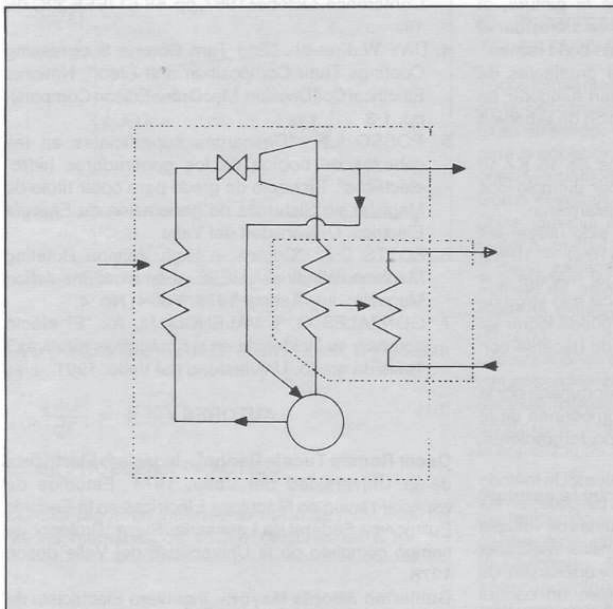


Flujo de energía en una planta térmica y la incidencia de los sistemas de control



INTRODUCCION

En una planta térmica tienen lugar una serie de transformaciones de energía.

En el presente trabajo de investigación, se analiza el proceso de flujo de energía desde el combustible hasta la salida como energía eléctrica, discriminando las diferentes pérdidas que se presentan. Se hace un cálculo utilizando datos reales y se analiza la incidencia que tienen los sistemas de control en los resultados finales.

BALANCE DEL FLUJO DE ENERGIA

Una manera de ilustrar la importancia relativa de cada una de las diferentes fuentes de pérdida, es mediante la utilización de un diagrama que muestre el balance de flujo de calor.

□ Ernesto Vásquez Gardeazábal
Ingeniero Mecánico
Central Hidroeléctrica del
Río Anchicayá Ltda.

□ Jairo Panesso Tascón, M.Sc.
Ingeniero Electricista - Profesor Titular
Departamento de Electricidad
Universidad del Valle

Se puede expresar la energía generada en kilocalorías:

$$1 \text{ KWh} = 860 \text{ kilocalorías} \quad (1)$$

DEFINICION DE LOS PARAMETROS DE RENDIMIENTO.

En la Fig. 1 se ilustran las superficies de control que facilitan el cálculo de las diferentes eficiencias:

Para la planta que se encuentra dentro de la superficie de control "Y", su rendimiento se expresa en términos de la **eficiencia del ciclo o eficiencia térmica "nt"**, definida como la relación entre la producción de trabajo neto y el calor suministrado.

$$\eta_t = W_{\text{neto}} / Q_b \quad (2)$$

$$\text{Relación térmica} = 860 \text{ Kcal} / \text{nt kwh} \quad (3)$$

$$= 3412 \text{ btu} / \text{nt kwh} \quad (4)$$

EFICIENCIA DE LA CALDERA

La caldera dentro de la superficie de control "Z" suministra calor al agua que circula en el ciclo. En este proceso, los gases de combustión salen a una temperatura superior a la de las entradas de combustible y aire, de manera que "Qb" siempre será menor que el valor calorífico del combustible.

La eficiencia de la caldera se define, como la relación entre el calor suministrado por la caldera por unidad de masa del combustible quemado y el poder calorífico de dicho combustible.

$$\eta_b = Q_b / P_c \quad (5)$$

EFICIENCIA GLOBAL DE LA PLANTA COMPLETA

La planta completa está dentro de los límites de control "Y" y "Z". La eficiencia global "ng" se define como la relación entre el trabajo neto producido por unidad de masa de combustible suministrado y el poder calorífico del mismo.

$$\eta_g = W_{\text{neto}} / Q_c \quad (6)$$

$$\text{como, } \eta_t = W_{\text{neto}} / Q_b \quad (7)$$

$$\eta_g = \eta_t \cdot \eta_b \quad (8)$$

PERDIDAS DE EFICIENCIA EN LAS CALDERAS

La pérdida más grande es la **pérdida por chimenea**. Es necesario, en la práctica, usar más aire del requerido teóricamente para asegurar suficiente oxígeno y evitar las **pérdidas por combustión incompleta**.

