

Dubén Carriá
6/3103

T
621.460285
074



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica

**"ANALISIS COMPUTARIZADO DE LA REGENERACION
DE PODER EN CENTRALES TERMOELECTRICAS
DE LA CIUDAD DE GUAYAQUIL"**

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de:

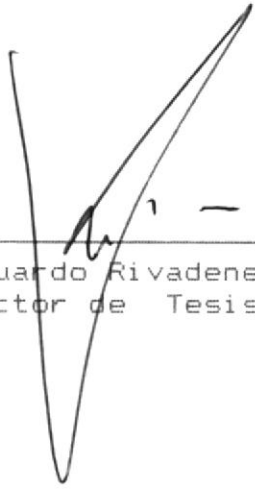
INGENIERO MECANICO

Presentada por:

MARIO OROZCO F.

Guayaquil - Ecuador

1.991



Ing. Eduardo Rivadeneira
Director de Tesis



Ing. Rafael Drouet
Miembro del Tribunal



Ing. Mario Patiño
Miembro del Tribunal



Ing. Nelson Cevallos
Decano de la Facultad

A G R A D E C I M I E N T O

A todas aquellas personas entre amigos, familiares y compañeros que de una u otra forma me dieron su Respaldo.

A la familia Rivas Vaca por todo el apoyo brindado.

A la Familia Orozco Falconí por su ayuda en la impresión de este Trabajo.

DEDICATORIA

A MI PADRE Y A MI MADRE.

A MIS HERMANOS.

A LA ESPOL.

DECLARACION EXPRESA

La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la "ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".



MARIO OROZCO FLORES

I N D I C E G E N E R A L

CONTENIDO	Pag.
ABREVIATURAS	I
INDICE GENERAL	II
INTRODUCCION	1
I. GENERALIDADES	3
1.1 La computación en la ingeniería.	3
1.2 Energética y Centrales Termoeléctricas	5
II. CARACTERISTICAS DE LOS SISTEMAS TERMODINAMICOS DE CONVERSION DE ENERGIA.	8
2.1 Energía y su transferencia como calor	8
2.2 Análisis de los sistemas Termodinámicos	10
2.3 Algunos ciclos termodinámicos útiles	13
2.3.1 Ciclo de Carnot	14
2.3.2 Ciclo Rankine y sus modificaciones ...	16
2.3.3 Ciclo Brayton	23
2.3.4 Ciclo Combinado	31
III. REGENERACION.	34
3.1 Introducción	34
3.2 Concepto de Regeneración	35
3.3 Posibles formas de Regenerar energía..	36
3.4 El ciclo Regenerativo de Rankine	41
3.5 La Regeneración en el ciclo Brayton	48

3.6	Recalentadores, Precalentadores y Economizadores	51
3.7	Precalentadores de Aire	55
IV.	LAS PLANTAS LOCALES Y SU ACTUAL FUNCIONAMIENTO...	57
4.1	Introducción	57
4.2	Centrales Termoeléctricas de Guayaquil: Cargas de Trabajo y puntos de operación.....	59
4.3	Análisis de los ciclos Regenerativos de las plantas de Poder locales.....	65
4.4	Eficiencias y costos de Generación	80
V.	ANALISIS COMPUTACIONAL DE LAS CENTRALES TERMOELECTRICAS	86
5.1	Obtención del modelo matemático de la Central "Ing. Aníbal Santos V."	86
5.2	Programas y Lenguajes	113
5.3	Descripción del Programa Computacional	114
VI.	OPTIMIZACION COMPUTARIZADA DE UNA CENTRAL CON REGENERACION	119
6.1	Puntos de enfoque para la Optimización	119
6.2	Descripción del Método	120
6.3	Campo de aplicación y especificaciones del Programa	140
6.4	Pruebas y Resultados	144

VII. ANALISIS DE RESULTADOS	148
7.1 Comparación de los Resultados obtenidos del modelo con los valores reales de operación..	148
7.2 Análisis del ahorro de Calor consumido	152
7.3 Recomendaciones para lograr óptimo funcionamiento	158
7.4 La limitación Económica	167
CONCLUSIONES	170
APENDICE	179
BIBLIOGRAFIA	197

I N T R O D U C C I O N

Utilizando métodos computarizados, a través de programas y lenguajes comerciales, como herramienta en el análisis de la regeneración de poder en ciclos de vapor de las instalaciones locales, se llega a establecer el actual aprovechamiento del potencial regenerativo de cada ciclo, comparado con el óptimo respectivo.

La condición óptima se establece en relación a la mayor mejora posible en los parámetros relacionados con el costo de generación del Kw-hr., para cada instalación. Esta condición óptima es hallada, a través de un método de optimización desarrollado por J. K. Salisbury en su estudio de los ciclos de vapor, y confirmado por los resultados obtenidos de una gran número de simulaciones para diversas condiciones de trabajo y diferentes regímenes de operación, de los ciclos de vapor que utilizan las centrales de poder locales.

Gracias al uso de la computadora, las condiciones y situaciones analizadas son muchas, pudiendo así, observar la variación de diversos parámetros relacionados al costo de generación, con el cambio de parámetros relacionados al uso de la regeneración.



