E) (4.11-10D)(abre el interruptor ACBTU), también actúa el lock out LOR1 (86M) (4.10-15D) (Disparo y cierre de vapor instantáneo a la turbina).

Cuando la presión de vapor de la caldera disminuye a un valor menor de 23kg/cm^2 el relé de alarma y protección energiza al C1P (4.11-18D), y enciende la alarma a través de su contacto (NO) C1P (4.11-25C). Con la ayuda de esta alarma se puede administrar con mayor precisión la potencia que se debe generar cuando se tienen problemas en la producción de vapor. Si la presión desciende todavía mas, a un valor menor de 20.5 kg/cm^2 , el mismo relé de protección activa al C2P (4.11-20D), energizando al shunt trip de apertura del ACBTU, a través de su contacto (NO) (4.11- 17). De esta manera se evita que la turbina trabaje con presiones bajas, ocasionando posibles daños a los rodetes internos.

Debido a que la turbina tiene que trabajar conjuntamente con el condensador y éste a su vez con la torre de enfriamiento, se ha coordinado el sistema de protección respectivo. El condensador tiene 4 interruptores de nivel de agua condensada: 2 para sensor niveles altos (MMhlc) (4.10-20C) en paralelo con (hhICT) (4.10-21C) y 2 para detectar niveles bajos MMILC) (4.10-18C) en paralelo con (IILCT) (4.10-19C). Cuando se produce cualquiera de las fallas, sea de nivel alto o nivel bajo, los relés IILCT y hhLCT se activan y energizan el lock out mecánico LOR1 (86M) (4.10-15D). Para el caso de la torre de enfriamiento también se ha instalado un sensor de nivel bajo, el mismo que activa el relé IICTM (4.10-22D), y cuyo contacto se encuentra conectado en paralelo con los del condensador.

4.1.5 ANALISIS DE CORTOCIRCUITOS EN BARRAS DE ALIMENTACIÓN DE LA FABRICA ENDESA.

Con el fin de conocer las corrientes de cortocircuito que circularían por las barras de alimentación en 22.8kV, y en las barras internas de Endesa 0.440 kV, se realiza un estudio en forma general y sin carga del sistema que normalmente está trabajando, es decir el turbogenerador de Endesa en paralelo con la EEQ.

Este estudio sirve para ubicar valores de corrientes de cortocircuito en las condiciones mencionadas, y que apoyarán las decisiones en la selección de las protecciones a implementarse.

Los análisis de cortocircuito se realizan en los dos casos más frecuentes:

- a.- Falla trifásica en 22.8 kV., y 0.440kV
- b.- Falla Fase-tierra en 22.8 kV., y 0.440 kV.

Datos preliminares:

-Información de Empresa Eléctrica Quito en barras de 23 kV de S/E Epiclachima:

$$Z_1 = 0.12331 + j 2.51577 \Omega$$

$$Z_2 = 0.12209 + j 2.47699 \Omega$$

$$Z_0 = 0 + j 1.70867 \Omega$$

-Longitud del alimentador desde S/E Epiclachima a Endesa: 4 km. (estimado).

$$Z_1 = 0.3467 + j 0.4174 \Omega / \text{km.} = 1.3868 + j 1.6696 \Omega$$

$$Z_0 = 0.6797 + j 1.4328 \Omega / \text{km.} = 2.7188 + j 5.7312 \Omega$$

-Características de los transformadores de Endesa:

$$P_n = 1,000 \text{ kVA}; \text{ Conexión: } DY_n 5; V_p = 22,860 \text{ V}; V_s = 440 \text{ V.}$$

$$\text{Impedancias: } Z = 5.1 \% \text{ (T 1), } Z = 4.5 \% \text{ (T 2)}$$

-Características del generador de Endesa:

$$P_n = 1,563 \text{ kVA. } \quad V_n = 440 \text{ V. } \quad 1,800 \text{ r.p.m.}$$

$$\text{Valores asumidos}^1: X''_d = 14\% \quad X'_d = 23\% \quad X_o = 8\%$$

-Todos los valores serán transformados a % y potencia base 10 MVA($P_b=10$ MVA).

-Las impedancias base son: $Z_b = kV^2 / P_b$

$$\text{para } 23 \text{ kv} \Rightarrow Z_b = 52.90 \Omega; \quad \text{para } 0.44 \text{ kv} \Rightarrow Z_b = 0.0194 \Omega$$

Las impedancias en %, serán

¹ Westinghouse, Transmission and Distribution Electrical Reference Book, Copyright 1964, Pág. 189.

$$Z (\%) = Z (\Omega) / Z_b \times 100\%$$

-Transformando en %:

Impedancia del sistema:

$$Z_1 = (0.12331 + j 2.51577) \times 100 / 52.90 = 0.23 + j 4.76\%$$

$$Z_2 = (0.12209 + j 2.47699) \times 100 / 52.90 = 0.23 + j 4.68\%$$

$$Z_0 = (0 + j 1.70867) \times 100 / 52.90 = 0 + j 3.23\%$$

Impedancia del alimentador para 4 km de longitud:

$$Z_1 = [(0.3467 + j 0.4174) \times 100 / 52.90] \times 4 = [0.66 + j 0.79\%] \times 4 = 2.62 + j 3.16\%$$

$$Z_0 = [(0.6797 + j 1.4328) \times 100 / 52.90] \times 4 = [1.28 + j 2.71\%] \times 4 = 5.14 + j 10.83\%$$

Impedancias de los transformadores. Están en % en las bases propias, se tienen que cambiar a las bases del sistema.

-Potencia base transformador = 1 MVA Potencia base del sistema = 10 MVA

$$Z \text{ nuevo } (\%) = Z \text{ antiguo } (\%) \times [P_b (\text{nuevo}) / P_b (\text{antiguo})]$$

$$\text{Para T 1: } Z \text{ nuevo} = 5.1 \times 10 \text{ MVA} / 1 \text{ MVA} = 51\%$$

$$\text{Para T 2: } Z \text{ nuevo} = 4.5 \times 10 \text{ MVA} / 1 \text{ MVA} = 45\%$$

-Impedancia del Generador de Endesa: Los valores de X''_d , X'_d y X_o están dados en % en la base de potencia de la máquina (1,563 kVA). Se cambiará a la base de potencia del sistema, esto es 10 MVA.

$$X''_d (\text{nuevo}) = 14\% \times 10 \text{ MVA} / 1.563 \text{ MVA} = 89.57\%$$

$$X'_d (\text{nuevo}) = 23\% \times 10 \text{ MVA} / 1.563 \text{ MVA} = 147.15\%$$

$$X_o (\text{nuevo}) = 8\% \times 10 \text{ MVA} / 1.563 \text{ MVA} = 51.18\%$$

-Diagrama del sistema a estudiarse:

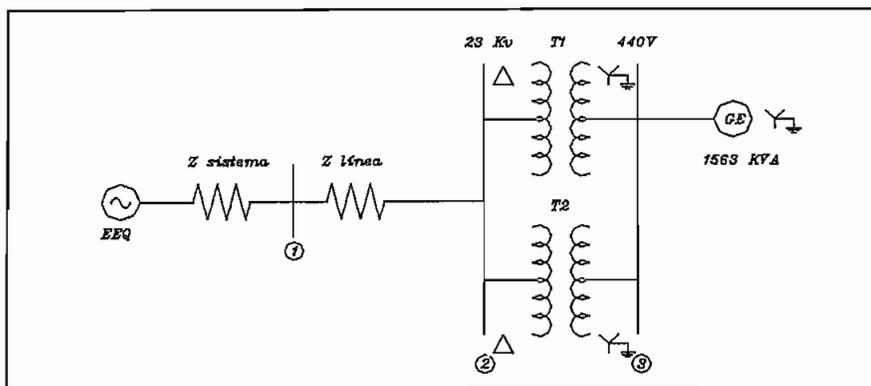


Figura 4.1

-Los diagramas de secuencias para el sistema:

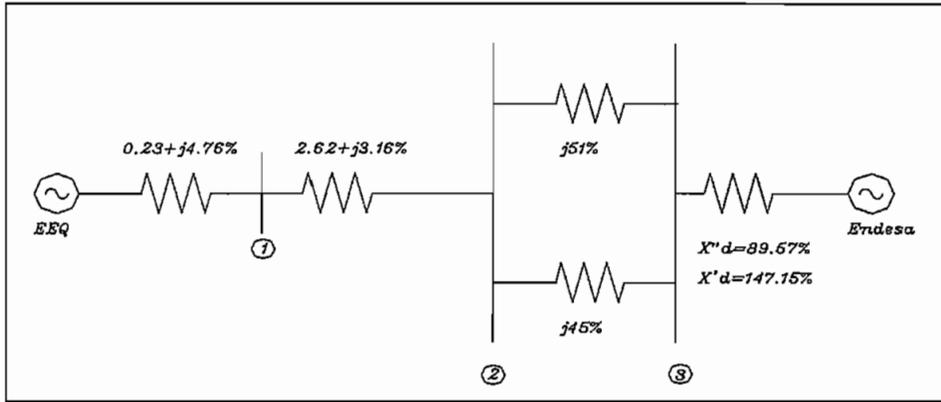


Figura 4.2

-El de secuencia negativa:

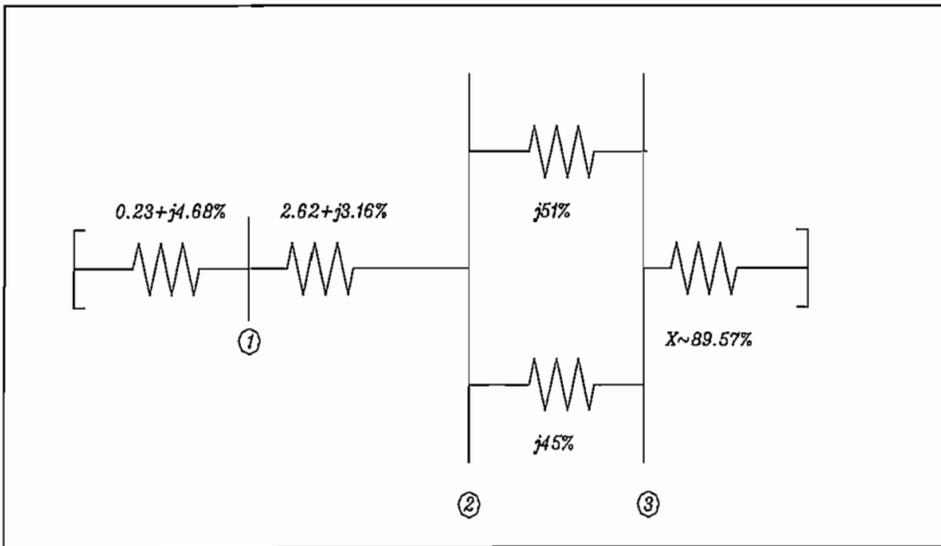


Figura 4.3

-El diagrama de secuencia cero:

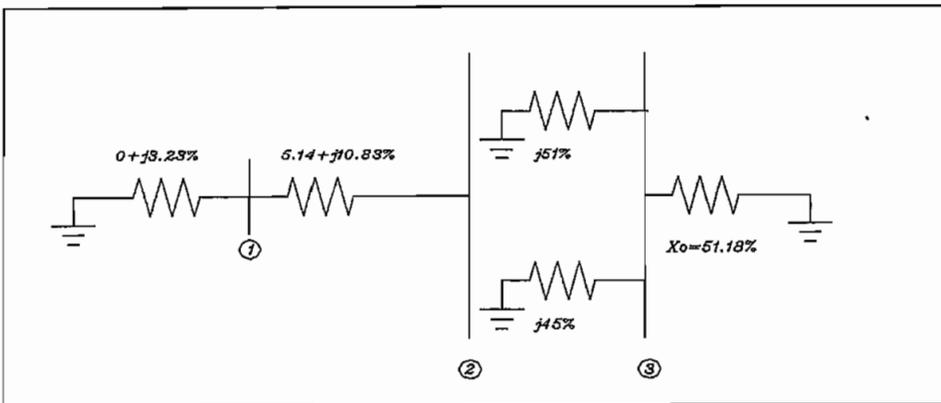


Figura 4.4

-Estudios de cortocircuito; Consideraciones:

Se asume que el sistema está en vacío (sin carga).

Los diagramas de secuencia positiva y negativa se asume que son iguales. Las diferencias en los gráficos analizados (sec. Positiva y sec. Negativa), se tiene en la Z_2 y Z_1 , del sistema que es del orden del 1.7% en el valor de la reactancia. Otra diferencia se tiene en las impedancias del Generador de Endesa, en el caso de que se analice el estado transitorio ($X'd$); esta diferencia es grande ($X'd = 147.15\%$ y $X_2 = 89.57\%$) pero los aportes de corrientes de falla del Generador son pequeños en comparación a los del sistema, de manera que se justifica asumir que el diagrama de secuencia positiva es igual al de secuencia negativa.

Cortocircuito en la barra (2) Endesa 23 KV.

El equivalente de secuencia positiva y negativa visto desde esta barra será:
Secuencia Positiva.

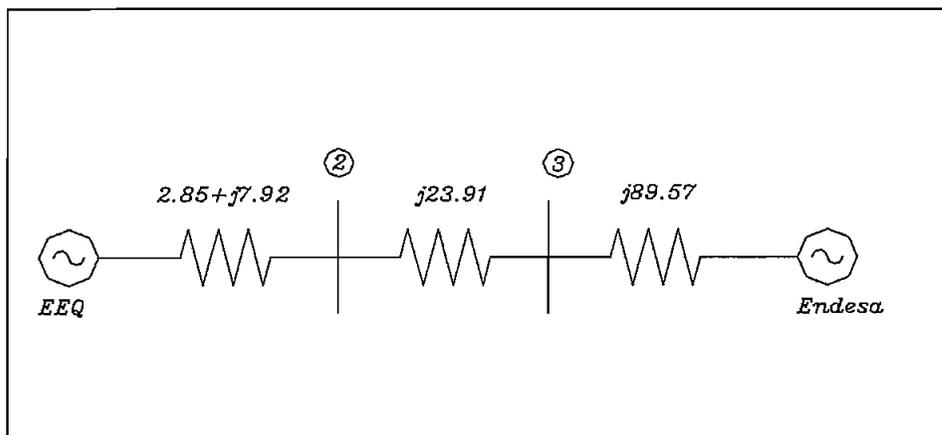


Figura 4.5

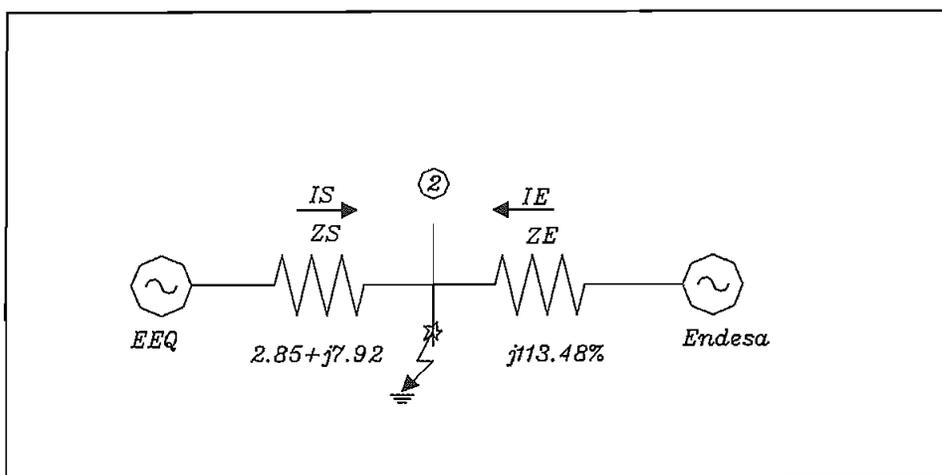


Figura 4.6

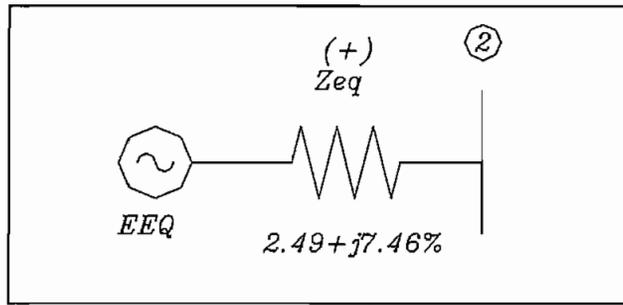


Figura 4.7

$$Z_{eq}^{(+)} = (2.85 + j7.92) \parallel (j113.48) = 2.49 + j7.46\%$$

Secuencia Negativa: Será la misma impedancia pero sin fuente.

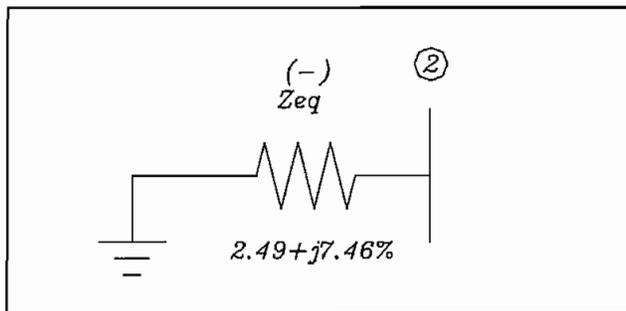


Figura 4.8

Secuencia Cero.