Las **pérdidas por inquemados** ocurren cuando se queman combustibles sólidos.

Otra pérdida, que debe considerarse, es la debida a la **radiación** de las paredes de la caldera.

Resumiendo, existen pérdidas inherentes de calor, sobre las cuales no hay control y otras que sí pueden controlarse en cierto grado.

Las pérdidas inherentes resultan de:

- 1- La descarga de los productos de la combustión a temperaturas mayores que la del ambiente
- 2- El contenido de humedad del combustible, más el debido a la combinación de algún hidrógeno con el oxígeno en el combustible

Las pérdidas que pueden ser controladas y minimizadas por medio de una buena operación son:

- Control cuidadoso del exceso de aire
- Disminución de los inquemados en las cenizas
- Disminución de los inquemados gaseosos en los gases de escape
- Un buen aislamiento térmico, para reducir las pérdidas por radiación.

PERDIDAS EN EL TURBOGRUPO

En cumplimiento de la segunda ley, se necesita de un elemento que transmita el calor del vapor de escape de la turbina a un cuerpo frío como el agua de circulación. Este elemento es el condensador de la unidad.

Este calor constituye la mayor pérdida del calor aportado por el combustible. Son las denominadas **pérdidas por el condensador**

La incorrecta operación de los equipos de intercambio de calor origina una pérdida importante de eficiencia. Esta pérdida es la que hemos denominado "**pérdida por mala operación del ciclo regenerativo**" y está relacionada directamente con la temperatura de entrada del agua de alimentación a la caldera. (5)

Calor total suministrado a la caldera (Qc)

$$Q_c = 5,874 \text{ Kg de carbón} \cdot 5,476 \text{ Kcal/Kg carbón}$$

$$Q_c = 32,166.024 \text{ Kcal}$$

Pérdida por el calor contenido en los gases de combustión (pg)

Se utiliza la fórmula de SIEBERT:

$$P_g = 0.65 \cdot (T-t) / (CO_2 + CO) \quad (9)$$

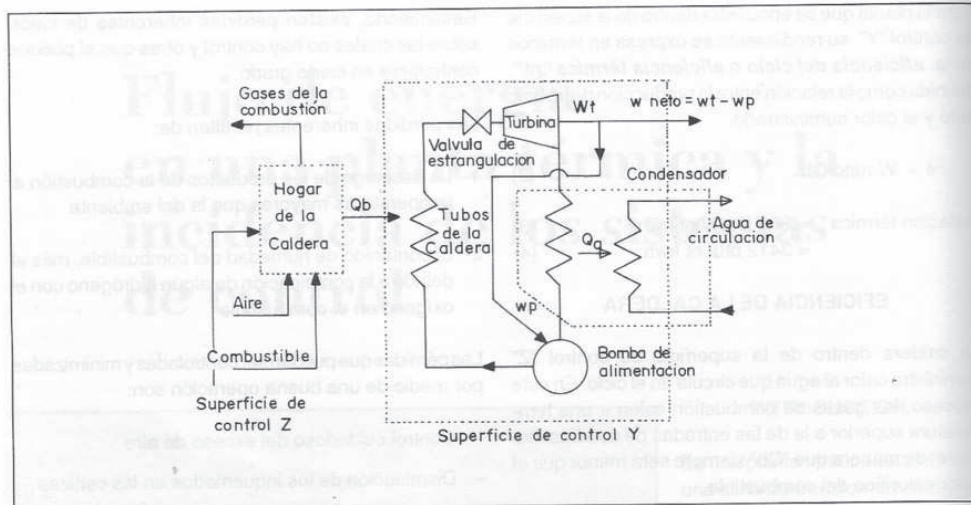


Fig. 1 Diagrama 1

En donde :

T = Temperatura de los gases e la chimenea = 164.9 °C
t = Temperatura ambiente = 28.8 °C
CO² = Porcentaje contenido en los gases = 13.44%
CO = Porcentaje contenido en los gases = 0.09%
Pg = 0.65 · (164.9-28.8)/(13.44+0.09)
Pg = 6.53%
Pg = 6.53 · (32,166.024) Kcal/100
Pg = 2'100,441 Kcal

Pérdida por inquemados sólidos

Se usa la siguiente fórmula:

$$Pi = (c \cdot i \cdot 8080) \cdot 0.85 / ((100-i) \cdot Pcib) \quad (10)$$

En donde:

c = Contenido de ceniza del carbón = 17.25%
i = Inquemados en la escoria = 7.43%

Pcib = Poder calorífico inferior en bruto = 5,476 Kcal/Kg
Pérdidas por inquemados en las cenizas volantes: 0.89%