El estudio cuenta con un programa principal que ejecuta la simulación de instalaciones de vapor, simulaciones que pueden ser elaboradas de acuerdo a la necesidad del usuario. Una simulación mas estricta se realiza en el caso de la Central Ing. Aníbal Santos V. para la cual un modelo matemático de sus diferentes equipos, adecuado para la simulación se desarrolló. El modelo fue realizado en base a datos de diseño provistos por EMELEC y realizados por los fabricantes de los equipos.

C A P I T U L O I

GENERALIDADES

1.1 La Computación en la Ingeniería

Las décadas anteriores han sido caracterizadas por la introducción de sistemas de control en la tecnología de las plantas de poder. La utilización de la computadora con su rápido procesamiento proporcionan nuevas posibilidades para la simulación matemática de plantas a gran escala.

A pesar de su gran complejidad, los procesos incluidos en una planta de poder son esencialmente modulares, en base a este hecho se logra la realización de un paquete de computadora para una unidad de 33000 kw que quema combustible fósil. En particular se describe el principio básico adoptado para la definición y modelaje de una planta de poder de componentes elementales.

Los modelos matemáticos y la simulación por computadora, son corrientemente usados para muchos propósitos, como asesorías para el diseño de procesos y control de sistemas de operación. Una ventaja notable de la computadora es su capacidad de conservar y reutilizar

datos y programas de trabajo, en general diferentes tipos de información, por ende vale la pena realizar las tediosas manipulaciones matemáticas, para encontrar la forma de solución del modelo, puesto que solo se necesita hacerse una vez y luego puede usarse para una gran variedad de situaciones, con dimensiones, posiciones y operaciones diferentes.

Cuando un proyecto se pone en marcha no es procedente ni económico tratar de ser absolutamente independiente en lo que a técnica se refiere, sino que se debe aceptar la tecnología heredada, y valerse de ellas, para el desarrollo de nuevas creaciones. Hay cientos de programas (softwares) disponibles para todas las áreas de ingeniería, los cuales no necesariamente deben desarrollarse por cada usuario, sino que deben ser usados de la mejor manera, con el fin de que los esfuerzos que, gracias a estos se ahorran, puedan ser utilizados con un fin mas profundo, en lo que a la rama de ingeniería en específico se refiere.

En el desarrollo de este trabajo, todos estos criterios serán tomados en cuenta, con la finalidad de utilizar

las ventajas que la computación como nueva tecnología ofrece a esta área de la ingeniería.

1.2 Energética y Centrales Termoeléctricas.

Las Centrales termoeléctricas son instalaciones energéticas, en las cuales se transforma la energía natural del combustible de cualquier clase, en Energía eléctrica.

Según los materiales del IX congreso de la conferencia energética mundial (E.E.U.U.) 1974 el consumo de energía de todas las especies aumenta en todo el mundo 2.5 veces y el de la energía eléctrica 5 veces. En la producción de energía eléctrica se consume cerca del 30% de los recursos energéticos que se extraen del mundo.

La tabla 1.2.1 aporta datos sobre la producción de energía eléctrica en el mundo.

Países y Continentes	CTE	CHE	CN	TOTAL
Todo el Mundo	4678	1275	194	6147
E.E.U.U.	1712	310	78	2100
U.R.S.S.	779	124	12	915
Europa Occidental	957	337	76	1369
Países Socialistas	303	32	1	336
Asia	595	163	14	772
Japón	367	86	12	465
América Latina	93	18	--	110

Tabla 1.2.1 Producción de Energía Eléctrica en mil millones Kw/hr.

Alrededor de un 70% de la energía eléctrica consumida en este planeta es generada en base a este tipo de instalaciones, las cuales han tenido mayor acogida debido a que en casi todas las regiones existe combustible orgánico. Haciendo un poco de historia, las centrales termoeléctricas empezaron a desarrollarse en los años 80 del siglo pasado, y es recién en este siglo cuando empezaron a tener aspecto contemporáneo.

Actualmente los esquemas térmicos de las centrales emplean nuevas soluciones e implementaciones técnicas que aumentan su eficiencia y su capacidad de generación, y es así que actualmente se han incorporado renovaciones como: Precalentadores de tipo de contacto directo, tomas regenerativas, se han reemplazado motores por turbinas de accionamiento a las bombas de alimentación y ventiladores de tiro forzado, calentamiento previo del aire, se elevaron bruscamente las exigencias sobre la protección del medio ambiente, y se implementaron técnicas para el tratamiento del agua, sin enumerar el sin fin de avances en lo que se refiere a sistemas de control electrónicos, y el avance en los descubrimientos

metalúrgicos, que aumentan directamente la capacidad de las plantas de poder.

Todos estos avances han sido consecuencia, del estudio a fondo de la teoría de las centrales y perfeccionamiento de la metodología en el sistema de enseñanza-aprendizaje de esta área de la ingeniería. La dependencia actual en el diario desarrollo y progreso de la sociedad, se ha visto tan ligado a la utilización de energía eléctrica que, durante mucho tiempo, en países desarrollados, se ha dado especial atención a la economía energética del combustible, tanto así que la formación correcta de un balance energético de combustible ha sido una tarea muy importante en la economía nacional de estos países ya que, a su exitosa resolución se debe el progreso alcanzado.