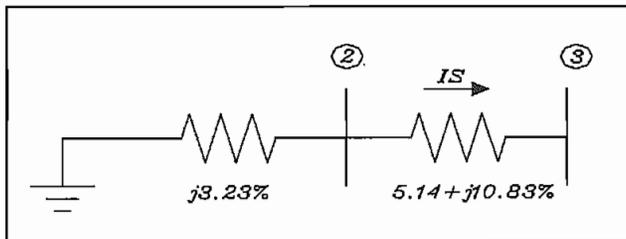


Figura 4.9

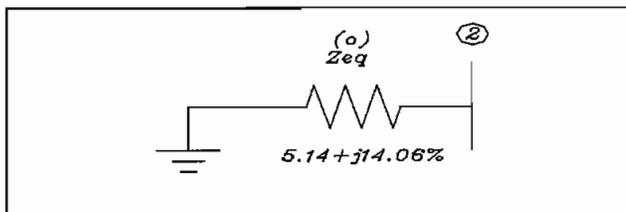


Figura 4.10

Falla trifásica en Endesa 23 kV.

$$I_f^{3\phi} = E_f / Z_{eq}^{(+)} = [100 / (2.49 + j 7.46)] \times 100\% = 402.58 - j 1,206.11\% = 1,271.52 \angle -71.5 \%$$

De la figura 4.6:

$$I_f^{3\phi} = I_s + I_E ; \quad I_E = I_f^{3\phi} \times [Z_s / (Z_s + Z_E)]$$

$$I_E = 1,271.52 \angle -71.5 [(2.85 + j 7.92) / (2.85 + j 121.40)] \Rightarrow I_E = 88.14 \angle -90 \%$$

$$I_s = I_f^{3\phi} - I_E \Rightarrow I_s = 1,186.26 \angle -70 \%$$

Las corrientes por T1 y T2 (I_{T1} e I_{T2}) serán:

$$I_{T1} = I_E [Z_{T2} / (Z_{T1} + Z_{T2})] \Rightarrow I_{T1} = 41.32 \angle -90 \%$$

$$I_{T2} = I_E - I_{T1} \Rightarrow I_{T2} = 46.82 \angle -90 \%$$

La corriente que aporta el generador de Endesa:

$$I_{GE} = I_E \Rightarrow I_{GE} = 88.14 \angle -90 \%$$

Las corrientes en amperios, se tienen de los valores en % multiplicando por las corrientes bases:

$$I \text{ base en } 23 \text{ kV} \Rightarrow I_b^{(23)} = 10,000 / (\sqrt{3} \times 23) = 251 \text{ amp.}$$

$$I \text{ base en } 0.44 \text{ kV} \Rightarrow I_b^{(0.44)} = 10,000 / (\sqrt{3} \times 0.44) = 13,121 \text{ amp.}$$

Las corrientes serán:

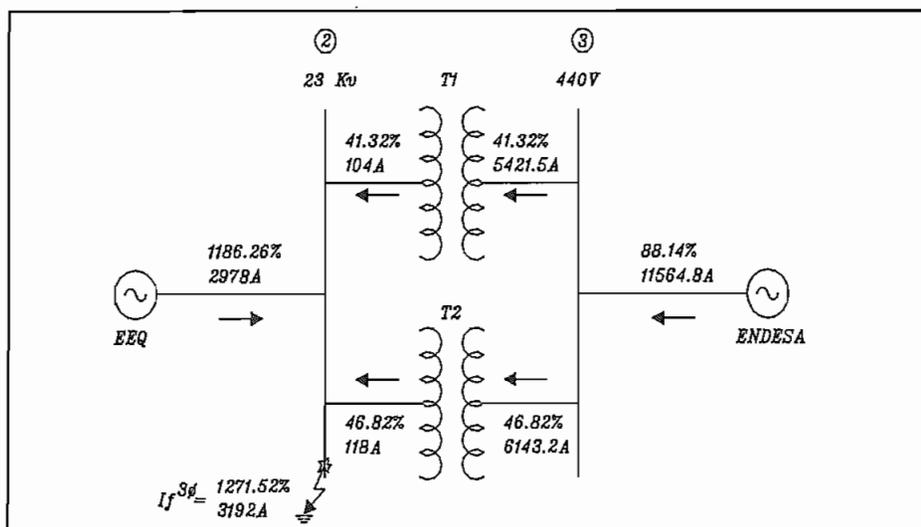


Figura 4.11

Falla fase – tierra en Endesa 23 KV:

El circuito equivalente se tiene con las tres redes de secuencia conectadas en serie: (Fig.4.7; 4.8 y 4.10):

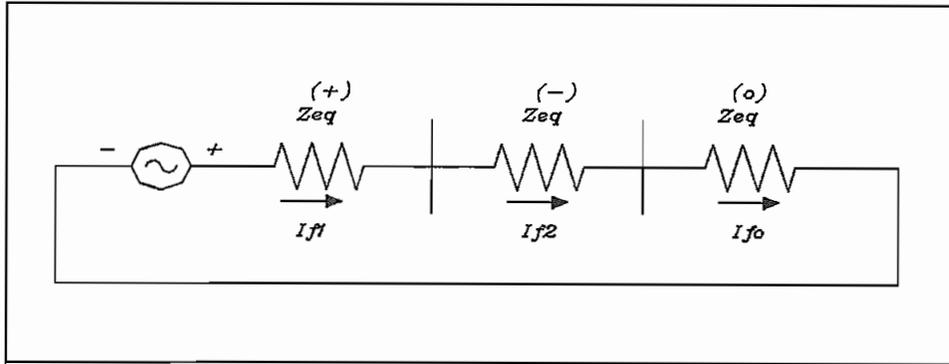


Figura 4.12

$$I_f^1 = I_f^2 = I_f^0 = 100 / (Z_{eq}^{(+)} + Z_{eq}^{(-)} + Z_{eq}^{(0)}) \times 100 \%$$

$$I_f^1 = 10,000 / (2.49 + j 7.46 + 2.49 + j 7.46 + 5.14 + j 14.06)$$

$$I_f^1 = I_f^2 = I_f^0 = 107.40 - j 307.56 = 325.77 \angle -70.8 \%$$

La distribución de corriente de sec. positiva en Fig. 4.6:

$$I_s^1 = I_f^1 \times [Z_E / (Z_S + Z_E)] \Rightarrow I_s^1 = 304.43 \angle -69.5 \%$$

$$I_E^1 = I_f^1 - I_s^1 \Rightarrow I_E^1 = 22.58 \angle -89.3 \%$$

En la Figura 4.2:

$$I_{T1}^1 = I_E^1 [Z_{T2} / (Z_{T1} + Z_{T2})] \Rightarrow I_{T1}^1 = 10.58 \angle -89.3 \%$$

$$I_{T2}^1 = I_E^1 - I_{T1}^1 \Rightarrow I_{T2}^1 = 12.00 \angle -89.3 \%$$

$$I_{GE}^1 = I_E^1 \Rightarrow I_{GE}^1 = 22.58 \angle -89.3 \%$$

La distribución de corriente de sec. negativa es la misma que la de sec. positiva.

La distribución de corrientes de sec. Cero, será (Fig.4.9) :

$$I_s^0 = I_f^0 = 325.77 \angle -70.8 \%$$

Las componentes de fases de las corrientes:

$$I_f^a = I_1^f + I_2^f + I_0^f \Rightarrow I_f^a = 977 \%$$

$$I_s^a = (304.43 + 304.43) \angle -69.5^\circ + 325.77 \angle -70.8 \Rightarrow I_s^a = 934.58 \angle -70$$

$$I_{T1}^a = 2 \times 10.58 \angle -89.3 \Rightarrow I_{T1}^a = 21.16 \angle -89.3 \%$$

$$I_{T2}^a = 2 \times 12.00 \angle -89.3 \Rightarrow I_{T2}^a = 24.00 \angle -89.3 \%$$

$$I_{GE}^a = 2 \times 22.58 \angle -89.3 \Rightarrow I_{GE}^a = 45.16 \angle -89.3 \%$$

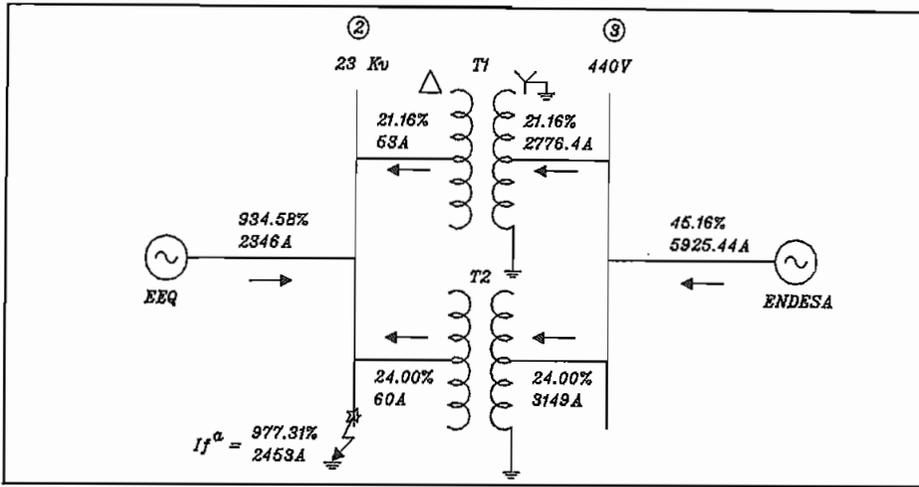


Figura 4.13

Cortocircuito en la barra (3) Endesa 0.44 KV

Equivalente de sec. positiva y negativa del sistema visto desde esta barra son (Figura 4.5).

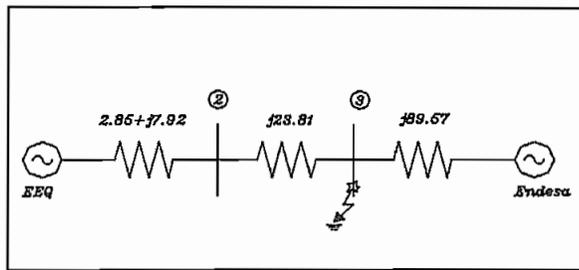


Figura 4.14

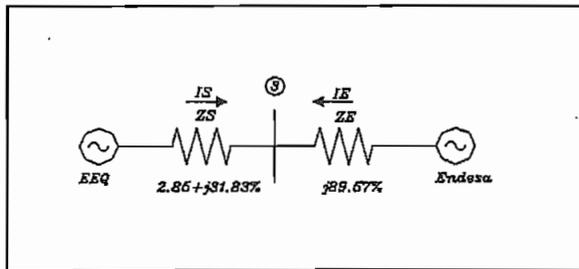


Figura 4.15

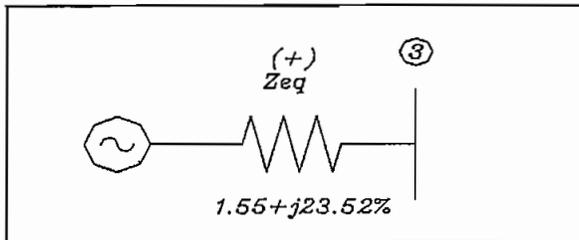


Figura 4.16

$$Z_{eq}^{(+)} = (2.85 + j 31.83) \parallel (j 89.57)$$

$$Z_{eq}^{(+)} = 1.55 + j 23.52\% = 23.57 \angle 86.2 \%$$

El equivalente de secuencia negativa será:

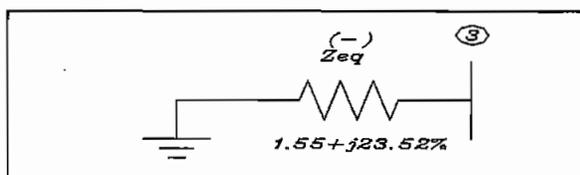


Figura 4.17

El equivalente de secuencia cero (de la Figura 4.4):

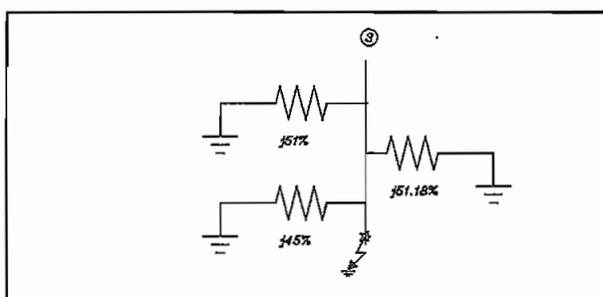


Figura 4.18

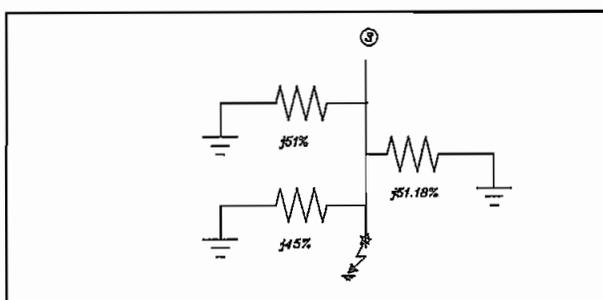


Figura 4.19

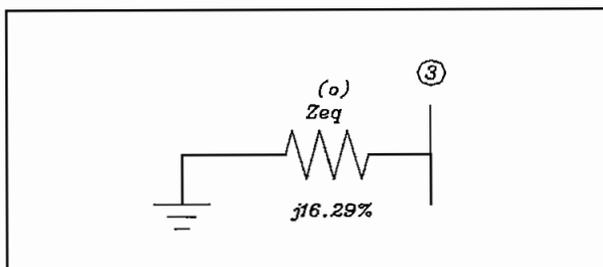


Figura 4.20

$$Z_{eq}^{(0)} = (j 23.91 + j 31.83) \parallel (j 51.18\%) = j16.29\%$$

La falla trifásica en Endesa 440 V. (barra 3).

$$I_f^{3\phi} = [100/Z_{eq}^{(+)}] \times 100\% = 10,000/23.57 \left| 86.2 \Rightarrow I_f^{3\phi} = 424.77 \right| - 86.2$$

De la Figura 4.15:

$$I_f^{3\phi} = I_S + I_E$$

$$I_E = I_f^{3\phi} \times I_S / (Z_S + Z_E) \Rightarrow I_E = 111.65 \left| - 90 \right. \%$$

$$I_S = I_f^{3\phi} - I_E \Rightarrow I_S = 312.94 \left| - 84.86 \right. \%$$

Las corrientes I_{T1} e I_{T2} serán:

$$I_{T1} = I_S \times Z_{T2} / (Z_{T1} + Z_{T2}) \Rightarrow I_{T1} = 146.69 \left| - 84.86 \right. \%$$

$$I_{T2} = I_S - I_{T1} \Rightarrow I_{T2} = 166.25 \left| - 84.86 \right. \%$$

Las corrientes que aportan la E. E. Q. $\Rightarrow I_{E.E.Q.} = I_S$

Las corrientes en amperios (A) serán, las que se tienen multiplicando por los valores bases.

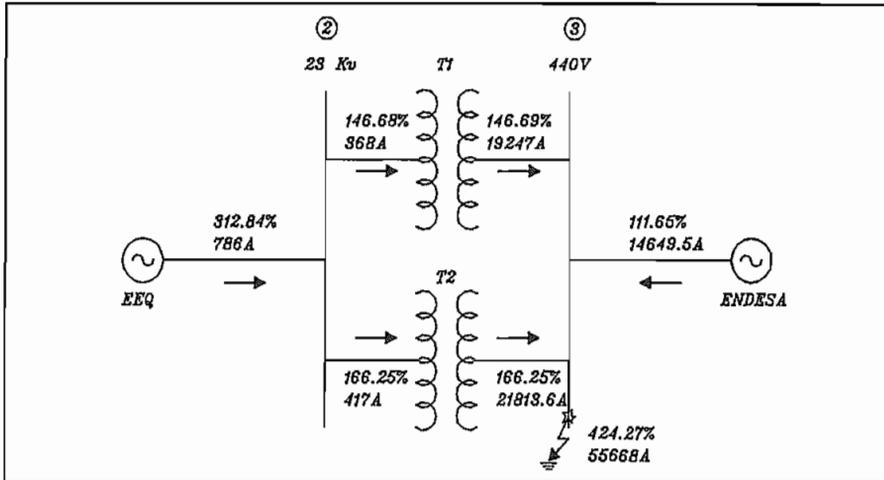


Figura 4.21

Falla fase – tierra en Endesa 440 V (barra 3).

Conectando las tres redes de secuencia en serie:

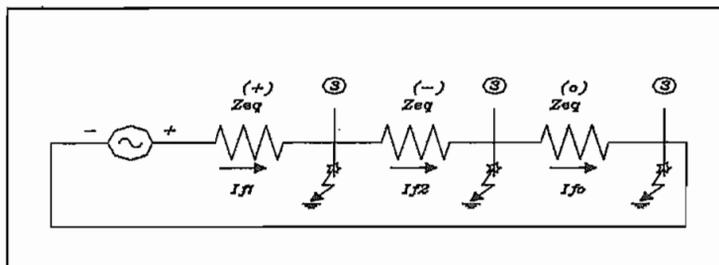


Figura 4.22

$$I_f^d = I_f^e = I_f^0 = 100 / (Z_{eq}^{(+)} + Z_{eq}^{(-)} + Z_{eq}^{(0)}) \quad (\times 100\%)$$

$$I_f^d = 10,000 / (23.57 \angle 86.2^\circ + 23.57 + \angle 86.2^\circ + 16.29 \angle 90^\circ)$$

$$I_f^d = 10,000 / (63.40 \angle 87.18^\circ) \Rightarrow I_f^d = 157.72 \angle -87.18^\circ \%$$

La distribución de corriente de sec positiva en la Figura 4.15

$$I_S^1 = I_F^1 \times Z_E / (Z_S + Z_E) \Rightarrow I_S^1 = 116.34 \angle -85.83^\circ \%$$

$$I_E^1 = I_f^1 - I_S^1 \Rightarrow I_E^1 = 41.51 \angle -91^\circ \%$$

$$I_{T1}^1 = I_S^1 \times Z_{T2} / (Z_{T1} + Z_{T2}) \Rightarrow I_{T1}^1 = 54.53 \angle -85.83^\circ \%$$

$$I_{T2}^1 = I_S^1 - I_{T1}^1 \Rightarrow I_{T2}^1 = 61.80 \angle -85.83^\circ \%$$

Las corrientes de secuencia negativa son iguales a las positivas.