Pérdidas totales por inquemados Pit = 2.6%

$$Pit = 2.6 \cdot (32,166.024) \text{ Kcal/100}$$

$$Pit = 836.317 \text{ Kcal}$$

Pérdidas por radiación

Valor estimado de una gráfica de la ABMA = 1.25%

$$Pr = 1.25 \cdot (32,166.024) \text{ Kcal/100}$$

$$Pr = 402.075 \text{ Kcal}$$

Pérdidas diversas

$$Pd = 2.45 \cdot (32,166.024) \text{ Kcal/100}$$

$$Pd = 788.067 \text{ Kcal}$$

Cálculo de Qb

$$Qc = 32,166.024 \text{ Kcal}$$

$$\text{Pérdidas en la caldera} = Pg + Pi + Pr + Pd$$

$$\text{Pérdidas en la caldera} = 4'126,900 \text{ Kcal}$$

$$Qb = Qc - \text{Pérdidas}$$

$$Qb = 28'039,124 \text{ Kcal}$$

Trabajo neto (W neto).

Se utilizan los datos del esquema térmico de la unidad: Fig. 2

$W_t = 10,000 \text{ KWh}$ (contador carga promedio)

$1 \text{ KWh} = 860 \text{ Kcal}$

$W_{\text{neto}} = 8'600,000 \text{ Kcal}$

Cálculo de η_t :

$\eta_t = W_{\text{neto}}/Q_b$

$\eta_t = 8'600,000/28'039,124 = 30.67\%$

Cálculo de la eficiencia de la caldera (b)

$\eta_b = Q_b/Q_c$

$\eta_b = 28'039,124/32'166,024 = 87.17\%$

Eficiencia global $\eta_t \cdot \eta_b$

(11)

$\eta_g = 0.3067 \cdot 0.8$

$\eta_g = 26.74\%$

Cálculo de la relación térmica.

Relación térmica = $860 \text{ Kcal/} \eta_t \text{ KWh}$

Relación térmica = $860/0.3067 = 2804 \text{ Kcal/KWh}$

Cálculo del consumo de calor en la turbina

$H_{rt} = (H_t - (H_f - H_c) - H_e)/K_w$ (12)

En donde :

H_t = Contenido de calor en el vapor suministrado en el lado caldera de la válvula de estrangulación en Kcal/h.

H_c = Contenido de calor del condensador a la temperatura que prevalece en el pozo del condensador durante el ensayo, en Kcal/h.

H_e = Contenido de calor del agua a la temperatura del punto de ebullición, correspondiente a la presión absoluta que prevalece en el flanche de salida de la