Podría decirse entonces que en países en los cuales existe una facilidad en la obtención de combustible como el nuestro, la Energética podría ser una de las ramas fundamentales en la economía Nacional.

CAPITULO II

CARACTERISTICAS DE LOS SISTEMAS TERMODINAMICOS DE CONVERSION DE ENERGIA

2.1 Energía y su transferencia como calor.

→ Prácticamente poco era lo que se conocía entre los nexos de temperatura y calor, y la definición termodinámica de este último todavía no se desarrollaba a comienzos del siglo pasado. Fue necesario el concepto de energía para dar el que corresponda al calor.

Para poder hablar de energía hay que referirse al efecto de esta en varios campos de la naturaleza, o sea, se quiere decir que un cuerpo puede poseerla en varias formas, tal es el caso de la energía potencial la cinética, que se refieren a la ubicación y velocidad de estas en un campo de referencia cualesquiera. De esto se puede decir que las provocaciones de efectos, a nivel molecular no son apreciadas, lo cual en un análisis completo de la energía debe ser considerado. Este último fenómeno representa lo que se conoce con el nombre de energía interna de una sustancia, y representa las perturbaciones o actividad a nivel molecular interno producido por las fuerzas intermoleculares.

Entonces en sí la capacidad para producir un efecto, es lo que se conoce con el nombre de energía, todo efecto, por más tenue que sea, requiere algo de energía, cómo es la generación de ruido. Esta energía aparece en varias formas, y puede transformarse de una en otra mediante algún proceso de conversión.

La energía que ha de transferirse entre dos cuerpos o sustancias, puede dividirse en dos grupos principales: Trabajo.- Es el flujo de energía mecánica o eléctrica debido a fuerzas impulsoras distintas de temperatura, y en teoría es cien por ciento convertible mediante algún dispositivo apropiado, en el equivalente de una fuerza que mueve una sustancia cierta distancia.

Calor.- Es un flujo de energía transferida como trabajo a niveles microscópicos, por lo cual no es posible evaluarlo con la definición anterior del trabajo, esa transferencia de energía a esos niveles es lo que denominamos como calor, lo cual se produce debido a los diferentes niveles de temperatura entre los puntos del sistema.

La energía calorífica (se refiere al flujo de calor) solamente existe cuando fluye entre dos cuerpos, la

conversión eficiente de esta energía en trabajo, ha sido el problema de la ciencia y la ingeniería en todos los tiempos. ↵

2.2 Análisis de los sistemas termodinámicos.

→ La termodinámica es una de las ramas más importantes de la ingeniería, esta ciencia explica como trabajan las cosas, el porque otras no trabajan y la razón porque otras sencillamente no pueden trabajar. Se la usa en el diseño de sistemas o máquinas, en las cuales por medio de una transformación energética se obtiene beneficio útil.

Su uso gira en torno de las nociones de energía principalmente, y por tanto se constituye en un arma poderosísima para el análisis de cualquier sistema que incluya transferencia de energía, generalmente estos sistemas trabajan con algún tipo de sustancias, en fase líquida y o gaseosa principalmente, que fluye por algún dispositivo (sistema termodinámico).

Las condiciones en que las sustancias existan en un momento dado es lo que se conoce como su estado, el cual se lo identifica por los valores de las propiedades de

dicha sustancia, tales como la presión, temperatura, etc. Un sistema termodinámico puede consistir en un elemento de espacio o materia que se puede apartar para su estudio, en tanto que el contorno se considera como algo que representa la porción restante del universo. La frontera de estos sistemas puede ser real o imaginaria, si algo de masa traspasa la frontera se dice que el sistema es abierto, y lo contrario para que el sistema sea cerrado.

Los sistemas, así mismo, pueden trabajar con una o más fases de la sustancia, la fase no es más que un estado de la materia completamente homogéneo y uniforme, la materia puede existir en fase líquida, sólida o gaseosa, para sistemas de un solo componente no pueden existir simultáneamente mas de tres fases, y ello solo es posible en un conjunto único de condiciones. Para sistemas que contengan mas de una fase, una descripción completa del sistema debe incluir también las cantidades relativas de las fase presentes, así como la especificación de un número de propiedades para fijar el estado de las fases individuales en presencia.

La interacción del sistema con su contorno implica siempre la realización de un proceso. Los cambios en el mundo físico se deben a procesos, termodinámicamente hablando, un proceso representa un cambio en algún lugar del universo, estos cambios del sistema y su contorno resultan ser cambios de estado de la sustancia. ↙

Con frecuencia para analizar los sistemas termodinámicos es útil considerar procesos en los cuales una de las propiedades permanecen constantes. En generación de poder debido a la frecuencia con que estos procesos se presentan, será de ayuda describir los principales; un proceso que ocurre a temperatura constante, es ISOTERMICO, si la presión es constante se llama ISOBARICO, cuando el volumen es constante tenemos un proceso ISOCORO, un proceso con entalpía constante se llama ISENTALPICO, y si la entropía la encontramos sin varía, se llama ISENTROPICO. Todos los procesos citados anteriormente y otros de menor importancia en nuestro estudio pueden a su vez ser divididos de acuerdo a su forma de ejecución, en procesos REVERSIBLES, e IRREVERSIBLES.