La distribución de corrientes de sec. cero será (Fig. 4.19)

$$I_S^0 = I_f^0 \times Z_E / (Z_E + Z_S) \Rightarrow I_S^0 = 107.50 \angle -87.18^\circ \%$$

$$I_E^0 = I_f^0 - I_S^0 \Rightarrow I_E^0 = 50.22 \angle -87.18^\circ \%$$

$$I_{T1}^0 = I_S^0 \times Z_{T2} / (Z_{T1} + Z_{T2}) \Rightarrow I_{T1}^0 = 50.39 \angle -87.18^\circ \%$$

$$I_{T2}^0 = I_S^0 - I_{T1}^0 \Rightarrow I_{T2}^0 = 57.11 \angle -87.18^\circ \%$$

Las componentes de fase en cada elemento se tiene a partir de la relación:

$$I_a = I_1 + I_2 + I_0$$

$$I_f^a = 473.16 \angle -87.18^\circ \quad I_S^a = 340.16 \angle -86.26^\circ$$

$$I_E^a = 133.17 \angle -89.56^\circ \quad I_{T1}^a = 159.44 \angle -86.26^\circ$$

$$I_{T2}^a = 180.70 \angle -86.26^\circ$$

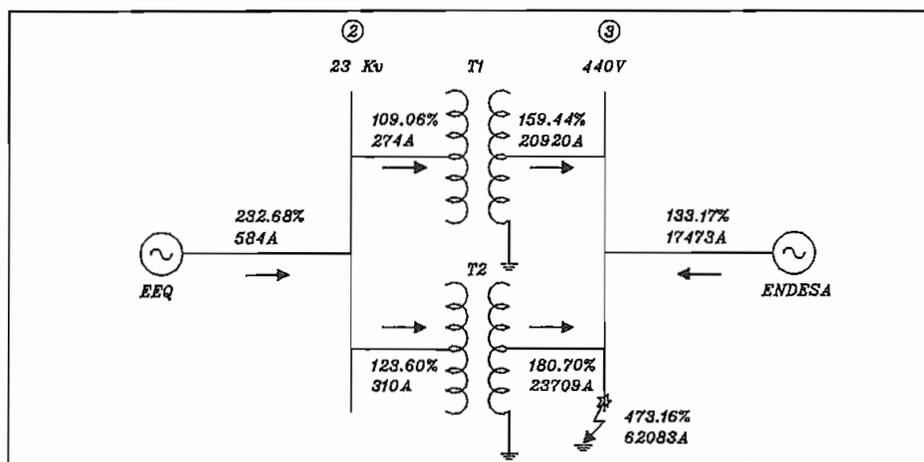


Figura 4.23

A nivel de 23 kV las corrientes de fase serán:

$$I_S^a = 2 \times 116.34 \angle -85.83^\circ = 232.68 \angle -85.83^\circ$$

$$I_{T1}^a = 2 \times 54.53 \angle -85.83^\circ = 109.06 \angle -85.83^\circ$$

$$I_{T2}^a = 2 \times 61.80 \angle -85.83^\circ = 123.60 \angle -85.83^\circ$$

4.2 DESCRIPCIÓN DEL CONTROL.

4.2.1 CONEXIÓN DEL PRIMER GRUPO A BARRAS (CONDICIÓN DE BARRA MUERTA).

4.2.1.1 Entrada del Turbogenerador.

Cuando el selector de control de sincronización bSIN (4.6-20B) ubicado en el módulo master (4.6), se coloque en la posición "AUTO" o "MAN", se habilita el circuito para que a través del selector bGE (4.6-20C) se pueda seleccionar el "Grupo Entrante" en este caso el Turbogenerador mediante la energización del relé dE2 (4.6-21D).

El interruptor ACBTU se encuentra en estado "ABIERTO", todas las protecciones de este módulo están en estado normal, confirmando que el relé de múltiples contactos Lock out eléctrico LOR2 86E (4.11-10 D) se encuentre en la posición de "RESET", y el selector de sincronización SMS MAN (4.12-21B) esté en ON.

El relé auxiliar barra muerta d1 (4.6-4D), está alimentado por el transformador BPT (4.4-10 A), cuyo voltaje primario está tomado de las barras internas. Por lo tanto el relé d1 estará desenergizado si no existe tensión en el bus general interno.

Para cerrar el interruptor ACBTU se necesita cerrar el contacto del relé CBR (4.4-4C), por lo que el circuito (4.12-20A), operará de la siguiente manera: El relé TTR (4.12-20 A) está en ON porque el limit switch ZIS-000.8 (4.11-2B) está habilitando el control; este limit switch esta en ON solamente cuando la válvula de entrada de vapor a la turbina se encuentra abierta y lista para dispararse en caso de ocurrir cualquier falla. El interruptor de seguridad para sincronizar bSCT (4.12-24 A) se pone en posición ON, el relé dE2 (4.12-24B) ya fue seleccionado y está en ON, el relé d1 (barra muerta) (4.12-24B) está desenergizado OFF, el relé CBR (4.12-24C) esta en OFF ya que el contacto auxiliar a del ACBTU (4.11-4B) está abierto, por lo tanto el relé auxiliar listo a barras dL2 se encuentra en ON.

El interruptor auxiliar de maniobra que sirve para cerrar o abrir al ACBTU: Trip-O-Close GCBS(4.12-21B) esta en ON, el relé dL2 (4.12-20B) ya está energizado, el contacto VBR (4.12-20C) está en ON ya que su bobina funciona con presencia de voltaje nominal (4.4-25C) y está tomado antes del ACBTU, el relé LOR1x (4.12-

20C) esta en ON porque su bobina (4.10-13C) no se encuentra cortocircuitada por una serie de contactos que actúan solamente en caso de fallas del sistema. Una vez cumplidos los pasos descritos el turbogenerador puede entrar a la barra.

4.2.1.2. Entrada Cámara de Transformación Empresa Eléctrica

Cuando el selector de control de sincronización bSIN (4.6-20B) ubicado en el módulo master (4.6), se ubique en la posición "AUTO" o "MAN", se habilita el circuito para que a través del selector bGE (4.6-20C) se pueda seleccionar el "Grupo Entrante" en este caso la Empresa Eléctrica mediante la energización del relé dE3 (4.6-24D).

El interruptor ACBEE se encuentra en estado "ABIERTO", todas las protecciones de este módulo están en estado normal, confirmando que el relé de múltiples contactos Lock out eléctrico LOCR 86E (4.14-6D) se encuentre en la posición de "RESET", y el selector de sincronización bSEE MAN (4.13-13A) esté en ON.

El relé auxiliar barra muerta d1(4.6-4D), está alimentado por el transformador BPT (4.4-10 A), cuyo voltaje primario está tomado de las barras internas. Por lo tanto el relé d1 estará desenergizado si no existe tensión en el bus general interno.

Para cerrar el interruptor ACBEE, es necesario que el el selector auxiliar de maniobra (apertura y cierre del breaker): Trip-O-Close bCBE(4.13-17B) esté en ON y el relé auxiliar listo a barras dL3 (4.13-13B) también esté en ON.

El relé dL3 se pone en la condición de ON cuando se cumplen las siguientes condiciones:

1. El contacto del Lock out eléctrico LOCR 86 E (4.13-8B) debe estar en OFF, y solamente se activa cuando funcionan los reles: A32 (potencia inversa)(4.5-15D), A51(sobrecorriente)(4.5-13D), A52E(Bell alarm por disparo del interruptor ACBEE)(4.13-19D), A81(baja frecuencia en barras internas)(4.2-13D), A27 (Bajo nivel de tensión en barras internas)(4.2-15D), ARVE(sobre/bajo nivel de voltaje en la alimentación de la EEQ)(4.5-21D), RBT1 y RBT2 (Apertura de cualquiera de los dos interruptores de protección en baja tensión correspondiente a los dos transformadores que están conectados en paralelo)(4.13-2D y 4D).
2. El interruptor de seguridad para sincronizar bSCE (4.13-8B) debe estar en ON.

3. El contacto NO del relé ARVE (4.13-8B) debe estar en ON ya que su bobina está energizada por medio del contacto del relé 27/59 (4.15-14C). Cuando las condiciones del nivel de voltaje exceden los límites inferior o superior, el relé 27/59 opera, abriendo el circuito de cierre del interruptor ACBEE y activando al lock out eléctrico LOCR 86E por medio de su contacto ARVE (4.14-18B), conectando a la vez la bobina del shunt trip de apertura del interruptor principal (4.13-18B).

El interruptor auxiliar de maniobra que sirve para cerrar o abrir al ACBTU: Trip-O-Close GCBS(4.12-21B) esta en ON.

4. El contacto dE3(4.13-8C) debe estar en ON, ya activado anteriormente.

5. El contacto d1(4.13-7C) correspondiente a barra muerta debe estar en OFF, ya seleccionado anteriormente.

6. El contacto d52E(4.13-8D)debe estar en OFF, debido a que el interruptor está abierto.

Una vez cumplidos los pasos descritos, la Empresa Eléctrica puede entrar a la barra.

4.2.2 SINCRONIZACION EN MODO DE OPERACIÓN AUTOMATICO.

4.2.2.1 Introducción

Debido a que el modo normal de operación es el Turbogenerador puesto en paralelo con la Empresa Eléctrica, se procede a analizar solamente los diagramas que involucran este modelo, a pesar de que en los planos 4.1 al 4.18 se encuentran descritos los aparatos de protección, medición, sistemas de control y alarmas utilizados en cada fuente: Planta Diesel, Turbogenerador y Empresa Eléctrica, se aplica la misma lógica de deducción para los casos:

- Turbogenerador en paralelo con Plantas Diesel o viceversa
- Plantas Diesel en paralelo con Empresa Eléctrica o Viceversa
- Solamente Planta Diesel como bus infinito interno
- Solamente Empresa Eléctrica como bus infinito interno
- Solamente Turbogenerador como bus infinito interno

Cuando una fuente está conectada a las barras principales, se puede entrar en sincronismo AUTOMATICO con otra fuente, cumpliendo las condiciones básicas

de sincronización como son: igualdad de voltajes, frecuencia y ángulo de fase. Una vez que las fuentes se encuentran en paralelo se puede realizar la respectiva repartición de carga entre las mismas, teniendo cuidado de no sobrepasar la capacidad de generación de cada unidad, y procurando que el sistema opere en condición estable, manteniendo el voltaje y frecuencia en sus valores nominales.

4.2.2.2 Modo de operación del gobernador de la Turbina: Isocrónico/Droop

Existen dos formas de operación del gobernador WOODWARD 2301 Electronic Load Sharing and speed control: Modo DROOP y modo ISOCRONICO.

La regulación primaria del gobernador de velocidad en modo DROOP permite la toma automática de las variaciones de la carga frente a cambios pequeños de esta en estado estable.

Cuando dos o más unidades están conectadas en paralelo, dependiendo de las características de los reguladores de velocidad (tiempo de respuesta) la repartición de carga se realiza de una manera selectiva y proporcional a la capacidad de generación de la unidad (por lo general la unidad más grande es la que toma más rápidamente los cambios de carga).

El regulador de velocidad de la turbina se colocará en modo "DROOP" cuando se abre el puente entre los terminales 0 y 14 del GOV 2301A (4.12-2E y 3E). Este puente se lo realiza a través del contacto NO del relé CBR(4.12-3E) (Interruptor ACBTU cerrado) y del contacto NC del relé d52E(4.12-3F) (Interruptor ACBEE cerrado). El modo "DROOP" se aplica principalmente en el caso de sincronización del Turbogenerador a Empresa Eléctrica conectada a barras y viceversa.

La regulación primaria del gobernador de velocidad en modo "ISOCRONICO" permite la variación de la frecuencia de la unidad hasta un valor límite previamente prefijado, por lo tanto el regulador de velocidad de una manera automática y continua tratará de llegar a ese valor predeterminado. Esta condición del modo de regulación es utilizada cuando la turbina está actuando como una barra infinita absorbiendo o entregando todas las variaciones de carga e imponiendo la frecuencia de barra.

El regulador de velocidad de la turbina se colocará en modo "ISOCRONICO", cuando el puente entre los puntos 0 y 14 del GOV 2301A se encuentre cerrado.

4.2.2.3 Uso del relé SPM-A en modo automático (4.4-22B)

Para realizar la sincronización automática indistintamente del turbogenerador con la Empresa Eléctrica y las Plantas Diesel, la turbina dispone del relé SPMA (Speed And Phase Matching)(4.4-22B) que es habilitado por la lógica de control del PLC (Contacto AP11 ubicado en el plano 4.4-20B), dando ordenes al relé Regulador Digital de Voltaje DVR (4.4-12F) y al gobernador controlador de velocidad de la turbina GOV 2301A (4.12-8E) para corregir desviaciones de voltaje, frecuencia y ángulo de fase, de tal manera que pueda entrar en paralelo con las demás unidades.

La lógica de control dado por el PLC, que habilita al SPMA son dadas para los siguientes casos:

- Sincronización del turbogenerador a la Empresa Eléctrica ya conectada en barras y viceversa.
- Sincronización del turbogenerador a la Planta Diesel ya conectada en barras y viceversa.
- Sincronización del turbogenerador a la Planta diesel que ya esta conectada en barras con la Empresa Eléctrica.

Para los casos siguientes la lógica de control del PLC deshabilita al SPMA y lo bloquea para que no pueda actuar:

- Sincronización Empresa Eléctrica a Turbogenerador conectado en barras con Planta Diesel.
- Sincronización Planta Diesel a Turbogenerador conectado en barras con la Empresa Eléctrica.
-

4.2.2.4 Sincronización del Turbogenerador a Empresa Eléctrica en barras.

En estado normal de operación, se quiere poner en paralelo al Turbogenerador con la Empresa Eléctrica que ya está conectada en barras, por lo que se deben seguir los siguientes pasos:

El selector de control para sincronización del módulo Master bSIN(4.6-15B y 20B) debe estar en posición "AUTO", seleccionando el grupo entrante "Turbogenerador" mediante selector bGE (4.6-20B). El interruptor ACBTU se encuentra en estado "ABIERTO" y todas las protecciones referentes a este módulo se encuentran en estado normal, por lo que el relé de múltiples contactos lock out

eléctrico LOR2 86E(4.11-10D) debe estar en posición de reset. Las condiciones de velocidad (frecuencia) y voltaje de línea en el lado del turbogenerador deben estar dentro del margen adecuado para entrar en sincronismo a través de los relés permisivos. El selector SMS (4.12-20B) debe estar en posición "AUTO", el interruptor de seguridad para sincronizar bSCT (4.12-24B) debe estar en ON, y el relé dL2 (4.12-24C) se activará a través del contacto dS (4.11-24B). Al mismo tiempo el relé dS (4.6-8D) se energiza cada vez que el relé de chequeo de sincronismo BE25 (4.6-8B y 4.2-24D) permite la puesta en paralelo de las dos unidades. El PLC habilitará al SPMA de la turbina para que modifique sus parámetros de voltaje, frecuencia y ángulo de fase automáticamente hasta lograr el sincronismo con la Empresa Eléctrica, la misma que mantiene los niveles de tensión y frecuencia en valores constantes por ser una barra infinita. Cabe anotar que en este modelo de sincronismo cuando el turbogenerador se encuentra funcionando en vacío, la turbina trabaja en modo "ISOCRONICO" (Contacto CBR está en OFF, 4.12-3E), y al momento de conectarse en paralelo con las barras pasa al modo "DROOP" contacto NO del relé CBR esta en ON (4.12-3E) o interruptor ACBTU cerrado, pero el contacto NC del relé D52E (4.12-3F) también está en ON o interruptor ACBEE cerrado.

Tanto los contactos de los relés SPMA (4.12-20B) y dS (4.12-24B) se cierran cada vez que los parámetros eléctricos de las barras y del grupo entrante son iguales, permitiendo la energización del relé CBCR y el cierre inmediato del ACBTU.

Luego de que el Turbogenerador y la Empresa Eléctrica (barra infinita) se encuentren en paralelo, la EEQ tomará toda la variación de la carga que se presente en el Sistema Endesa y mantendrá las condiciones de frecuencia y voltaje de la barra en un valor constante (1.0 pu. y 60 Hz) mientras que el turbogenerador tomará la carga base.

El interruptor ACBTU también se puede cerrar en forma manual, tomando como referencia para su operación el sincronoscopio SSC (4.2-24C). El cierre del interruptor se lo realiza por medio de la activación del selector bSIN (4.6-12B), la bobina dM(4.6-11D), el selector SMS-MAN (4.12-21B), el selector de operación GCBS-Close (4.12-21B), el interruptor de seguridad de sincronismo bsCT(4.12-24B), y el contacto NO del relé dM (4.12-25B).

La apertura del interruptor ACBTU se la realiza por medio de la activación de la bobina del shunt trip ST (4.12-15C), por desenergización de la bobina de bajo voltaje UVR (4.11-14D) o por activación directa de la unidad de protección Micro Versa Trip sobre el mecanismo de disparo del interruptor.

4.2.2.5 Sincronización de la Empresa Eléctrica a Turbogenerador en barras.

En estado normal de operación, se quiere poner en paralelo la Empresa Eléctrica con el Turbogenerador que ya está conectada en barras, por lo que se deben seguir los siguientes pasos:

El selector de control para sincronización del módulo Master bSIN(4.6-15B y 20B) debe estar en posición "AUTO", seleccionando el grupo entrante "Empresa Eléctrica" mediante selector bGE (4.6-20C). El interruptor ACBEE se encuentra en estado "ABIERTO" y todas las protecciones referentes a este módulo se encuentran en estado normal, por lo que el relé de múltiples contactos lock out eléctrico LOCR 86E(4.14-6D) debe estar en posición de reset. Las condiciones de frecuencia y voltaje de línea en el lado de la Empresa Eléctrica servirán de referencia para que el relé SPMA(4.4-22B) que controla al turbogenerador ajuste los parámetros de velocidad y nivel de voltaje para que las dos unidades puedan entrar en sincronismo.