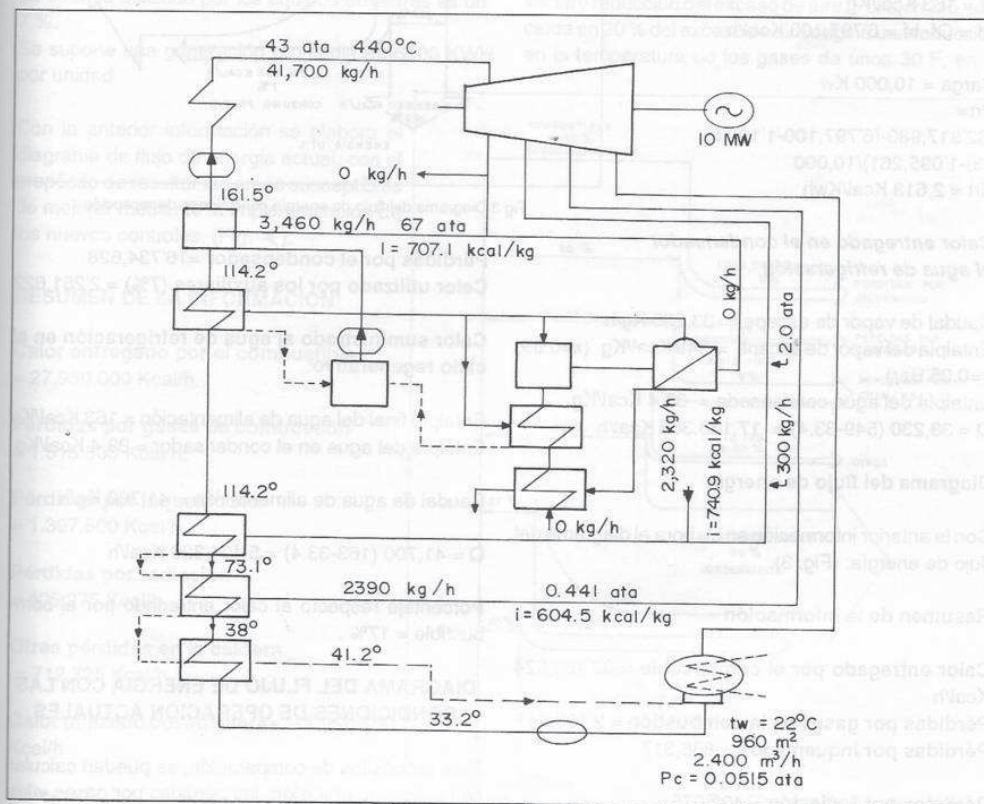


Fig. 2 Esquema técnico

turbina, en Kcal/h.

Los términos de esta ecuación no son entalpías específicas sino que representan el producto de la entalpía específica por el caudal de vapor.

$$Q_t = 41,700 \text{ Kg/h}$$

$$h_t = 789.4 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_t = Q_t \cdot h_t = 32'917,980 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_c = 33,230 \text{ Kg/h}$$

$$h_c = 33.12 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_c = Q_c \cdot h_c = 1'100,55 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_e = 33,230 \text{ Kg/h}$$

$$h_e = 32.96 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_e = Q_e \cdot h_e = 1'095,261 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_f = 41,700 \text{ Kg/h}$$

$$h_f = 163 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_f = Q_f \cdot h_f = 6'797,100 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Carga} = 10,000 \text{ Kw}$$

$$H_{rt} =$$

$$(32'917,980 - (6'797,100 - 1'100,55) - 1'095,261) / 10,000$$

$$H_{rt} = 2,613 \text{ Kcal/Kwh}$$

Calor entregado en el condensador al agua de refrigeración

Caudal de vapor de escape = 33,230 Kg/h
 Entalpía del vapor de escape = 549 Kcal/Kg ($x=0.89$, $p=0.05 \text{ Bar}$)
 Entalpía del agua condensada = 33.4 Kcal/Kg
 $Q = 33,230 (549 - 33.4) = 17,133.388 \text{ Kcal/h}$

Diagrama del flujo de energía

Con la anterior información se elabora el diagrama del flujo de energía: (Fig. 3).

Resumen de la información

Calor entregado por el combustible = 32'166,024 Kcal/h
 Pérdidas por gases de la combustión = 2'100,441
 Pérdidas por inquemados = 836,317

Pérdidas por radiación = 402,075
 Otras pérdidas en la caldera = 788,067

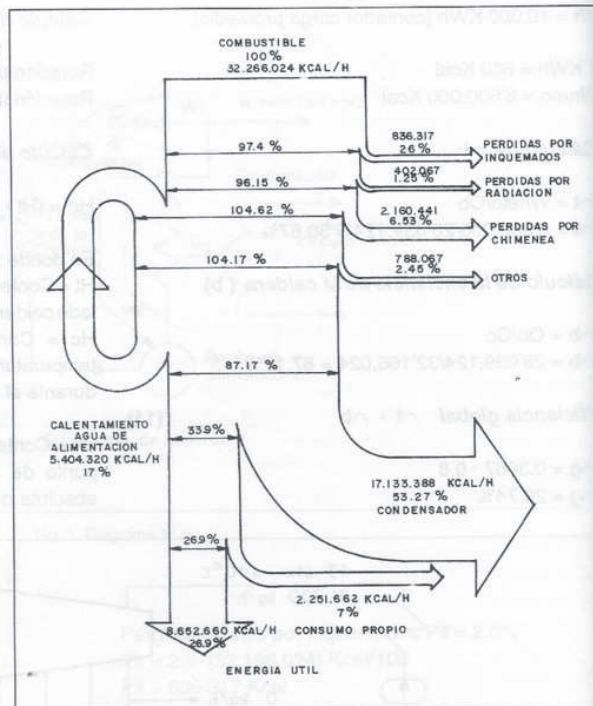


Fig 3 Diagrama del flujo de energía, condiciones de recepción

Pérdidas por el condensador = 16'734,628
 Calor utilizado por los auxiliares (7%) = 2'251,622

Calor suministrado al agua de refrigeración en el ciclo regenerativo:

Entalpía final del agua de alimentación = 163 Kcal/Kg
 Entalpía del agua en el condensador = 33.4 Kcal/Kg

Caudal de agua de alimentación = 41,700 Kg/h

$$Q = 41,700 (163 - 33.4) = 5'404,320 \text{ Kcal/h}$$

Porcentaje respecto al calor entregado por el combustible = 17% .