El proceso reversible es en el cual tanto el sistema como el exterior pueden ser revertidos a su estado original con las mismas propiedades de estado antes de que se ejecute el proceso. En cambio un proceso Irreversible supone siempre la degradación de potencial de energía sin producir efecto útil en el camino de ida del proceso, lo cual implica que resulta imposible regresar por el mismo proceso invertido a condiciones originales iguales. Las irreversibilidades se miden por aumentos de entropía durante el proceso, comparado con los procesos reversibles, y generalmente se deben a la fricción existente en los sistemas.

Una concatenación de procesos dispuestos de alguna manera con el fin de lograr un propósito establecido dará origen a un ciclo termodinámico útil.

2.3 Algunos Ciclos Termodinámicos útiles.

Como potencial térmico la temperatura no se puede utilizar directamente para producir trabajo útil; es necesario emplear el potencial térmico para producir primero un aumento de algún otro potencial de energía, como la presión, antes de que se pueda extraer trabajo. Si se desea una generación continua de trabajo es

necesario repetir el procedimiento varias veces, cíclicamente, en sí "un ciclo es la utilización de diferentes procesos para llevar la sustancia a través de diferentes estados, con la finalidad de producir un beneficio útil, todo ciclo puede ser utilizado repetidamente volviendo teóricamente cada vez a su estado original.

2.3.1 Ciclo de Carnot.

Un ciclo idealizado en el cual todos los procesos ocurren de modo reversible que comprende etapas de absorción y expulsión de calor isotérmicas, y dos etapas de expansión y compresión de la sustancia isentrópicas, se lo conoce como "Ciclo de Carnot". (fig. 2.3.1.1)

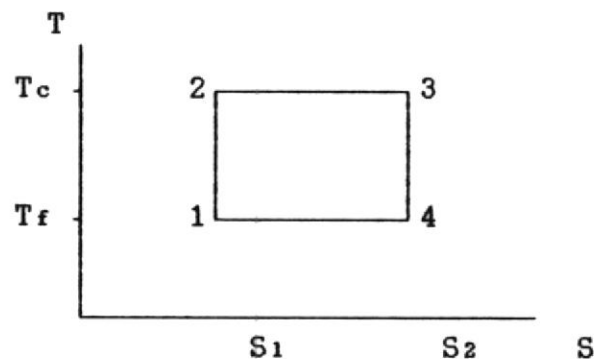


fig. 2.3.1.1 Diagrama del Ciclo de Carnot.

La única transferencia de energía en forma de calor hacia una sustancia sometida a un ciclo de Carnot, se presenta durante los procesos isotérmicos 1-2, 3-4, de aquí que las relaciones que rigen la transferencia de calor son:

$$\frac{Q_h}{Q_c} = \frac{T_h \cdot (S_2 - S_1)}{T_c \cdot (S_2 - S_1)}$$

lo que arroja una eficiencia de :

$$\text{EFICIENCIA} = \frac{W}{Q_a} = \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} = \frac{1 - T_c}{T_h}$$

Lo cual indica que es deseable añadir y arrojar calor a las máximas temperaturas posibles respectivamente.

En realidad la relación T_c/T_h esta limitada, ya que T_c no puede ser nunca menor que la temperatura a la cual se encuentra el sumidero o sea T_o , generalmente esta limitado por la temperatura del medio, mientras que una t_h no podría ser manipulada debido a las limitaciones físicas que conforman el sistema.

El rendimiento de todo ciclo termodinámico esta limitado por la necesidad de descargar energía

térmica al contorno. Una eficiencia del ciclo de Carnot que podría concebirse, si se lograra ejecutar de tal manera caería en un rango del 70% al 80%, a pesar de ser un ciclo ideal no se consigue una ejecución con eficiencia del 100%. En ciclos reales eficiencias del 50% todavía son inalcanzables.

2.3.2 El ciclo Rankine y sus modificaciones.

Basados en la adición y expulsión de calor en procesos isotérmicos y así mismo usando expansiones y compresiones isentrópicas usadas en el ciclo de Carnot, Rankine propuso un ciclo a usarse con un fluido de trabajo que permita este tipo de procesos; como el agua, al tratar de operar una máquina térmica en el trayecto de un fluido en la región de dos fases, surgen otras consideraciones que vuelven al ciclo Rankine distinto del ciclo de Carnot.

El ciclo de Carnot aplicado al agua como sustancia de trabajo debe ser ubicado en la región de dos fases líquido-vapor en el diagrama de fases del agua, (por ejemplo un diagrama T-S),

ya que de otro modo sería ubicar el ciclo en una zona donde solo exista una fase, lo que infringiría la característica de absorción o rechazo de calor isotérmicamente, pero en cambio ubicarlo en esta zona complica la compresión mecánica de cualquier tipo de fluido, esto plantea serias dificultades de operación, así que la ubicación del ciclo en zona húmeda lo vuelve "inoperante".