El selector dSEE (4.13-12A) debe estar en posición "AUTO", el interruptor de seguridad para sincronizar bSCE (4.13-8B) debe estar en ON, y el relé dL3 (4.13-8D) se activará a través de los contactos ARVE(4.13-8B)(Relé 27/59), dE3(4.13-8C)(Grupo entrante a barras EEQSA), dS(4.13-9C) y d52E(4.13-25E)(ACEE abierto). Al mismo tiempo el relé dS (4.6-8D) se energiza cada vez que el relé de chequeo de sincronismo BE25 (4.6-8B y 4.2-24D) se cierra, permitiendo la puesta en paralelo de las dos unidades. El PLC habilitará al SPMA de la turbina (que en este caso se encuentra conectado a barras y con carga) para que modifique sus parámetros de voltaje, frecuencia y ángulo de fase automáticamente hasta lograr el sincronismo con la Empresa Eléctrica, la misma que sigue manteniendo los niveles de tensión y frecuencia en valores constantes por ser una barra infinita.

Tanto los contactos de los relés SPMA (4.13-12B) y dS (4.13-9C) se cierran cada vez que los parámetros eléctricos de las barras y del grupo entrante son iguales, permitiendo el cierre inmediato del ACBEE.

El interruptor ACBEE también se puede cerrar en forma manual, tomando como referencia para su operación el sincronoscopio SSC (4.2-24C). El cierre del interruptor se lo realiza por medio de la activación del selector bSIN (4.6-12B), la bobina dM(4.6-11D), el selector de seguridad de sincronismo bsCE(4.13-8B), el contacto del relé ARVE(4.13-8B), el contacto dE3 (4.13-8C), el contacto del relé dM(4.13-8C). Cuando se cumplen todas estas condiciones el relé dL3 se activa y si el selector bsEE está conectado en manual(4.13-13A), la bobina CC del breaker ACBEE(4.13-13C) se cierra cuando el interruptor de maniobra bcBE(4.13-13B) se activa.

La apertura del interruptor ACBEE se la realiza por medio de la activación de la bobina del shunt trip SHT(4.13-17C), o por activación directa de la unidad de protección Micro Versa Trip sobre el mecanismo de disparo del interruptor.

4.2.2.6 Descripción del programa de despeje de carga mediante la lógica de PLC

EL PLC es el encargado de sacar carga de la barra general una vez que se produce una señal de alarma por baja frecuencia ordenada por el relé 81. Este relé tiene dos set points calibrables y cuyas señales ingresan al PLC para ser procesadas. Set 1 BE1-81U(4.7-12C) y Set 2 BE1-81U(4.16-12C).

En los planos 4.16 y 4.17 se encuentran descritos los circuitos de entradas y salidas del PLC SLC500 de Allen Bradley, y en el plano 4.18 se describen los relés que comandan a las bobinas Shunt Trip de cada uno de los interruptores que conectan los 7 bloques de carga.

Cuando se produce la primera señal de alarma por baja frecuencia (Primer set point) el programa del PLC activa las bobinas de disparo (Shunt Trip) de los interruptores General Electric tipo Spectra en el siguiente orden STB6, STB5, STB4, STB3, STB2 y STB1. El intervalo entre disparos de bobinas se puede calibrar mediante software. Una vez iniciada la secuencia de disparo se interrumpe cuando la señal de alarma por baja frecuencia (Primer set point) desaparece. Si se vuelve a presentar esta señal de alarma el programa del PLC continúa despejando carga, energizando las bobinas de disparo de los interruptores restantes.

Si se produce la segunda señal de alarma (Segundo set point) el PLC despejará la carga en forma similar a lo descrito anteriormente, pero en estas condiciones el intervalo de tiempo entre disparos será menor al seteado en el Primer set point.

Para reanudar nuevamente el orden de la secuencia de despeje, después de que se haya superado una condición de alarma es necesario presionar el pulsador de reset PrM(4.7-3B) en el panel principal. En esta condiciones el PLC se encontrará listo para reanudar el ciclo cuando se presente nuevamente una condición de falla.

El sistema ladder empleado en este proceso se encuentra descrito en el Control Secuencial de disparo Shunt Trips (Rechazo de cargas), desde página 1 hasta página 10.

CAPITULO V

ANÁLISIS ECONOMICO

5.1 MARCO REGULATORIO

A pesar de existir ciertas regulaciones respecto al tema de generación de energía eléctrica utilizando fuentes renovables no convencionales, emitidas por el CONELEC, es importante hacer ciertas aclaraciones sobre la necesidad de disponer de un marco regulatorio adecuado para que la normativa del servicio eléctrico permita dar seguridad a las inversiones en sistemas de cogeneración, sustentando el logro de una mayor eficiencia en la utilización de los recursos energéticos.

También es necesario que estén bien definidas las relaciones entre los cogeneradores y la red de distribución de las empresas eléctricas, en lo que se refiere a complementariedad del servicio, comercialización de excedentes y respaldo. La factibilidad de usar las redes sin restricciones para transportar la energía cogenerada con el fin de venderla a terceros constituyen principios que garantizan un verdadero impulso a la cogeneración. Esta garantía solo se podrá lograr si se cuenta con reglas claras en aspectos como la compra de excedentes de energía eléctrica a un precio justo tanto para la empresa eléctrica como para los cogeneradores. Además habría que considerar el respaldo que debe dar la Empresa Eléctrica para suministrar energía en caso de falla o en períodos de mantenimiento de la planta de cogeneración a un precio que verdaderamente incentive la inversión.

El marco legal y regulatorio debe promover también un esquema tarifario adecuado en los aspectos básicos de:

- a.- Compras de energía eléctrica complementaria y de respaldo por parte de los cogeneradores.
- b.- Ventas de excedentes de la electricidad cogenerada.

c.- Cargos por conexión y utilización de las redes para los cogeneradores.

Es importante que en la legislación se definan claramente los conceptos de cogeneración y autoproducción, los cuales también pueden ser considerados como producción independiente. De real importancia es la realización de negociaciones en cuanto a la reducción total o parcial del consumo de energía de la red por parte de los cogeneradores, dependiendo de las posibilidades técnicas de funcionamiento de sus sistemas.

También es importante que en la legislación se fomenten y definan los conceptos de cooperación económica entre cogeneradores (privados), y las empresas eléctricas. Inicialmente se pueden asumir canjes o ayudas de entrega-recepción de energía eléctrica al costo por cada kWh producido entre cogeneradores.

Hay que establecer las condiciones para la negociación del transporte o intercambio de energía con las empresas eléctricas o con grandes consumidores, y a la vez concretar períodos y condiciones para la compra-venta de energía eléctrica mediante la protocolización de contratos (Por ejemplo 12 meses) y precios límite para la negociación de excedentes, de preferencia mayores a los costos marginales de generación termoeléctrica convencional, sin tomar en cuenta la generación hidráulica.

A continuación se detallan ciertos pasos básicos para que el cogenerador se ubique dentro del marco de acción que debe seguir, mantener y negociar:

El cogenerador que desee integrar el MEM, tendrá que registrarse ante el CONELEC para solicitar el permiso o licencia con el fin de vender sus excedentes, debiendo estar adecuadamente vinculado a la red mediante medios de comunicaciones e intercambio de datos con el organismo encargado del despacho de carga CENACE, con el fin de intercambiar información respecto a programación, despacho, operación en tiempo real y cálculo de las transacciones económicas.

En base a lo dispuesto en el artículo 59 del Reglamento Sustitutivo al Reglamento general de la Ley de Régimen del Sector Eléctrico, donde se establece la posibilidad de vender los excedentes de energía de los llamados Autoproductores, que en este caso aplicaría también a los Cogeneradores, deberá ampararse en la regulación N°. CONELEC-001/01 bajo la modalidad de venta de energía sin garantía de potencia, ya que a causa de las fluctuaciones de la curva de

consumo propio, no es factible determinar con precisión una disponibilidad garantizada de potencia (Numeral 2 de la Regulación mencionada).

Para efectos de entender las políticas más importantes con las que se debe involucrar al Cogenerador se sugieren propuestas de modificaciones a los numerales 4, 6, 12 y 13 de dicha regulación con el fin de incentivar el desarrollo de la Cogeneración en el país.

Numeral 4: Calificación de los excedentes: Los excedentes variables que ponga a disposición el Cogenerador, serán considerados como provenientes de la producción de un Agente Generador del MEM, cumpliendo por ende con procedimientos y regulaciones acordadas de mutuo acuerdo. Por lo que será importante analizar las posibilidades de cuantificar la entrega de energía mediante programas estacionales, dando a conocer los márgenes más aproximados de las potencias máxima y mínima en periodos semanales, ya sea para demanda normal o para demanda pico.

Numeral 6: Transacciones permitidas: 6.1.- Los excedentes de potencia y energía podrán venderse mediante contratos a plazo con Distribuidores o con Grandes Consumidores o en el Mercado Ocasional, siendo de real interés el poder intercambiar energía a precios más bajos entre Empresas Madereras que tengan sistemas de cogeneración, complementándose entre ellas para los casos en que existan déficit internos o posibilidad de venta a terceros cuando haya excedentes.

Numeral 12: Mecanismos de compensación de energía: Se establecerán mecanismos entre el CENACE y el COGENERADOR para compensar semanalmente los desfases de entrega de energía específicamente para el caso en que se entregue menos de lo estipulado, ya que por exceso sería difícil llegar a cantidades elevadas, recordando que solo la diferencia entre la energía garantizada de la central de cogeneración y la energía que se reserva para su propio consumo, a más de ser variable, su valor no es tan elevado. No es válido pensar que la Central de Cogeneración puede producir energía a su máxima capacidad para entregarla al MEM, ya que ésta genera solamente cuando la planta industrial está en funcionamiento.

Numeral 13: Compra de energía en el mercado ocasional: Si por alguna causa el Cogenerador no puede abastecer su propio consumo, podrá comprar energía

en el Mercado Ocasional previa notificación al CENACE. Para ello el Cogenerador NO debe ser calificado como Gran Consumidor, ya que se le aplicaría el pliego tarifario vigente, ocasionando diferencia de precios entre la energía que vende vs., la que compra. Este esquema debe ser modificado en beneficio y en reconocimiento del grán apoyo que significa una Central de Cogeneración, desde el punto de vista de aprovechamiento de combustibles no tradicionales, disminución en el impacto ambiental producido por la Industria, y mejora de la operación del sistema de distribución perteneciente a la Empresa Eléctrica.

Respecto a los **Sistemas de comunicación**, (Numeral 2.5 de la Regulación N° CONELEC-002/01), los medidores-registradores se ubicarán en el punto de medición de alta tensión de la cámara de transformación, y podrá contar con el servicio de una línea dedicada para establecer las comunicaciones necesarias.

Según **regulación N° CONELEC-008/00**, en la que se estipula sobre los precios de la energía producida con recursos energéticos renovables no convencionales, amparados en el artículo 64 de la ley de Régimen del Sector Eléctrico, y parte final del artículo 52, del Reglamento sustitutivo del Reglamento General de la ley de Régimen del Sector Eléctrico, se han dictado normas reglamentarias que permitirán el Despacho y Operación de unidades que utilizan este tipo de combustibles no tradicionales, y que facultan al CONELEC a través del CENACE a establecer los precios de venta de energía producido en este tipo de Centrales. Dentro de este contexto la misma reglamentación se puede aplicar a las plantas de Cogeneración.

Numeral 9: Precio de la energía. Los precios a reconocerse por la energía medida en el punto de entrega, expresados en centavos de dólar de los U.S.A. son los siguientes:

CENTRALES	PRECIO(Cusd/KWH)
Eolicas	10.05
Fotovoltaicas	13.65
Biomasa- Biogas	10.23
Geotermicas	8.12

Tabla 5.1 Precio kWh en Centrales no convencionales

Se entiende que el punto de entrega está ubicado en el medidor bidireccional, que sirve para registrar los kWh de entrada y/o de salida.

Revisando estadísticamente los consumos de energía de la fábrica Endesa correspondientes al ejercicio 2001, el precio pagado por cada kWh a la Empresa Eléctrica oscila entre 10 a 11 centavos de dólar; por lo que se hace imperante llegar a un acuerdo con el CONELEC, ya que si se toma el valor de 10.23, prácticamente se estaría vendiendo el kWh, al mismo precio del que se estaría comprando, por lo que no sería tan atractivo el esquema de venta de energía en estas condiciones.

Por todo lo expuesto la cogeneración no aparece definida ni regulada en los Estamentos Controladores de Electricidad, haciendo imperiosa la necesidad de reglamentar este tipo de actividad con el propósito de incentivar su desarrollo y así recuperar un gran potencial de energía desperdiciada.

5.2 ASPECTOS TECNICO ECONÓMICOS

Una vez identificado el potencial de cogeneración, se procede a evaluar en forma preliminar los equipos que serán requeridos al igual que sus características técnicas aproximadas.

Para la selección del Sistema de Cogeneración a implementar se cuenta con diversos criterios técnicos y económicos. Para el caso de los criterios técnicos, es importante disponer de la información real y actual de la Planta Industrial a fin de adaptar El Nuevo Sistema acorde con las necesidades internas sin descuidar la eficiencia. Para el caso de los criterios económicos, es necesario conocer los nuevos desarrollos tecnológicos para adaptarlos a las necesidades de la misma empresa.

Tomando como referencia la figura 2.10, se obtienen los respectivos porcentajes de producción de vapor de cada caldera para procesos y para generación eléctrica.

Porcentaje de generación de vapor :

Caldera 1 (Producción total vapor) = 4,905 kg vapor/h \Rightarrow 29.22%

Caldera 2 (Producción total vapor) = 11,881 kg vapor/h \Rightarrow 70.78%

Total Caldera 1 + Caldera 2 = 16,786 kg vapor/h \Rightarrow 100 %

Caldera 2 (Vapor para proceso)	= 3,885 kg vapor/h⇒ 32.7%
Caldera 2 (Vapor para generación)	= 7,996 kg vapor/h⇒ 67.3%
<hr/>	
Total generación vapor Caldera 2	= 11,881 kg vapor/h⇒ 100 %

Caldera 1 (Vapor para proceso)	= 4,905 kg vapor/h
Caldera 2 (Vapor para proceso)	= 3,885 kg vapor/h

A) Total vapor utilizado en proceso	= 8,790kg/h⇒ 52.37%
B) Total vapor utilizado en generación	= 7,996kg/h⇒ 47.63%

Total producción vapor (A)+(B) = 16,786kg/h⇒100 %

Estos porcentajes se trasladan a la figura 5.2 donde se divide el valor final de cada equipo, utilizando los porcentajes de (A) y (B), para luego totalizar la cantidad correspondiente a la participación que cada uno de ellos tiene en la generación eléctrica, que resulta ser = 2,567,988 U\$D. Este valor será tomado en cuenta posteriormente para hacer los cálculos de costos y retorno de la inversión.

Criterios técnicos: El criterio técnico utilizado más ampliamente en la selección del proceso adecuado para la industria, es el basado en la eficiencia de cogeneración o eficiencia térmica global, la cual es representada por la razón entre la energía útil obtenida de la combustión del combustible y el combustible suministrado. El valor de la eficiencia global (η_t) se define como sigue:

$$\eta_t = \frac{N + Q_t}{Q_f}$$

donde: N es la cantidad total de electricidad generada en una hora y Q_t la energía térmica suministrada del ciclo de cogeneración. Q_f la energía suministrada por el combustible. De la tabla 2.3 $Q_f = 11,487,161$ kcal/h

Distribución de poder calorífico en cada caldera, en el proceso y en la generación eléctrica. Numeral 2.2.6.1.

En este ejercicio se toman los poderes Caloríficos finales que corresponden a las respectivas potencias de vapor producidas tanto para proceso como para generación eléctrica.

Caldera 1 (Producción total vapor)	= 4,905 kg vapor/h ⇒ 2,699,520 kcal/h
Caldera 2 (Producción total vapor)	= 11,881 kg vapor/h ⇒ 6,564,521 kcal/h
Total Caldera 1 + Caldera 2	= 16,786 kg vapor/h ⇒ 9,264,041 kcal/h
Caldera 2 (Vapor para proceso)	= 3,885 kg vapor/h ⇒ 2,146,520 kcal/h
Caldera 2 (Vapor para generación)	= 7,996 kg vapor/h ⇒ 4,418,001 kcal/h
Total generación vapor Caldera 2	= 11,881 kg vapor/h ⇒ 100 %
<hr/>	
Caldera 1 (Vapor para proceso)	= 4,905 kg vapor/h ⇒ 2,699,520 kcal/h
Caldera 2 (Vapor para proceso)	= 3,885 kg vapor/h ⇒ 2,146,520 kcal/h
Caldera recuperación(Inumeral 3.1.2.2)	= 881 kg vapor/h ⇒ 469,920 kcal/h
A) Total vapor utilizado en proceso	= 9,671 kg vapor/h ⇒ 5,315,960 kcal/h
B) Total vapor utilizado en generación	= 7,996 kg vapor/h ⇒ 2,648,204 kcal/h

Los 2,648,204 kcal/h equivalen a 1,089 kW de potencia en la turbina.