DIAGRAMA DEL FLUJO DE ENERGIA CON LAS CONDICIONES DE OPERACION ACTUALES

Para propósitos de comparación, se pueden calcular con suficiente precisión, las pérdidas por gases y las pérdidas por inquemados.

En ensayos realizados a las calderas I y II de Termoyumbo, recientemente, se obtuvieron los siguientes resultados promedios:

Pérdidas por chimenea	9%
Pérdidas por inquemados	5%

Se suponen prácticamente iguales y del orden del 4%, las pérdidas por radiación y pérdidas varias.

Lo anterior, nos conduce a una eficiencia en caldera de 82 %.

Los carbones utilizados actualmente, tienen un poder calorífico inferior de 4700 Kcal / Kg.

El agua de alimentación entra a la caldera a 130 .

La eficiencia global de la planta es de un 20 %.

Se consume aproximadamente 1 Kg de carbón para generar 1 KWH.

La energía utilizada por los equipos auxiliares es un 7 %.

Se supone una generación promedia de 6500 KWH por unidad.

Con la anterior información se elabora el diagrama de flujo de energía actual, con el propósito de resaltar las áreas susceptibles de mejorar mediante la implementación de los nuevos controles. (Fig. 4).

RESUMEN DE LA INFORMACION

Calor entregado por el combustible
= 27.950.000 Kcal/h.

Pérdidas por gases de combustión
= 1.515.500 Kcal/h.

Pérdidas por inquemados
= 1.397.500 Kcal/h.

Pérdidas por radiación
= 405.275 Kcal/h.

Otras pérdidas en la caldera
= 712.725 Kcal/h.

Calor utilizado por auxiliares = 1.956.500 Kcal/h.

Calor útil
= 5.590.000 Kcal/h.

Pérdidas por el condensador
= 15.372.500 Kcal/h.

Evaluación de la mejora potencial de eficiencia

Mediante la comparación de los diagramas de flujo de energía, hay en la caldera dos factores cuyo control es de gran importancia para mantener las pérdidas de calor dentro de los límites normales y conservar la eficiencia de la unidad. Estos factores son: Las pérdidas por los gases de combustión o pérdidas por chimenea y las pérdidas por inquemados sólidos.

La ganancia en eficiencia atribuible a la operación con menores excesos de aire y menores temperaturas en los gases, se muestran en la Fig. 5 adjunta. (7)

La caída real de temperatura depende de la temperatura inicial y reducción del exceso de aire. Por ejemplo, una caída en 20 % del exceso de aire origina una reducción en la temperatura de los gases de unos 30 F, en el