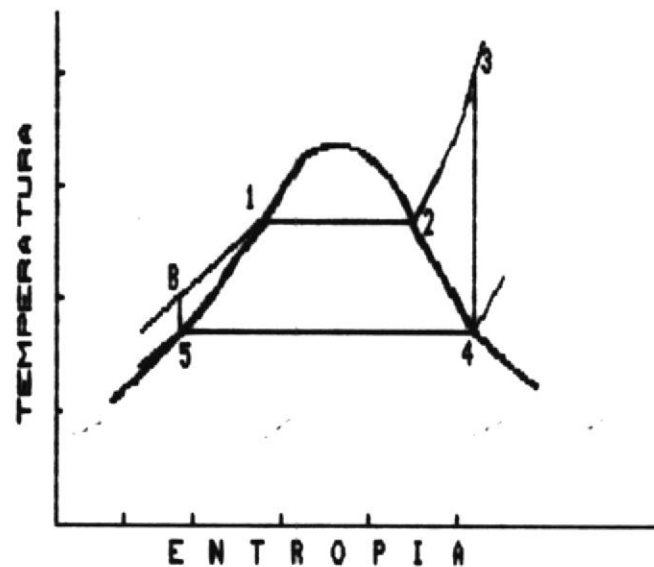


fig. 2.3.2.1 Ciclo de Rankine.

Rankine propuso una condensación completa del vapor antes de ser bombeado, fig. 2.3.2.1 en este instante, entonces en el punto 5, se puede ya lograr una compresión isentrópica hasta la

presión de adición de calor punto B, en este instante nos encontramos en la región de una sola fase, lo cual cómo ya mencionamos, no nos permite un calentamiento isotérmico, en realidad es necesario una adición de calor a lo largo del camino B-1, o sea un aumento de calor sensible hasta el punto 1, que se encuentra la línea de líquido saturado, aquí empieza a añadirse calor en forma isotérmica hasta el punto 2.

Una expansión en la región de dos fases presenta casi los mismos problemas que la compresión, por tanto es deseable mantener una sola fase, hasta la salida del expansor, esto nos lleva a seguir añadiendo calor hasta la región gaseosa, así mismo el haber una sola fase presente hace imposible lograr un proceso de adición de calor isotérmico, hasta llegar al punto 3 el cual debe ser determinado de manera de proyectar la salida del fluido en estado saturado del expansor, punto 4. De esta manera, aunque suponemos procesos isentrópicos, este ciclo es mucho mas práctico que el de Carnot, aunque sea de menor rendimiento.

Debe considerarse que durante los procesos de expansión y compresión existen irreversibilidades en la realidad, y además generalmente una forma de asegurarse de obtener solo fase líquida en el bombeo es subenfriando el fluido saturado a la salida del condensador, estos cambios pueden ser observados en la fig. 2.3.2.2

Este ciclo es el ciclo real de Rankine básico, el cual se ha modificado en algunos aspectos, con el fin de producir energía mas eficientemente, con algunas modificaciones que se mencionarán a continuación, se ha logrado

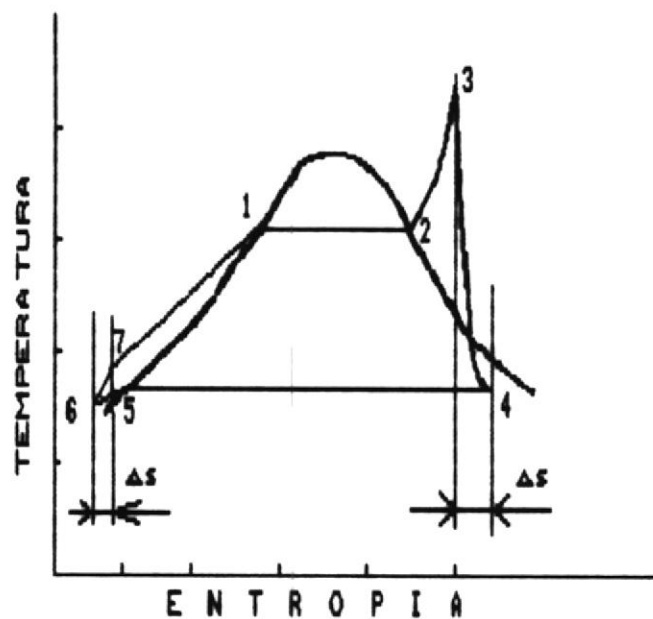


fig. 2.3.2.2 Ciclo de Rankine Real

en la actualidad subir el rendimiento global desde valores del 30% hasta valores sobre el 40%.