Total producción vapor (A)+(B) = 17,667 kg vapor/h ⇒ 7,964,164 kcal/h

Eficiencia global del ciclo de cogeneración:

$$n_t = \frac{N + Q_t}{Q_f} = \frac{2,648,204 + 5,315,960}{11,487,161} \approx 0.70 \approx 70 \%$$

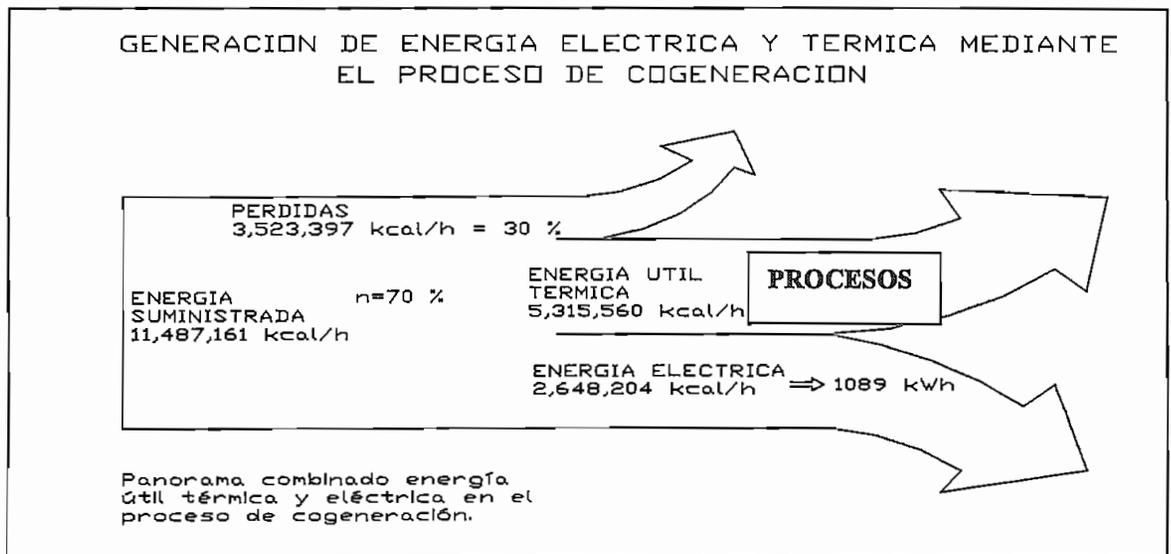


Figura 5.1 Diagrama de Sankey. Rendimiento del proceso de Cogeneración (Endesa)

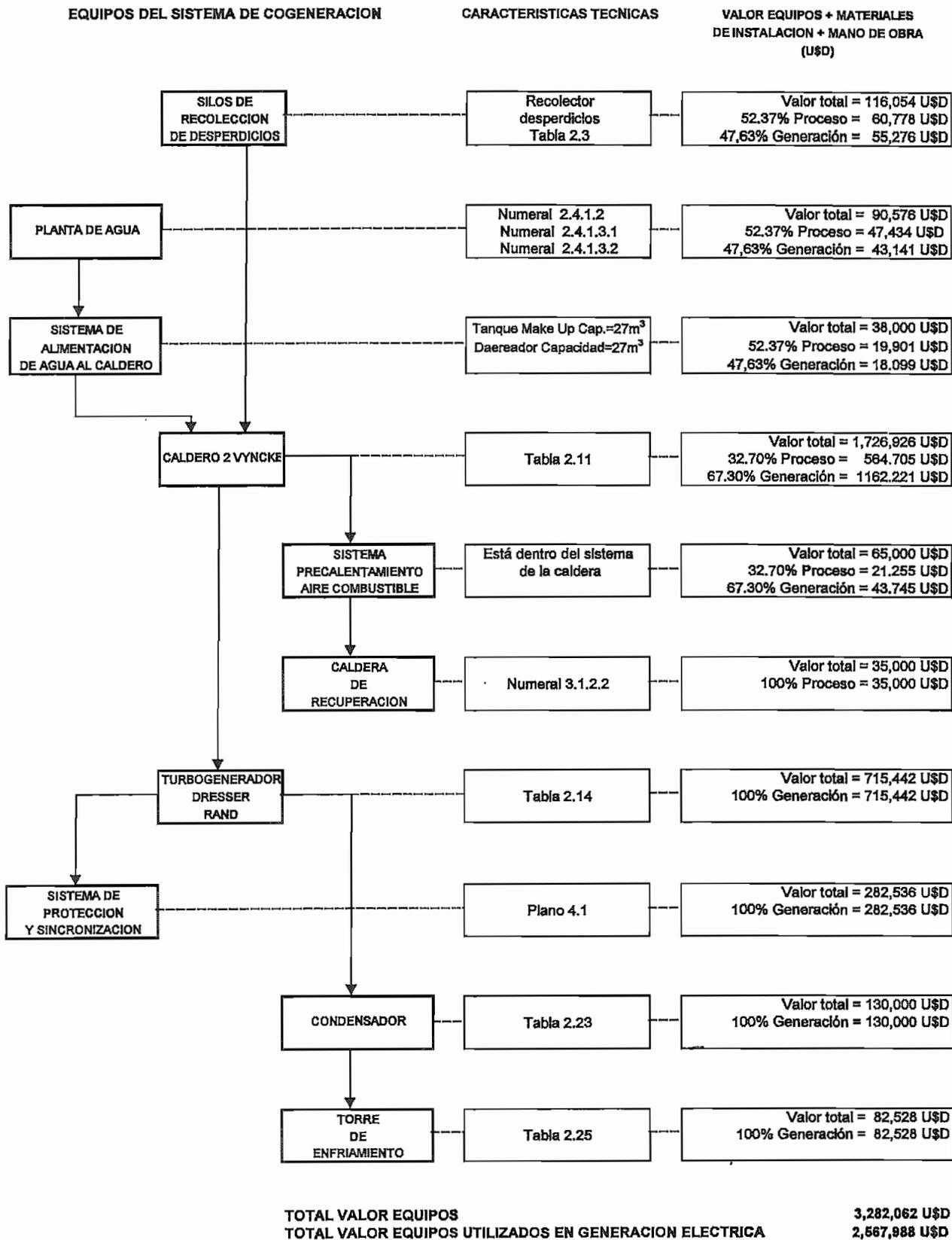


Figura 5.2 Costo del proyecto de cogeneración

Criterios económicos: La eficiencia global de la cogeneración utilizando como combustible los desperdicios de madera, puede ser estimada comparando los costos de los combustibles utilizados para producir cantidades de energía eléctrica y térmica vs los costos de los combustibles y electricidad generados mediante métodos convencionales.

1.- Los costos de combustibles en el caso del presente proyecto son casi nulos, por lo que se los puede considerar = 0.

2.- En caso no se utilicen los desperdicios de madera para generar vapor y electricidad, y en su lugar se emplee bunker, el costo total por mes sería el siguiente:

Poder calorífico de 1 galón de bunker = 35,034.79 kcal/gln (numeral 3.1.1.2)

Precio por cada galón de bunker = U\$D 0.49

Total producción vapor Caldera 1 + Caldera 2 = 16,786 kg vapor/h

Total flujo calorífico para producir 16,786 kg vapor/h=11,487,161 kcal/h

Total galones de bunker necesarios=[11,487,161kcal/h] / [35,034.79 kcal/gln]

=327.87 gln/h

Cantidad horas mensuales = 623.52 h/mes

Cantidad glns. bunker por mes = [327.87 gln/h] x [623.52 h/mes]=241,470 glns

Costo ahorrado mensual=[241,470 glns] x[0.49 U\$D / gln] = USD118,320.3

Costo ahorrado anual =12 x 118,320.3 = 1,419,843.6 U\$D.

5.3 ALTERNATIVAS DE OPERACIÓN

Se plantean tres alternativas de operación:

1.- Funcionamiento en paralelo con la red de distribución de la EEQ.

Se venderán los excedentes a la la EEQ., por medio de un contrato establecido en las condiciones de cantidad ya conocidas, mientras que el precio de venta del kWh, debería ser mayor a 12 centavos de U\$D, marginándose una diferencia con el precio de compra de por lo menos 2 centavos de U\$D. De esta manera se asegura una utilidad mínima pero garantizada, ya que no se tiene la preocupación de pagar peajes o no cumplir con los contratos mínimos de entrega de energía preestablecidos con el CENACE.

2.- Funcionamiento en paralelo con la red de distribución de la EEQ, para vender los excedentes a través del MEM, a otras empresas que pertenecen al holding del

mismo grupo maderero. En este caso el precio de venta del kWh, será de un mínimo de utilidad sobre el costo de producción, ya que la cogeneración instalada en Endesa debe ser de utilidad para las otras Fábricas, apoyando de esta manera el incremento de beneficios comunes que a la final revertiría el retorno de la inversión sobre el mismo grupo de accionistas. En este caso se añadiría el valor del peaje impuesto en la regulación N° CONELEC-008/00, Item 10, y que estipula el pago adicional por transporte de 0.06 centavos de U\$/kWh/km, con un límite máximo de 1.5 centavos de U\$/kWh.

3.- Funcionamiento en Paralelo con la red de la EEQ, sin entrega de energía. La producción total del sistema de cogeneración servirá para atender las necesidades internas de la planta industrial y la interconexión con la red de distribución servirá solamente de respaldo. Según el plano 3.1 se puede desconectar la cámara de transformación que alimenta la Línea Decorativa LD, y la alimentación de energía se la puede realizar a través del BY PASS que conecta los bloques de carga # 1 y # 2, de esta manera todos los excedentes de la central de Cogeneración podrán ser vendidos internamente, disminuyendo la demanda facturable y el costo de energía de dicha zona productiva.

5.4 EVALUACION ECONOMICA

Análisis de costos de producción del kWh entregado por el turbogenerador.

En referencia a la figura 5.3, el valor del costo de generación del kWh del turbogenerador es el resultante de la suma de los bloques anteriores que intervienen directamente en el valor final del producto.

En cada uno de los bloques se tienen valores medidos y contabilizados, los mismos que son prorrateados entre los diferentes centros de costos.

Los valores prorrateados en cada bloque que intervienen en la generación de energía, son llevados al siguiente y así hasta el final, hasta conocer el total involucrado en la generación eléctrica.

En cada bloque (Equipo dentro del Sistema de Cogeneración) se describen los valores correspondientes a mano de obra, gastos de fabricación, y distribución del costo fijo y variable entre los diferentes centros, los mismos que son trasladados al bloque subsiguiente, hasta llegar a obtener los costos finales de generación descritos en el Item 7 del anexo 3.

Para efectos de ubicar el costo de cada kWh producido, se efectúa el estudio en base a resultados que se obtienen de un mes típico y que sirve para obtener luego los datos referentes a beneficios del proyecto y tiempo de retorno de la inversión. (Ver Items 1 al 7, en tablas del anexo 3).

Desde el Item 1 (anexo 3), se van generando valores en ciertos equipos, que luego se involucran en los siguientes bloques. Estos valores se encuentran resaltados con fondo negro para ubicar fácilmente de donde provienen y a donde van.

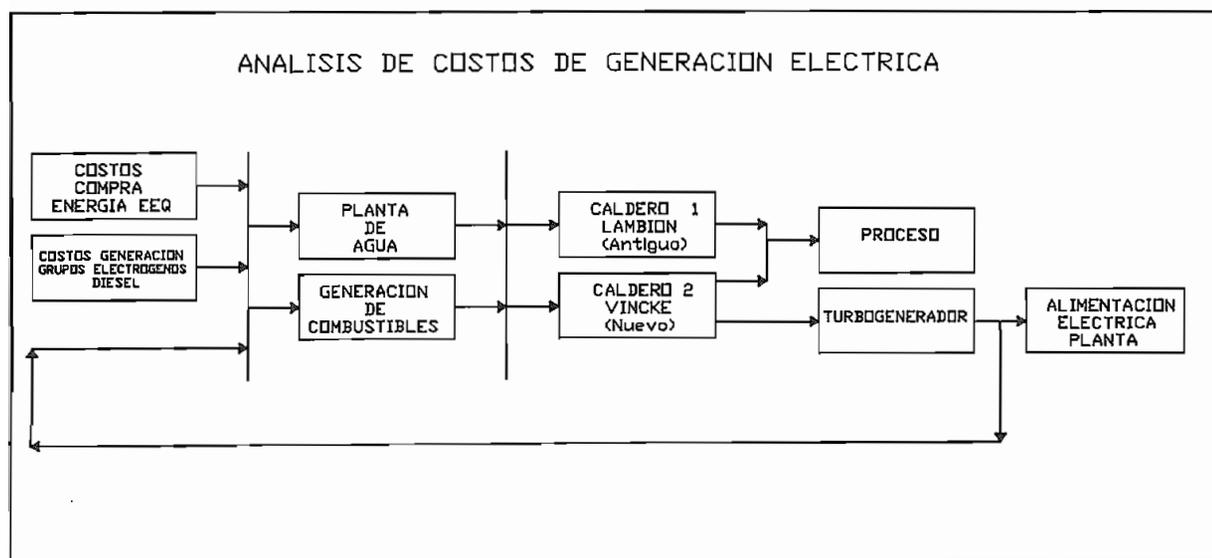


Figura 5.3 Disposición de bloques de costos que intervienen en el valor final del kWh generado.

En el ítem 7 del anexo 3, correspondiente al análisis del turbogenerador se obtiene el costo final para generar 675,000 kWh. = U\$D 26,291.38.

Costo por cada kWh=[26,291.38 U\$D/ 675,000 kWh] = 0.0389 U\$D=3.89 centavos de U\$D por cada kWh.

Costo financiero:

- Costo proyecto eléctrico = U\$D 2,567,988 (Figura 5.2)
- Forma de financiamiento: 50% ENDESA y 50% préstamo bancario a 5 años al 11% de interés.
- U\$D 1,283,994 al 11% en 5 años= U\$D 141,239 c/año ≈ 11,770 U\$D/mes.
- U\$D 11,770 / [675,000 kwh/mes] = 0,0174 U\$D / kWh

- Valor final por kWh=USD $(0.0389 + 0.0174)=0.0563$ USD/kWh =**5.63 centavos de USD.**
- Valor kWh = USD 0.10 (Agosto de 1994).
- Diferencia a favor = USD $(0.10 - 0.0563) =$ USD 0.0437
- Valor recuperado en un mes = $675,000 \text{ kWh} \times 0.0437 \text{ USD/kwh}=\text{USD}29,497.5$
- Tiempo de recuperación de la inversión= $1,283,994/29,497.5=$ 43.52 meses
- **Tiempo de retorno de la inversión en años= 3.63 años.**

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Después de diseñar, instalar y poner en funcionamiento la Central de Cogeneración de Endesa se obtienen las siguientes conclusiones:

- 1.- Se ha terminado el problema de evacuación de desperdicios, y quema indiscriminada de los mismos. El problema ambiental queda resuelto por la eliminación de humos y gases que se descargaban directamente a la atmósfera.
- 2.- El calor que se producía en la incineración al aire libre de los desperdicios es ahora canalizado como energía útil para aprovecharla en una Central de Cogeneración que produce vapor para Procesos Industriales y Generación de Electricidad a la vez.
- 3.- Los Procesos Industriales tienen ahora un mayor respaldo de Potencia de Vapor, tanto en calidad como en presión.
- 4.- A partir de la producción de Electricidad Propia, se han logrado obtener mejores márgenes de utilidad, ya que el valor del kWh generado es menor que el comprado.
- 5.- La producción de vapor se ha logrado incrementar debido al aprovechamiento de los gases que salen por la chimenea de la Caldera 2. Este vapor es conducido a equipos de proceso que requieren presiones bajas, aliviando de esta manera la demanda de la Caldera Principal, y aportando con más energía al sistema de Generación Eléctrica.
- 6.- Se logró prescindir del funcionamiento de la Caldera en base a bunker, reemplazando su producción con la Nueva correspondiente al Sistema de Cogeneración. De esta manera se consiguió un gran ahorro en lo que a compra de combustibles se refiere.
- 7.- Se espera exista la apertura del CONELEC, para determinar los acuerdos más favorables, en relación a normas y regulaciones que permitan la venta de energía a terceros, en términos que ofrezcan recibir mejores beneficios a los Cogeneradores.
- 8.- El proyecto total de Cogeneración en lo referente a la inversión para generación de vapor y electricidad costó U\$D 3,282,062.
- 9.- El costo del proyecto de Cogeneración en lo relacionado solamente a generación eléctrica costó U\$D 2,567,988.
- 10.- El tiempo de retorno de inversión del proyecto de Cogeneración referente a la parte eléctrica es 3.63 años.

11.- En caso se tenga que comprar combustible (bunker), para generación de vapor y electricidad prescindiendo de los desperdicios de la Empresa, para hacer funcionar el mismo proyecto se debe invertir U\$D 1,419,843.6

12.- Para mejorar la eficiencia de generación de vapor se propone el esquema de aprovechamiento de gases que salen por la chimenea, para presecar los combustibles húmedos y obtener mayor estabilidad en la generación eléctrica. El costo de este proyecto asciende a U\$D 130,000 con un tiempo de retorno a la inversión de 16.68 meses.

Entre las **recomendaciones** más importantes están las siguientes:

1.- Difundir este tipo de proyectos especialmente entre todas las Industrias Madereras del País.

2.- Difundir y explicar las bondades del Sistema de Cogeneración, para que sea aplicado en todas las demás Industrias que utilizan grandes cantidades de energía térmica. (Industria del Cemento, Industria de Cerámica, Centrales de generación Térmica, etc).

3.- Un sistema de cogeneración puede reaprovechar los desperdicios de calor, y transformarlos nuevamente en vapor, el mismo que puede ser aplicado a turbinas pequeñas que pueden accionar ventiladores, bombas, etc, reemplazando a los motores eléctricos, disminuyendo por consiguiente la demanda de energía eléctrica que se adquiere de la Empresa Pública de Distribución.

4.- Es importante que en cada Empresa Industrial se analicen las posibilidades de realizar constantemente auditorias internas de consumos de energía eléctrica y de vapor, con el fin de medir su rendimiento en relación al producto que se esta fabricando. De esta manera se pueden obtener índices comparativos para mejorar la eficiencia de la energía utilizada.