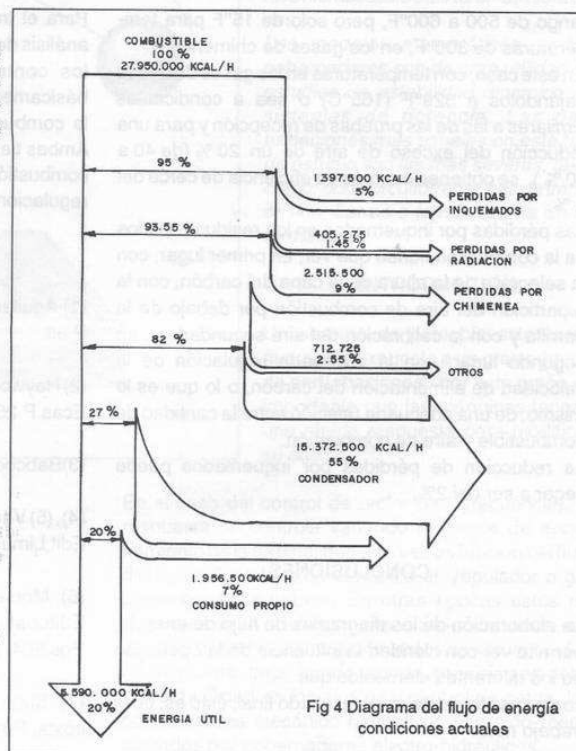


Fig 4 Diagrama del flujo de energía condiciones actuales

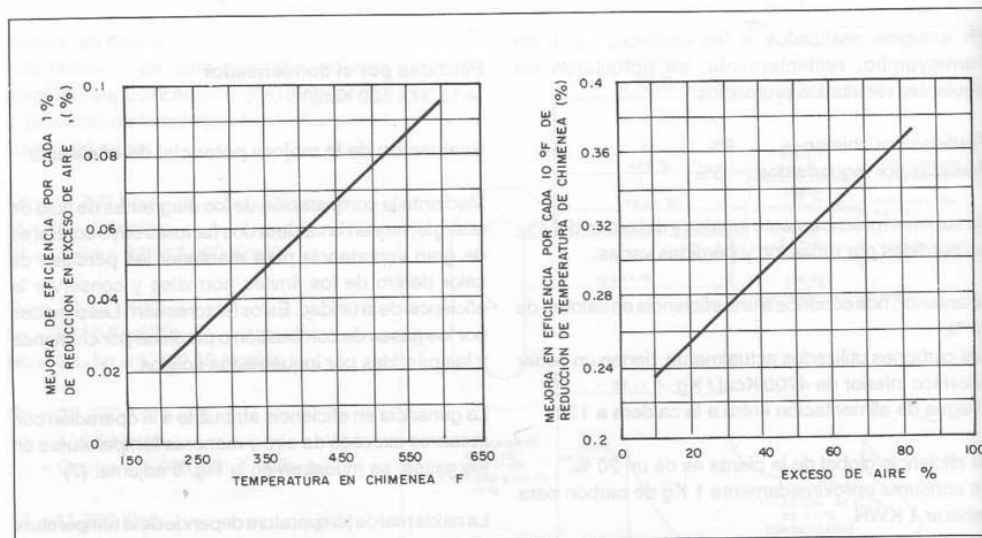


Fig 5 Mejora en eficiencia por cada 1% de reducción de exceso de aire y por cada 10 °F de reducción de la temperatura de la chimenea. Válida para calderas quemando gas natural Fuel Oil desde No. 2 hasta No. 6 y carbón.

rango de 500 a 600°F, pero solo de 15°F para temperaturas de 300°F, en los gases de chimenea.

En este caso, con temperaturas en los gases de 356 F, bajándolos a 329°F (165°C) o sea a condiciones similares a las de las pruebas de recepción y para una reducción del exceso de aire de un 20 % (de 40 a 20 %), se obtienen mejoras de eficiencia de cerca del 2 %.

Las pérdidas por inquemados en los residuos sólidos de la combustión tienen que ver, en primer lugar, con la selección de la altura de la capa del carbón, con la repartición del aire de combustión por debajo de la parrilla y con la calibración del aire secundario y, en segundo lugar, con la adecuada regulación de la velocidad de alimentación del carbón, o lo que es lo mismo, de una adecuada relación entre la cantidad de combustible y aire de combustión.

La reducción de pérdidas por inquemados puede llegar a ser del 2%.

CONCLUSIONES

74

La elaboración de los diagramas de flujo de energía, permite ver con claridad la influencia de la operación de los diferentes elementos que conforman la planta en el resultado final, ésto es, en el trabajo neto.

Para el trabajo presente, interesa especialmente el análisis de las deficiencias atribuibles al mal estado de los controles actuales. Estas deficiencias son básicamente las debidas a las pérdidas por gases de la combustión y las debidas a inquemados sólidos. Ambas tienen que ver con el modo como se realiza la combustión y ésta a su vez con la operación de la regulación y los controles.

BIBLIOGRAFIA:

- (1) Aguilar, R.M. Criterios de diseño de Plantas Ecas. P 80
- (2) Haywood, R.W. Análisis Termo-dinámico de Plantas Ecas. P 25 - Limusa, 1986.
- (3) Babcock & Wilcox, Steam, 1978 p 6.6
- (4), (5) Van Wylen G, Fundamentos de Termodinámica. Edit Limusa, 1977 p 112.
- (6) Morse, T, Frederick, Centrales Eléctricas, Cia Editorial Continental, S,A de C.V México, 1981. Pgs,204, 308, 321, 341.
- (7) Shore D.E. Calculating Performance-deficiency costs, Power junio 1977, pg 114