Como se sabe, que a mayor temperatura promedio de adición de calor se mejora la eficiencia del ciclo, sería lógico pensar en desplazar el punto 3 en el ciclo de la figura 2.3.2.2 lo mas arriba posible, pero las consecuencias de esta decisión ya se mencionaron cuando se dijo de los límites físicos de resistencia de los equipos del sistema, este límite ha sido razón de sugerir un ciclo de recalentamiento intermedio para ciclos que puedan operar a mayor presión en la adición de calor, (que es conveniente, ya que en el cambio de fase es donde se gasta la mayor cantidad del calor añadido), con el fin de mantener vapor seco todo el proceso de expansión.

El recalentamiento intermedio, fig. 2.3.2.3 consiste en dejar expandir hasta la línea de saturación, para luego llevarlo a algún recalentador, aumentar su temperatura hasta un punto conveniente, y luego continuar con la expansión de esta manera es posible aumentar el

trabajo útil obtenido sin tener que caer en la zona húmeda.

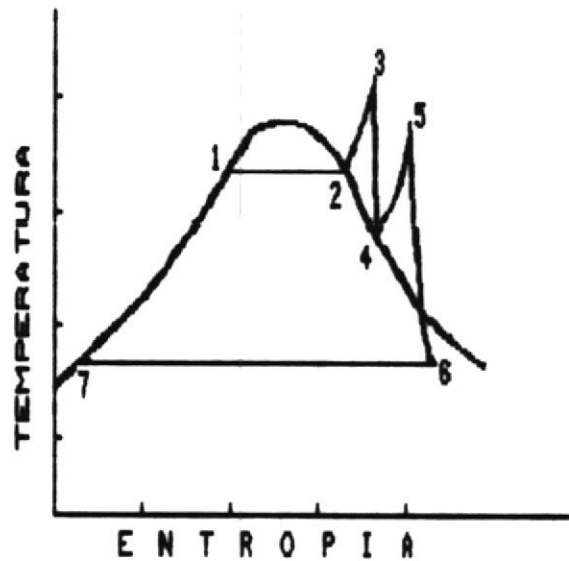


fig. 2.3.2.3 Ciclo Rankine recalentamiento intermedio

Sin duda alguna una de las mejores innovaciones al ciclo Rankine, fue atribuirle un intercambio de calor regenerativo. fig. 2.3.2.4, el rendimiento térmico de ciclos con o sin recalentamiento, se ve mejorado, ya que este ciclo REGENERATIVO, para las mismas condiciones terminales de vapor, se precalienta el agua de alimentación a la caldera con vapor que se extrae de la turbina, una vez que este ha realizado una cantidad de trabajo considerable, pero

conservando la capacidad para calentar el agua de alimentación y gracias a que la cantidad de calor añadido al agua de alimentación a la caldera es mayor que el trabajo perdido en la turbina al realizar la extracción, porque se saca un pequeño porcentaje, además el ciclo regenerativo produce una mejora sobre el Rankine, al reducir el calor perdido en el condensador.

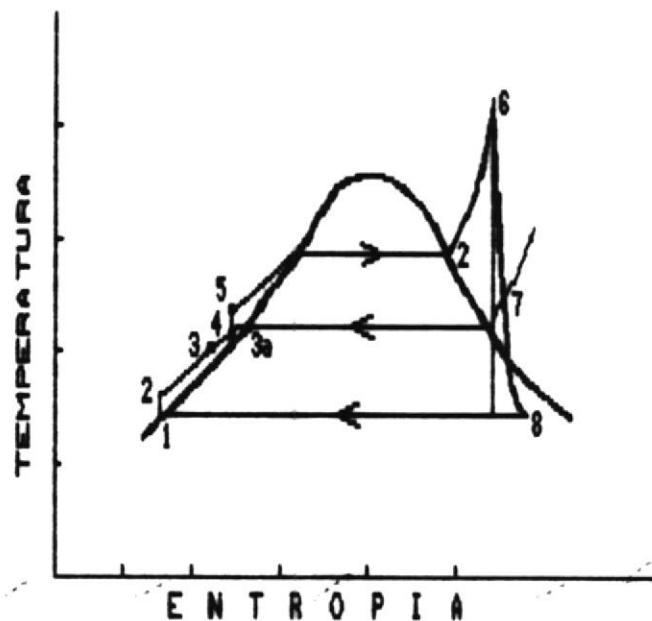


fig. 2.3.2.4 Ciclo Regenerativo Rankine.

El elevar la temperatura del agua de alimentación produce un aumento en la temperatura promedio de adición de calor, que beneficia directamente la eficiencia térmica del ciclo.

Se debe notar que la única energía transferida desde el exterior en forma de calor añadido es desde el punto B2 al 5.

En realidad el precalentamiento regenerativo será explicado muy detalladamente en capítulos posteriores. Las plantas generadoras mas potentes del mundo han logrado operar con un ciclo de Rankine al que denominan supercrítico, ya que la presión a la cual opera la caldera esta por encima del punto crítico en el diagrama de propiedades del vapor. Presiones alrededor de 3500 psia y temperaturas de 1000 °F están presentes en este tipo de ciclos.