Para ser factible este tipo de auditorias será necesario implementar los sistemas básicos de medición y monitoreo en cada uno de los bloques de carga internos, que se crean son los más gravitantes dentro de los procesos productivos.

5.- Finalmente se recomienda que en todo lo relacionado a estudios de Potencia y Energía Eléctrica, se incluyan adicionalmente conocimientos básicos de Termodinámica, que a la par servirán para que la Ingeniería aplicada a la Cogeneración tenga fundamentos sólidos y así poder desarrollar y aplicar con mayor confianza, todos los posibles proyectos que se presenten respecto a este tema.

BIBLIOGRAFÍA

- Protección y Coordinación contra cortocircuitos en los sistemas eléctricos de distribución. Tesis Escuela Politécnica Nacional. Facultad de Ingeniería Eléctrica. Patricio Burbano de Lara, 1968.
- Estudio Técnico económico para la instalación de una central térmica a vapor en la ciudad de Quito. Tesis Escuela Politécnica Nacional. Facultad de Ingeniería Eléctrica. Ramiro F. León, 1972.
- Diseño de un sistema de emergencia automático. Tesis Escuela Politécnica Nacional. Facultad de Ingeniería Eléctrica. Gonzalo Sotomayor, 1980.
- Guía para el Diseño de Instalaciones Industriales, Tesis Escuela Politécnica Nacional. Facultad de Ingeniería Eléctrica. Marco Astudillo, 1978.
- Análisis técnico y socio económico de las diferentes formas de producción de energía eléctrica en el Ecuador. Tesis Escuela Politécnica Nacional. Facultad de Ingeniería Eléctrica. Ernesto Abril, 1978.
- Sistemas de fuerza, Fábrica Ingaoro. Tesis Escuela Politécnica Nacional. Facultad de Ingeniería Eléctrica. José Enrique Herrera, 1977.
- Proyecto de una Central Térmica en Biblián. Tesis Escuela Politécnica Nacional. Facultad de Ingeniería Eléctrica. Gonzalo Guerrero Jordán, 1964.
- Diseño del sistema de sincronización automática para grupos de emergencia. Tesis Escuela Politécnica Nacional. Facultad de Ingeniería Eléctrica. 1983.
- Generacao Termoeléctrica no sector madeireiro, Luis Koblits, Recife, 1972.
- Cogeneración en América Latina y el Caribe. OLADE / CONAE / GTZ, Monterrey, México. 1992.
- Cogeneración Industrial en México. Producción de electricidad. Estado actual y perspectivas. Tesis de Grado. Universidad Autónoma de México. Jesús Cuevas Salgado. 1987.
- Transmisión de calor, Brown y M. Marco. México. 1963.
- Termodinámica y motores térmicos. Donald H Master Ed. UTEHA, Barcelona, 1965.
- Ingeniería Termodinámica, J.B. Jones y R. E. Dugan, Nueva York, 1997.
- Sistemas de calderas; programa de capacitación en gerencia de la Energía en la Industria I.N.E.
- Steam power stations. Gustaff A. Gaffert. New York, 1952.

- Generación del vapor. Marcelo Mesny, Buenos Aires 1946.
- Steam its generation and use Babcock and Wilcox Company, New York, 1960.
- Industrial Boiler Management and operators guide; Keneth G. Oliver, New York; Industrial Press Inc, 1989.
- Plantas de vapor arranque; prueba y operación; Charles Donald Swift, Mc Grawhill, New York, 1976.
- Using stean in power plant, training sistemas TPC, Illinois, 1990.
- Vyncke Boiler steam; superheated water and hot water from waste. 1993
- How power plants work, Training systems TPC; Illinois, 1990.
- Turbomáquinas de vapor y de gas. M. Lucini, Editorial Labor, 1966.
- Compendio estructurado de turbinas de vapor Dresser Rand, New York, 1994.
- Manual técnico y de instrucción para conservación de la energíá, torres de enfriamiento, IDEA; Sociedad Estatal Ministerio de Industria y Energíá. España.
- Cooling Tower Fundamentals, Marley y Co. New York.
- Electrical Engineering Hand Book Siemens 1989.
- Industrial Power system data book General Electric, 1968.
- IEEE Recommended practice for electric power distribution for industrial plants, Red Book, IEEE Std. 1976.
- Transmition and distribution reference book, Westinghouse, 1964. Standard Handbook for Electrical Engineers. Fink and Beaty. Mc Grawhill, New York. 1978.
- Tecnología de la Madera y sus aplicaciones, Franz Kollmann, Munich, 1955, Traducido al español por Ministerio de Agricultura, Madrid, España 1959.

ANEXO 1

INDICE DE PLANOS

PLANOS CAPITULO II

Diagrama de flujo de producción y distribución de agua

Plano 2.1 Producción y tratamiento de agua para proceso industrial y generación de electricidad.

PLANOS CAPITULO III

Diagramas unifilares de distribución eléctrica y de vapor.

Plano 3.1 Diagrama Unifilar de potencia simplificado.

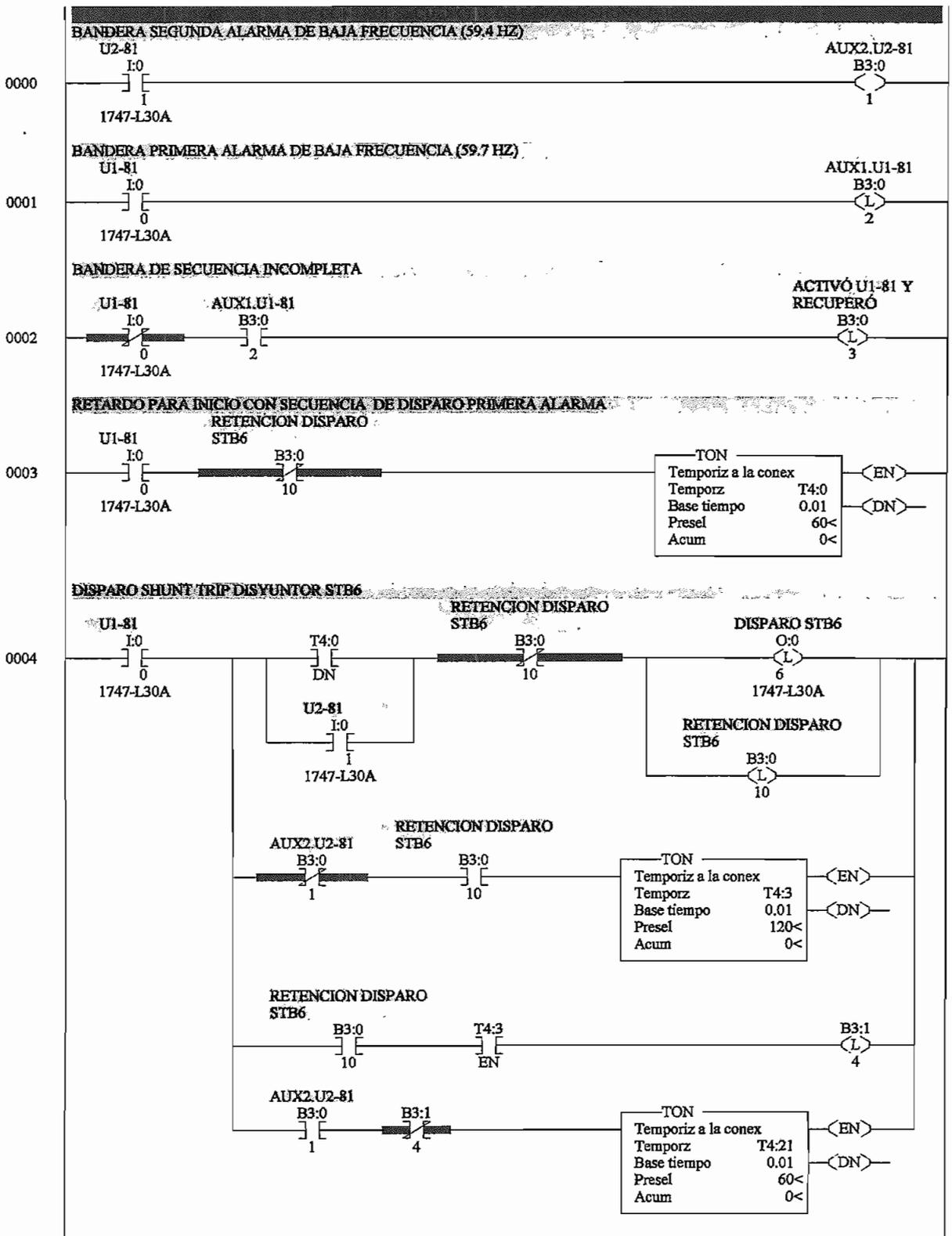
Plano 3.2 Diagrama Unifilar de potencia detallado.

Plano 3.3 Diagrama Unifilar de distribución de vapor.

Plano 3.4 Sistema Scada VIPNET - 485

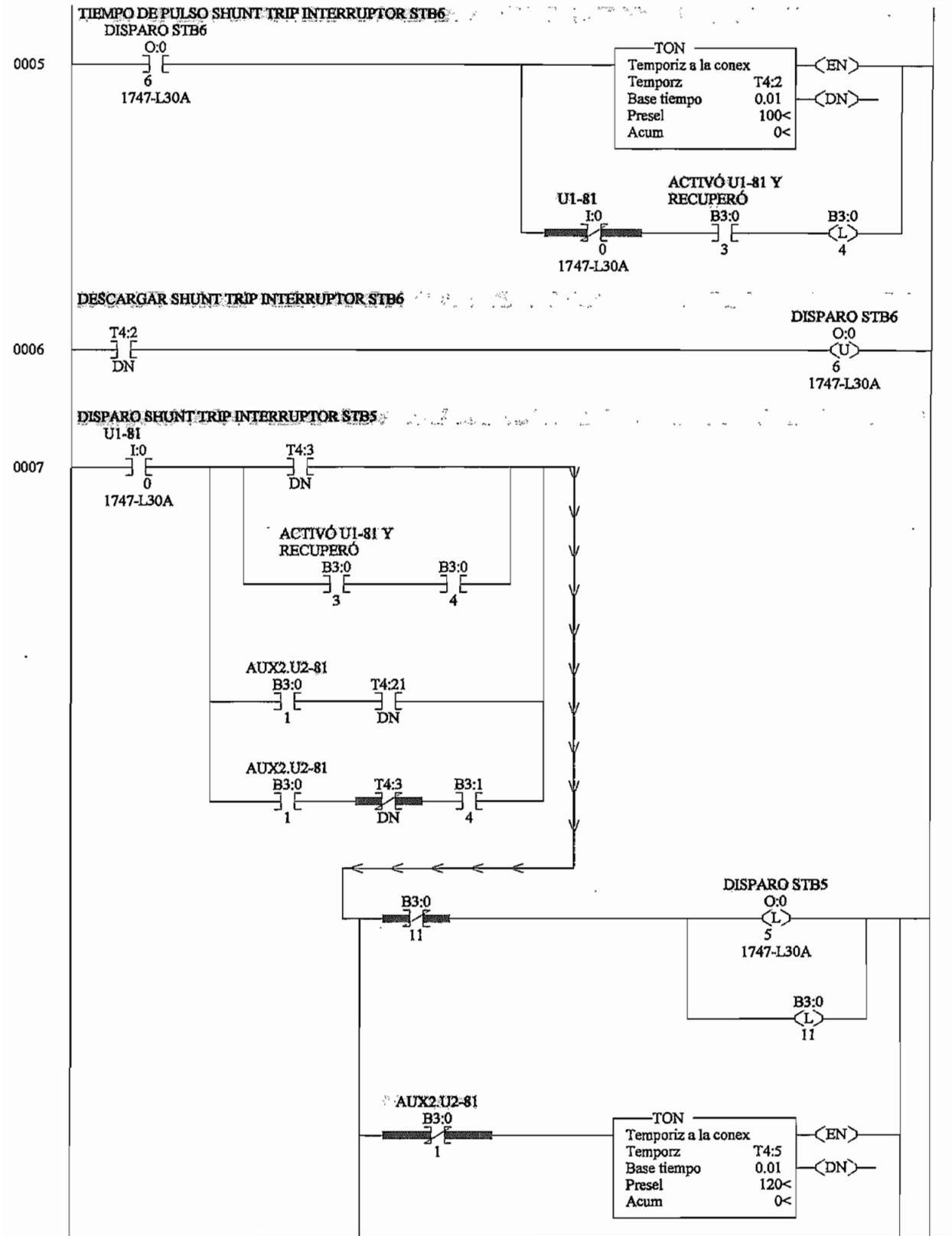
CONTROL SECUENCIAL DE DISPARO SHUNT TRIPS (RECHAZO DE CARGAS)

LAD 2 - --- Total renglones en archivo = 26



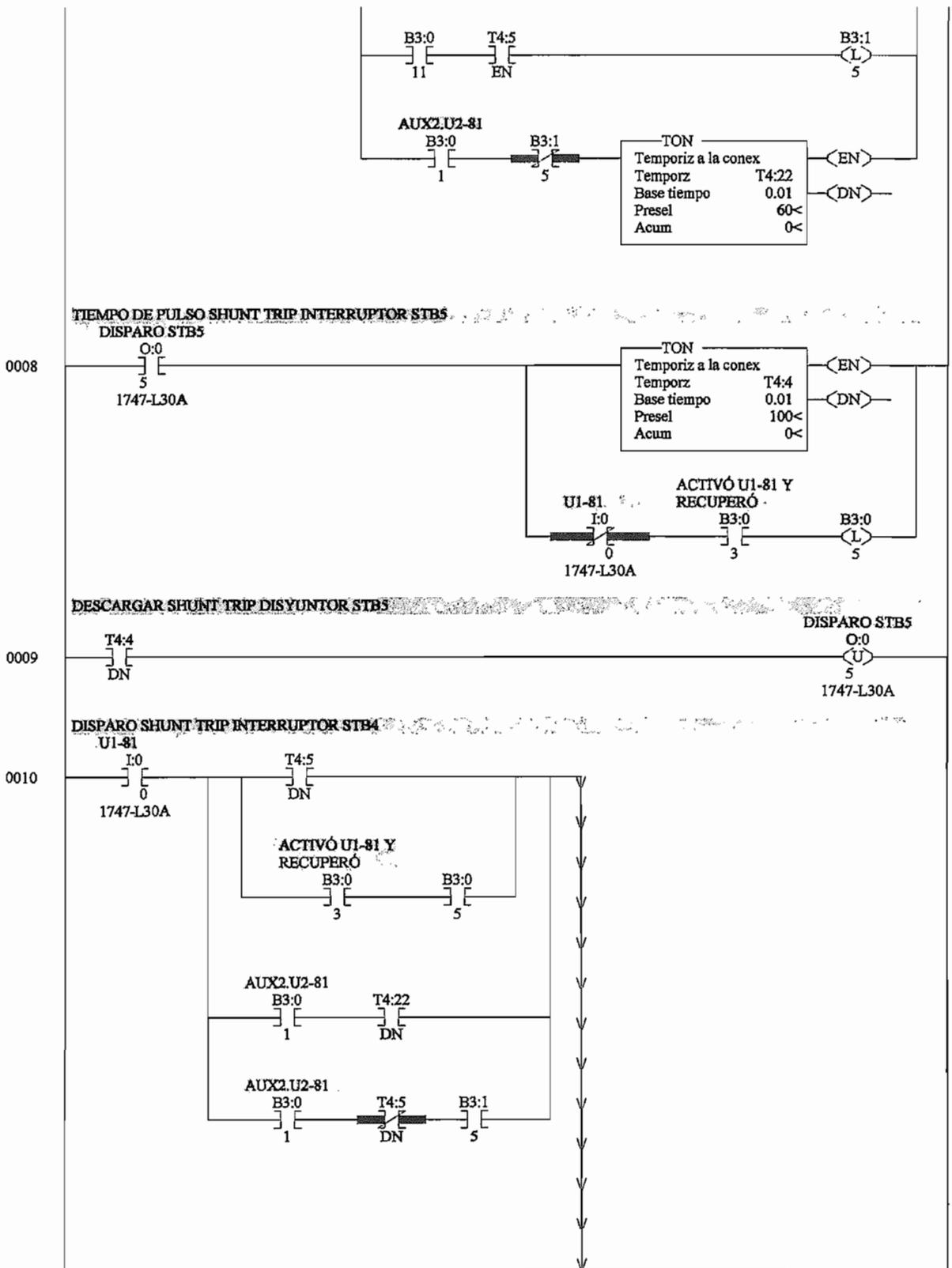
CONTROL SECUENCIAL DE DISPARO SHUNT TRIPS (RECHAZO DE CARGAS)

LAD 2 - --- Total renglones en archivo = 26



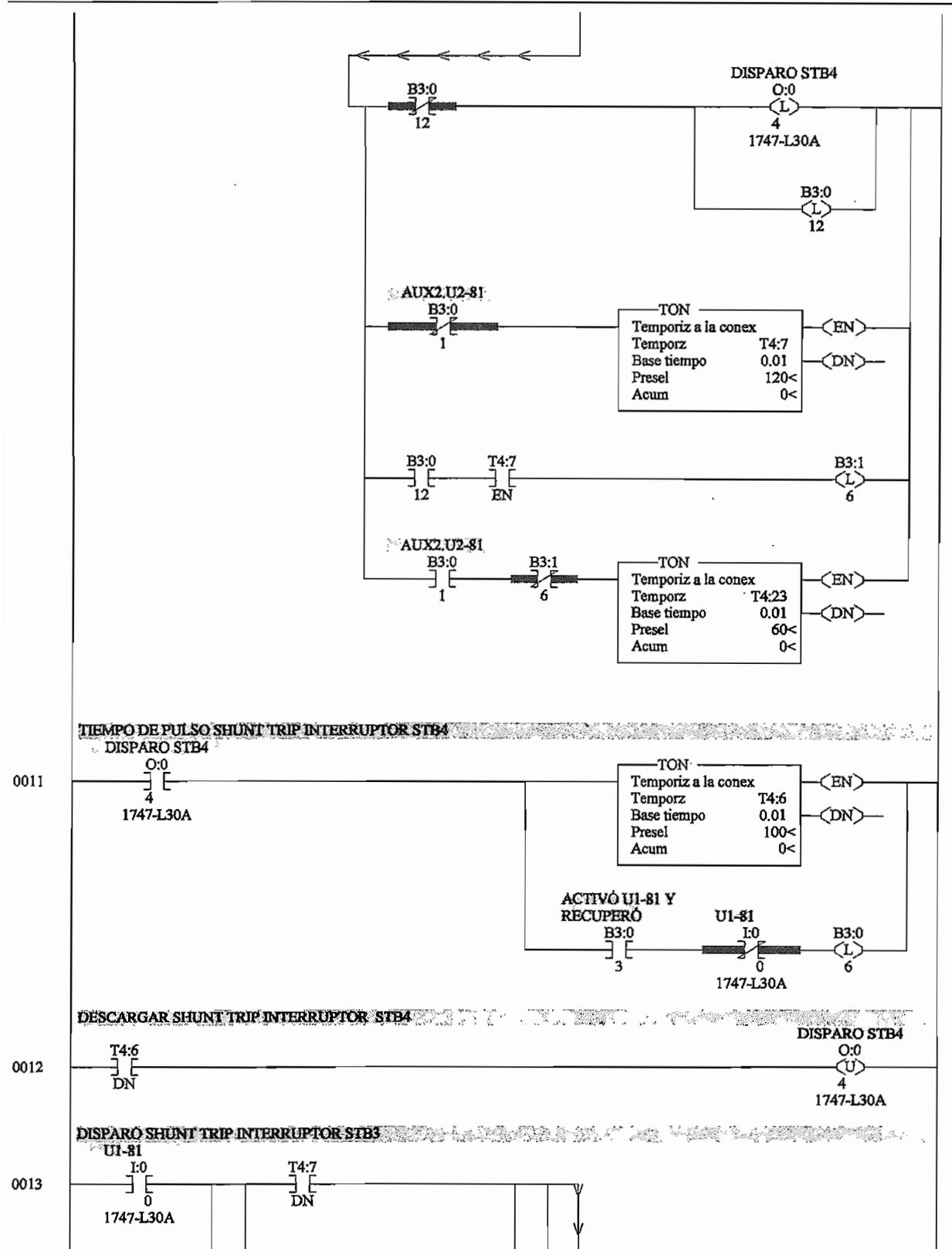
CONTROL SECUENCIAL DE DISPARO SHUNT TRIPS (RECHAZO DE CARGAS)

LAD 2 - --- Total renglones en archivo = 26



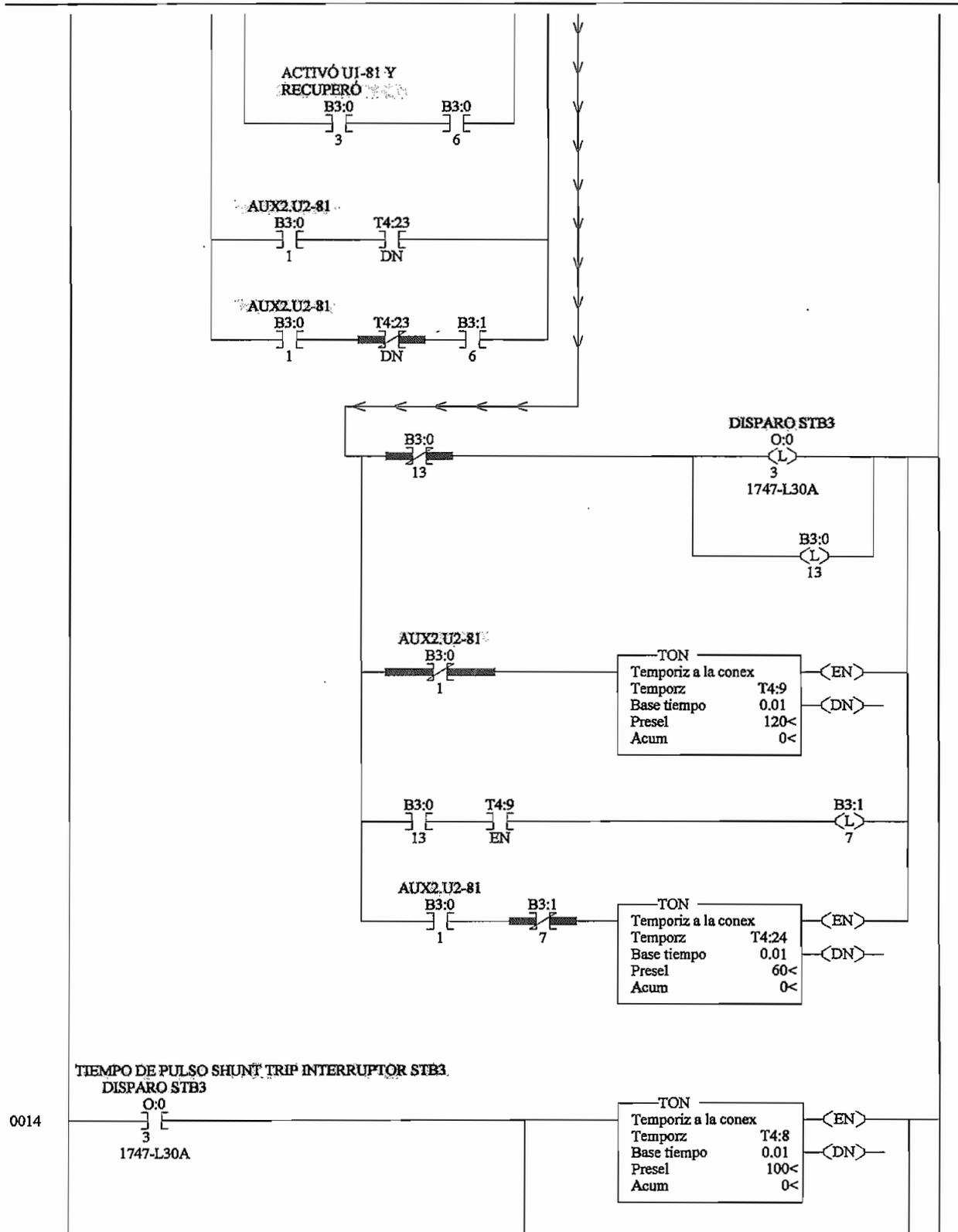
CONTROL SECUENCIAL DE DISPARO SHUNT TRIPS (RECHAZO DE CARGAS)

LAD 2 - --- Total renglones en archivo = 26



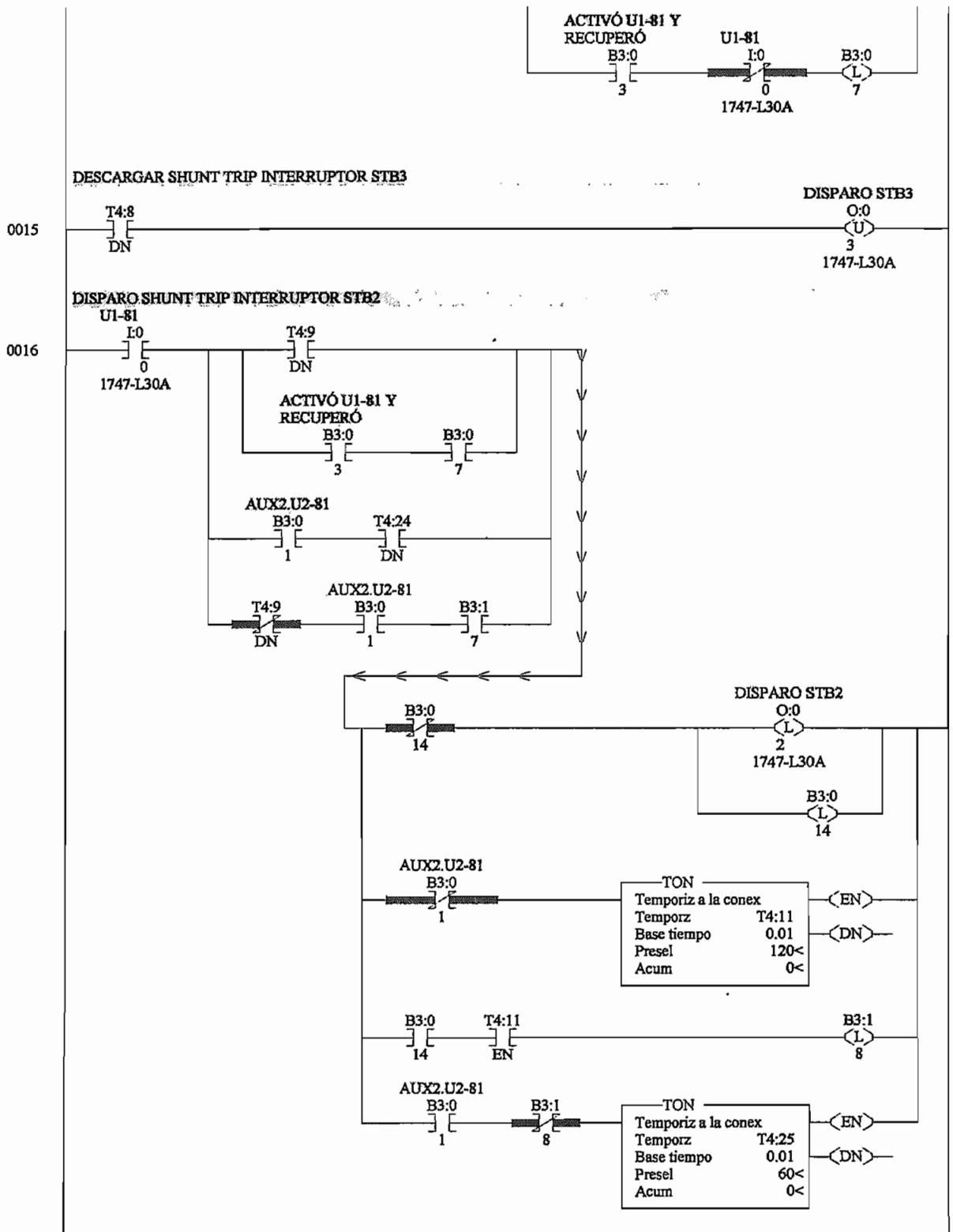
CONTROL SECUENCIAL DE DISPARO SHUNT TRIPS (RECHAZO DE CARGAS)

LAD 2 - --- Total renglones en archivo = 26



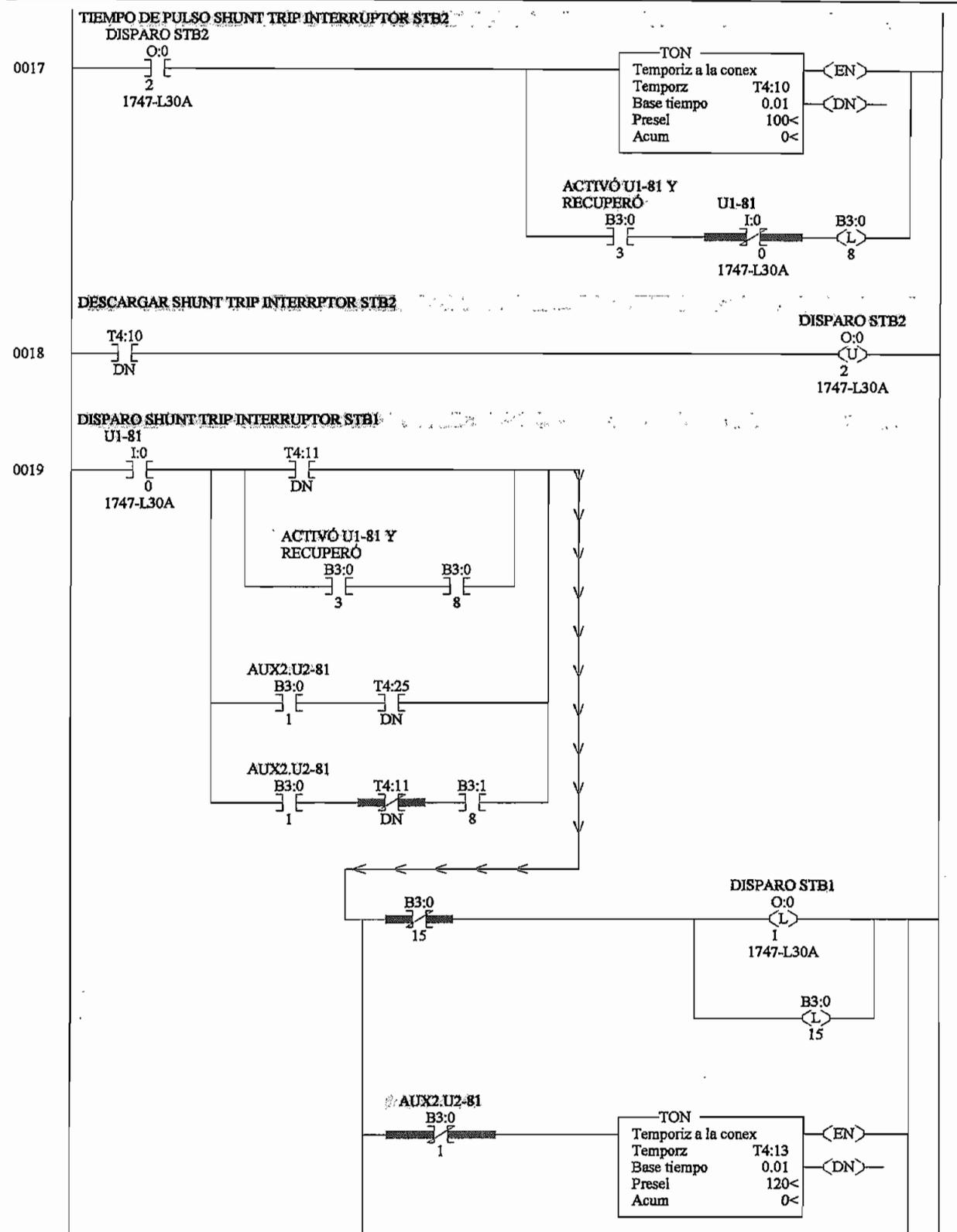
CONTROL SECUENCIAL DE DISPARO SHUNT TRIPS (RECHAZO DE CARGAS)

LAD 2 - --- Total renglones en archivo = 26



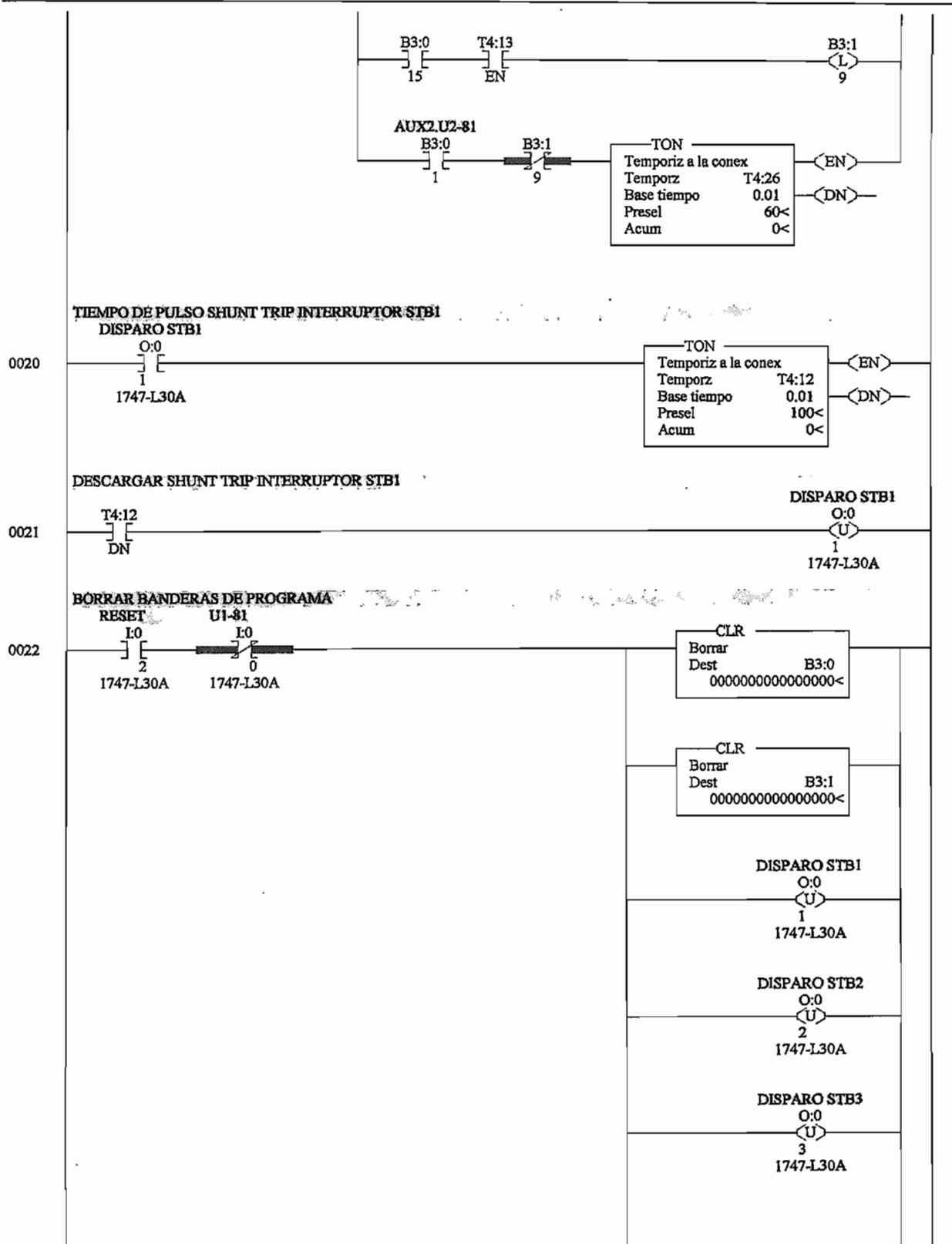
CONTROL SECUENCIAL DE DISPARO SHUNT TRIPS (RECHAZO DE CARGAS)