2.3.3 Ciclo Brayton.

El ciclo de Brayton es un ciclo idealizado en el que un fluido de funcionamiento en estado gaseoso, recibe y descarga calor a Presión constante. Se diferencia del ciclo Rankine, en que el fluido de trabajo actúa en una sola fase
fig. 2.3.3.1

El ciclo ideal de Brayton consiste en etapas de expansión y compresión isentrópicas, al igual que Rankine, y con adición y rechazo de calor a presión constante.

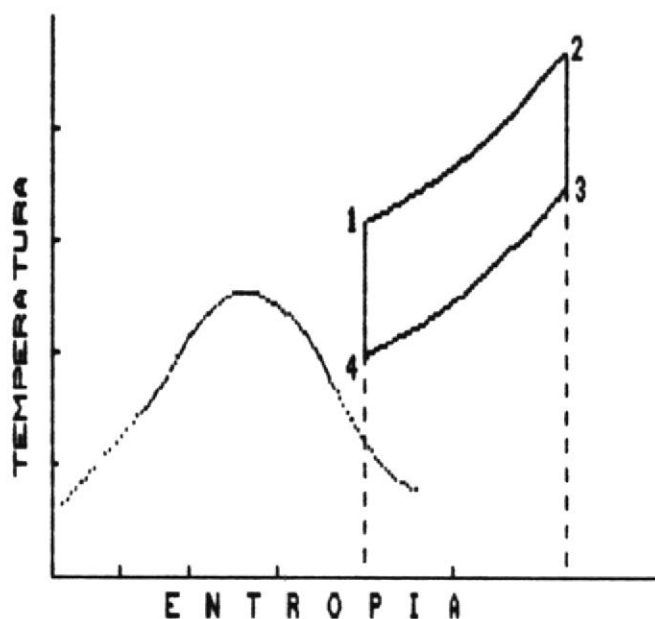


fig. 2.3.3.1 Ciclo de Brayton

La diferencia principal con Rankine, esta en que la compresión se realiza en estado gaseoso de la sustancia de trabajo, en vez de una compresión líquida necesaria para volver el fluido a la presión de adición de calor, debido a que trabaja solo en fase gaseosa.

Cuando el fluido de trabajo es un gas perfecto el cual tiene calores específicos constantes, puede obtenerse una expresión sencilla para la eficiencia de conversión de energía en términos de las relaciones de presiones.

$$\text{eficiencia} = 1 - \left[\frac{P_4}{P_1} \right]^{\frac{K-1}{K}}$$

Debido a que el trabajo del compresor es $v \cdot dp$, y los valores de v son mucho mayores para los gases en comparación de los líquidos, se crea una baja considerable que Rankine evita trabajando en la región de fase líquida, por tanto puede demostrarse que Brayton es menos eficiente que Carnot y Rankine.

En sistemas energéticos que emplean este tipo de ciclo con turbinas a gas, es frecuente encontrar temperaturas de operación entre los 570 y 1080 °C debido a las limitaciones metalúrgicas que se presentan.

El mejorar la eficiencia de los ciclos ha ideado técnicas de aprovechamiento de energía que

anteriormente se desperdiciaban, es así como se ideó el ciclo de Brayton Regenerativo.

En el ciclo de Brayton idealizado se añade calor en el proceso de 1-2 y se rechaza a lo largo de 3-4, si estos flujos se los obliga a cruzar en contracorriente, a través de intercambiadores de calor regenerativos, como muestra la fig. 2.3.3.2

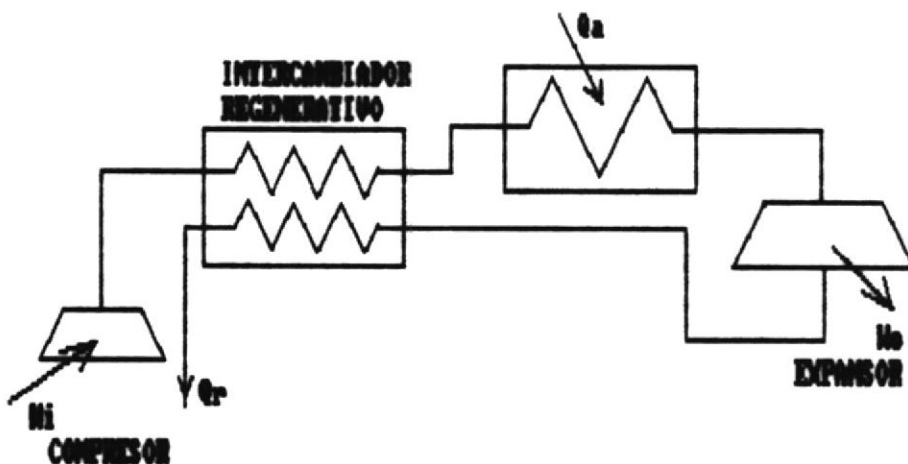


fig. 2.3.3.2 Diagrama de Instalación Brayton

Se puede utilizar la energía de los gases de escape del expansor que se encuentran a elevada temperatura para calentar el aire y añadirle energía antes de entrar al equipo en el cual se añade energía, el ciclo mejora su eficiencia ya

que parte del calor añadido es regenerado, y por tanto el calor real añadido es reducido. La fig. 2.3.3.3 muestra el diagrama del ciclo.