LAD 2 - --- Total renglones en archivo = 26



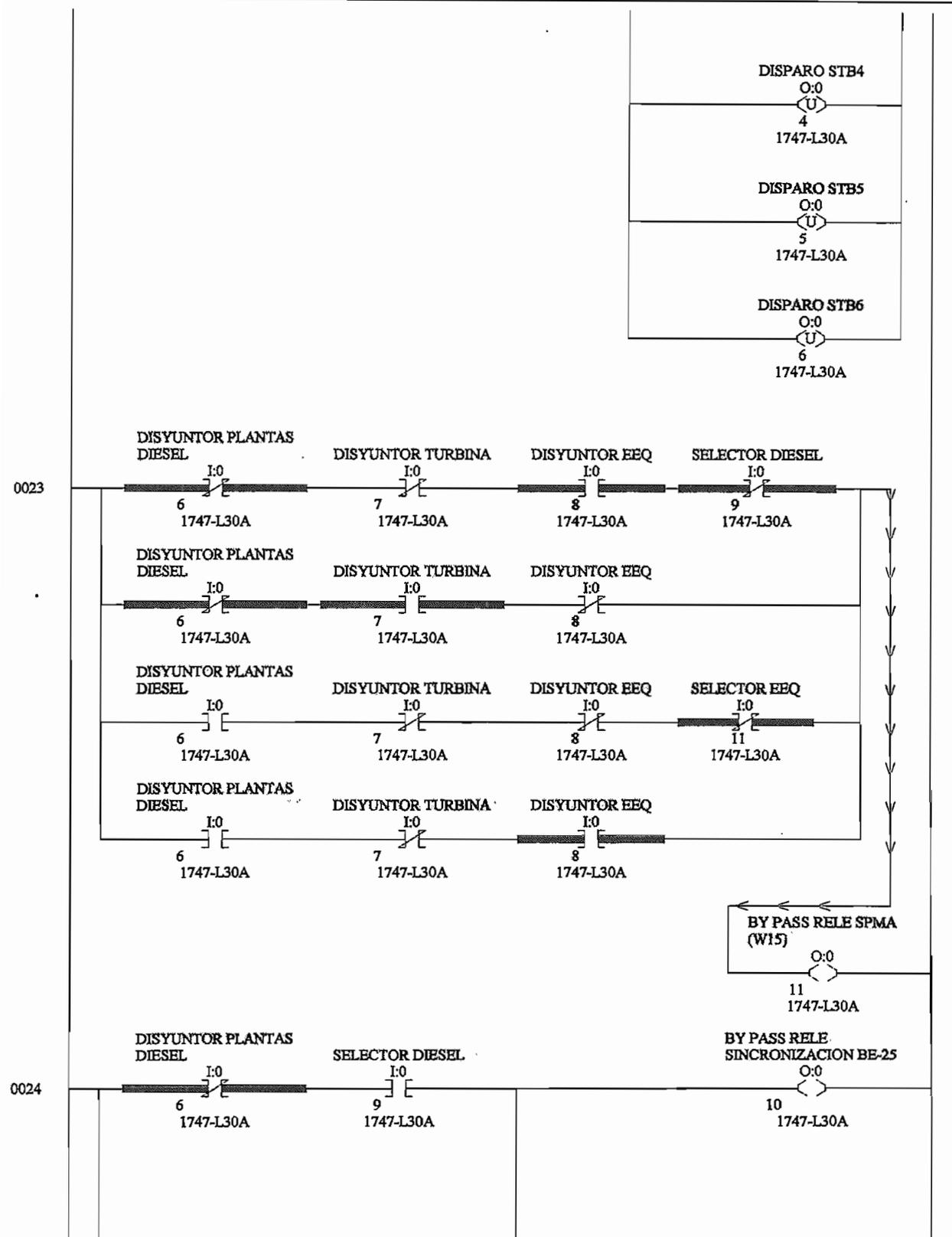
CONTROL SECUENCIAL DE DISPARO SHUNT TRIPS (RECHAZO DE CARGAS)

LAD 2 - --- Total renglones en archivo = 26



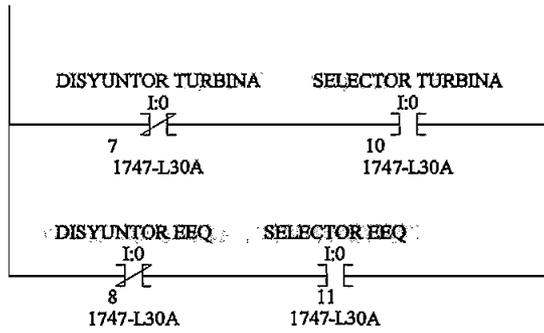
CONTROL SECUENCIAL DE DISPARO SHUNT TRIPS (RECHAZO DE CARGAS)

LAD 2 - --- Total renglones en archivo = 26



CONTROL SECUENCIAL DE DISPARO SHUNT TRIPS (RECHAZO DE CARGAS)

LAD 2 - --- Total renglones en archivo = 26



0025

⟨END⟩

ANEXO 3

CAPITULO V

.- Cuadros de análisis de costos fijos y variables que intervienen en el valor final del kWh producido en el Turbogenerador.

3.2.- PLANTA CUMMINS -LINEA DECORATIVA (565)				AGOSTO /1994		USD
BLOQUE DE CARGA #2 (PLANO 3.1)				FIJOS	VARIABLES	TOTAL
MANO DE OBRA					0,00	0,00
GASTOS DE FABRICACION				2,24	9,96	12,20
CONSUMOS DE BODEGA					9,96	9,96
DEPRECIACION Y DEPRECIACION POR REVALORIZACION						0,00
SEGUROS				2,24		2,24
TOTAL GENERACION PROPIA:				2,24	9,96	12,20
				1.320,00	1.320,00	1.320,00
				0,00	0,01	0,01
DISTRIBUCION DEL COSTO				%		
ASERRADERO				15,54	0,35	1,90
CHAPA DECORATIVA LAMINADA				24,22	0,54	2,95
CHAPA DECORATIVA SECADA				8,18	0,18	1,00
CHAPA DECORATIVA CANTEADA				2,36	0,05	0,29
CHAPA DECORATIVA JUNTADA				2,36	0,05	0,29
GENERACION DE AGUA				35,28	0,79	4,30
PATIOS Y LAGUNAS				4,88	0,11	0,60
SERVICIOS GENERALES				7,18	0,16	0,88
				100,00	2,24	9,96
						12,20

3.- PLANTA DE AGUA. (564)

PERSONAL QUE LABORA: (3 Personas)				AGOSTO /1994		USD
				FIJOS	VARIABLES	TOTAL
MANO DE OBRA				1.396,94		1.396,94
SUELDOS				907,02		907,02
BENEFICIOS				253,94		253,94
PRESTACIONES SOCIALES				235,98		235,98
GASTOS DE FABRICACION				1.255,31	5.426,20	6.681,51
CONSUMOS DE BODEGA					2.500,00	2.500,00
DEPRECIACION Y DEPREC. POR REVALORIZACION				1.057,60		1.057,60
SEGUROS				71,78		71,78
SERVICIOS PAGADOS A TERCEROS					30,77	30,77
SERVICIOS PUBLICOS (E.E.Q.)					2.570,08	2.570,08
COSTO OTROS CENT. %				35,28	0,79	4,30
ENERGIA P. DIESEL				1,42	210,65	292,56
MANTENIMIENTO				0,88	13,02	46,50
RELACIONESIndustr.				1,54	30,21	107,91
SERVICIOS GENERALES					77,70	107,91
TOTAL PLANTA DE AGUA:				2.652,25	5.426,20	8.078,45
DISTRIBUCION PRODUCCION DE AGUA						
AGUA EMPLEADA EN CALDERAS						
COSTO DE AGUA DESMINERALIZADA (87%)				2.307,46	4.720,79	7.028,25
VOLUMEN M3.				2.306,00	2.306,00	2.306,00
S/. POR M3 .				1,00	2,05	3,05
AGUA EMPLEADA EN TORRE DE ENFRIAMIENTO						
COSTO DE AGUA CLARIFICADA (13%)				344,79	705,41	1.050,20
VOLUMEN M3.				2.751,10	2.751,10	2.751,10
S/. POR M3 .				0,13	0,26	0,38
DISTRIBUCION DEL COSTO				%		
GENERACION DE VAPOR (VINCKE)				70,78	1.633,22	4.974,59
GENERACION DE VAPOR (LAMBION)				29,22	674,24	2.053,65
ENCOLADO Y PENSADO				17,28	59,58	181,47
TURBO GENERADOR				82,72	285,21	868,72
TOTAL .				2.652,25	5.426,20	8.078,45
100,00	DESMIN.	2.307,46	4.720,79	7.028,25		
100,00	CLARIF.	344,79	705,41	1.050,20		
	TOTAL	2.652,25	5.426,20	8.078,45		

4.- GENERACION DE COMBUSTIBLE. (574)

	AGOSTO /1994		USD
	FIJOS	VARIABLES	TOTAL
MANO DE OBRA	0,00	0,00	0,00
SUELDOS	0,00		0,00
BENEFICIOS	0,00		0,00
PRESTACIONES SOCIALES	0,00		0,00
GASTOS DE FABRICACION	2.917,16	4.895,58	7.812,74
CONSUMOS DE BODEGA		1.279,58	1.279,58
DEPRECIACION Y DEPREC.POR REVALORIZACION	735,65		735,65
SEGUROS	74,06		74,06
SERV. PAGADOS A TERCEROS-LEÑA-TRANSPORTE			0,00
MANTENIMIENTO Y REPARACION DE ACTIVOS			0,00
SERV.PUBLICOS (E.E.Q.) %		1.107,01	1.107,01
COSTO DE OTROS CENTROS: 7,31			
ENERGIA P. DIESEL	162,93	13,92	176,85
7,29 TURBOGENERADOR	1.200,56	673,60	1.874,16
7,29 MANTENIMIENTO	435,56	1.066,40	1.501,96
10,00 AFILADURIA	108,95	266,77	375,72
7,01 TRANSP. INTERNO	199,45	488,30	687,75
0,98 REL.INDUSTRIALES			0,00
0,51 SERV. GENERALES			0,00
TOTAL GENERACION DE COMBUSTIBLE:	2.917,16	4.895,58	7.812,74

DISTRIBUCION DEL COSTO

	%			
GENERACION VAPOR 2 (VINCKE)	10,00		291,72	489,56
GENERACION VAPOR 1 (LAMBIGN)	5,00		145,86	244,78
CHAPA VERDE	35,00		1.021,01	1.713,45
CHAPA SECA	40,00		1.166,86	1.958,23
TERMINADO	10,00		291,72	489,56
	100,00		2.917,16	4.895,58

5.- GENERACION DE VAPOR VIEJO - (CALDERO LAMBIGN) (563)

	AGOSTO /1994		USD
	FIJOS	VARIABLES	TOTAL
PERSONAL QUE LABORA = 3 PERSONAS			
MANO DE OBRA	3.671,96	0,00	3.671,96
SUELDOS	2.732,58		2.732,58
BENEFICIOS	429,14		429,14
PRESTACIONES SOCIALES	510,24		510,24
GASTOS DE FABRICACION	2.709,27	10.835,94	13.545,21
CONSUMOS DE BODEGA		1.223,21	1.223,21
DEPRECIACION Y DEPRECIACION POR REVALORIZACION	886,05		886,05
SEGUROS	36,18		36,18
SERVICIOS PAGADOS A TERCEROS		6.263,66	6.263,66
SERV.PUBLICOS (E.E.Q.) %		265,02	265,02
COSTO DE OTROS CENT:			
29,22 GENERACION AGUA	674,24	1.379,42	2.053,66
1,75 ENERGIA P. DIESEL	11,74	3,33	15,07
21,00 GEN.COMBUSTIBLE	145,86	244,78	390,64
7,03 MANTENIMIENTO	492,44	955,91	1.448,35
0,98 REL. INDUSTRIALES	52,85	102,55	155,40
1,80 TURBO-GENERADOR	288,13	161,66	449,79
0,13 SERVICIOS GENERALES	121,78	236,41	358,19
TOTAL GENERACION DE VAPOR:	6.381,23	10.835,94	17.217,17

DISTRIBUCION DEL COSTO

	%			
CHAPA DECORATIVA LAMINADA	3,50		223,34	379,26
CHAPA DECORATIVA SECADA	7,73		493,27	837,62
CHAPA CORRIENTE VERDE	2,88		183,78	312,08
CHAPA CORRIENTE SECA	66,16		4.221,82	7.169,06
ENCOLADO Y PRENSADO	19,73		1.259,02	2.137,93
	100,00		6.381,23	10.835,94

6.- GENERACION DE VAPOR 2 (CALDERA VYNCKE) (573)

PERSONAL QUE LABORA = 4 PERSONAS		AGOSTO/1994		USD
		FIJOS	VARIABLES	TOTAL
MANO DE OBRA		3.009,27	0,00	3.009,27
SUELDOS		2.294,12		2.294,12
BENEFICIOS		373,79		373,79
PRESTACIONES SOCIALES		341,36		341,36
GASTOS DE FABRICACION		14.891,76	8.814,08	23.705,84
CONSUMOS DE BODEGA			1.825,00	1.825,00
DEPRECIACION Y DEPRECIACION POR REVALORIZACION		9.637,02		9.637,02
SEGUROS		1.181,91		1.181,91
SERVICIOS PAGADOS A TERCEROS			51,12	51,12
MANTENIMIENTO Y REPARAC. DE ACTIVOS			952,00	952,00
SERV.PUBLICOS (E.E.Q.) %			869,25	869,25
COSTO DE OTROS CENT.		70,78	GENERACION AGUA	1.633,22
	5,74	ENERGIA P. DIESEL	38,53	10,93
	10,00	GEN. COMBUSTIBLE	291,72	489,56
	5,89	TURBO GENERADOR	942,84	529,00
	7,29	MANTENIMIENTO	916,17	585,75
	4,03	RELACIONES INDUST.	75,77	48,45
		SERVICIOS GENERALES	174,61	111,64
TOTAL GENERACION DE VAPOR:		17.901,03	8.814,08	26.715,11

DISTRIBUCION DEL COSTO		%			
TURBO GENERADOR	67,30	12.047,40	5.931,87	17.979,27	
CHAPA CORRIENTE VERDE	1,07	191,54	94,31	285,85	
CHAPA CORRIENTE SECA	20,55	3.678,66	1.811,29	5.489,96	
ALISTONADO-SECADO	7,51	1.344,37	661,94	2.006,30	
ENCOLADO Y PRENSADO	3,57	639,07	314,66	953,73	
	100,00	17.901,03	8.814,08	26.715,11	

7.- TURBO GENERADOR. (572)

PERSONAL QUE LABORA = 0 PERSONAS		AGOSTO/1994		USD
		FIJOS	VARIABLES	TOTAL
MANO DE OBRA		0,00	0,00	0,00
SUELDOS				0,00
BENEFICIOS				0,00
PRESTACIONES SOCIALES				0,00
GASTOS DE FABRICACION		17.634,79	8.656,59	26.291,38
CONSUMOS DE BODEGA			1.745,58	1.745,58
DEPRECIACION MAQUINARIA NUEVA		4.716,13		4.716,13
SEGUROS		568,74		568,74
MANTENIMIENTO Y REPARAC. DE ACTIVOS				0,00
SERVICIOS PUBLICOS (E.E.Q.)		0,00	390,71	390,71
COSTO DE CENTROS %		67,30	GENERA VAPOR VYNCKE	12.047,40
	82,72	GENERACION AGUA	285,23	583,51
	2,58	ENERGIA P. DIESEL	17,33	4,91
	0,00	RELACIONES INDUST.		0,00
	0,00	SERVICIOS GENERALES		0,00
TOTAL TURBO GENERADOR:		17.634,79	8.656,59	26.291,38

DISTRIBUCION DEL COSTO		%			
CHAPA CORRIENTE VERDE	20,99	3.701,54	1.817,02	5.518,56	
CHAPA CORRIENTE SECA	25,82	4.553,30	2.235,13	6.788,43	
CHAPA CORRIENTE JUNTADA	4,11	724,79	355,79	1.080,58	
ALISTONADO-SECADO	3,20	564,31	277,01	841,32	
ALISTONADO-CEPILLADO	1,45	255,70	125,52	381,22	
ALISTONADO-SIERRA MULTIPLE	2,34	412,65	202,56	615,22	
ALISTONADO-JUNTADO	0,69	121,68	59,73	181,41	
ENCOLADO Y PRENSADO	7,34	1.294,39	635,39	1.929,79	
TERMINADO	4,68	825,31	405,13	1.230,44	
PATIOS Y LAGUNAS	0,51	89,94	44,15	134,09	
AFILADURIA	0,34	59,96	29,43	89,39	
GENERACION VAPOR #1 LAMBION	1,80	317,43	155,82	473,24	
GENERACION VAPOR #2 VYNCKE	5,89	1.038,69	509,87	1.548,56	
GENERACION DE COMBUSTIBLE	7,50	1.322,61	649,24	1.971,85	
SERVICIOS GENERALES	8,86	1.562,44	766,97	2.329,42	
ADMINISTRACION	4,48	790,04	387,82	1.177,85	
	100,00	17.634,79	8.656,59	26.291,38	