En el camino de 1 a 2 una fracción del calor que se añade es de 1-a y proviene del calor que se va a rechazar de 3 a 4. En realidad el calor cedido en el regenerador es desde 3-b.

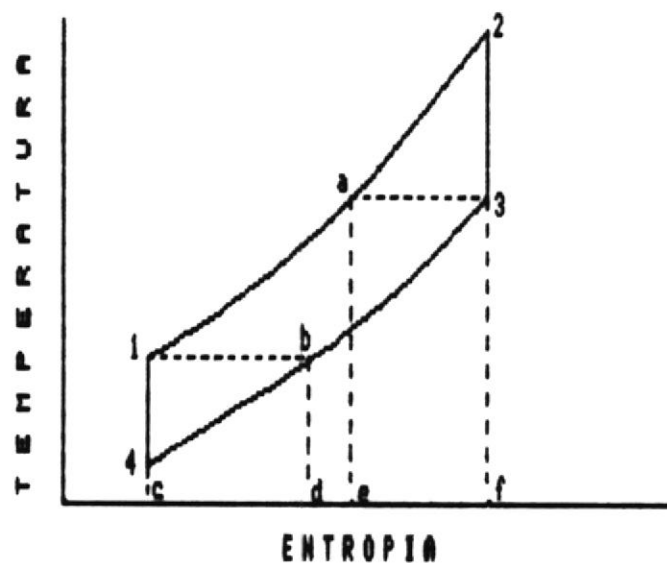


fig. 2.3.3.3 Ciclo Brayton Regenerativo

La expresión que calcula la eficiencia de este ciclo idealizado (asumiendo $T_a = T_b$) o sea suponiendo una transferencia de calor perfecta en el regenerador, puede deducirse para terminar en la siguiente expresión:

$$\text{Eficiencia} = 1 - (T_4/T_2)(P_1/P_4)^{(k-1)/k}$$

Obsérvese que en el ciclo de Brayton regenerativo la eficiencia depende de las relaciones de presión y temperatura mínima a la máxima del ciclo. Nótese también que en este ciclo la eficiencia disminuye al aumentar las relaciones de presión, al contrario de lo que ocurre con el ciclo de Brayton simple. Por esto el hecho de que es más fácil construir compresores con alta eficiencia si las diferencias de presiones son bajas, hace aun mas atractivo el ciclo Brayton con Regeneración.

En grandes centrales eléctricas que utilizan turbinas a gas, se han utilizado otras modificaciones al ciclo de Brayton simple, como son el recalentamiento en el expansor y el interenfriamiento en el compresor. La fig. 2.3.3.4 representa un ciclo con una sola etapa de interenfriamiento y dos de recalentamiento.

El interenfriamiento reduce el trabajo de compresión a medida que las etapas de interenfriamiento se incrementan, así mismo el trabajo de salida aumenta con el aumento de etapas de recalentamiento.

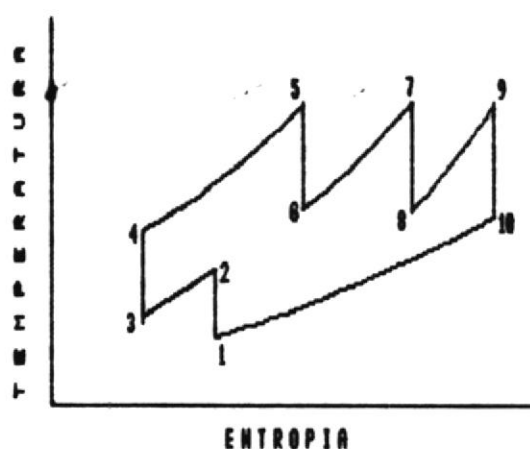


fig. 2.3.3.4 Ciclo de Brayton con una etapa de interenfriamiento y dos de recalentamiento.

Sin embargo esta nueva forma del ciclo de Brayton es menos eficiente que el ciclo simple ya que es necesario suministrar mas energía en forma de calor.

Una adición de un número infinito de estas etapas de adición y extracción de calor convierten a

Brayton en un ciclo ideal de la misma eficiencia de Carnot, llamado Ciclo Ericson

El uso de este tipo de unidad generadora de energía en centrales termoeléctricas a menudo es para cubrir las demanda de potencia en épocas de mayor demanda. Las turbinas de gas ofrecen la ventaja de un arranque rápido a plena carga, no así el sistema energético de Vapor (Rankine) que requiere un lapso de tiempo prolongado para alcanzar su potencial total después de un arranque en frío. Esto es debido a la constante térmica de tiempo de la caldera. Muchas instalaciones utilizan sistemas de vapor para cubrir los requisitos de carga básica, y después suplen con turbinas a gas de menor capacidad para cubrir las demandas pico en el transcurso del día.

La fig. 2.3.3.5 compara un ciclo Rankine típico con un ciclo de Brayton, sus rendimientos son comparables, pero Brayton, descarga su energía a un rango de temperaturas de 370 a 120 °F en

contraste con Rankine que trabaja con condensadores a unos 100 °F.

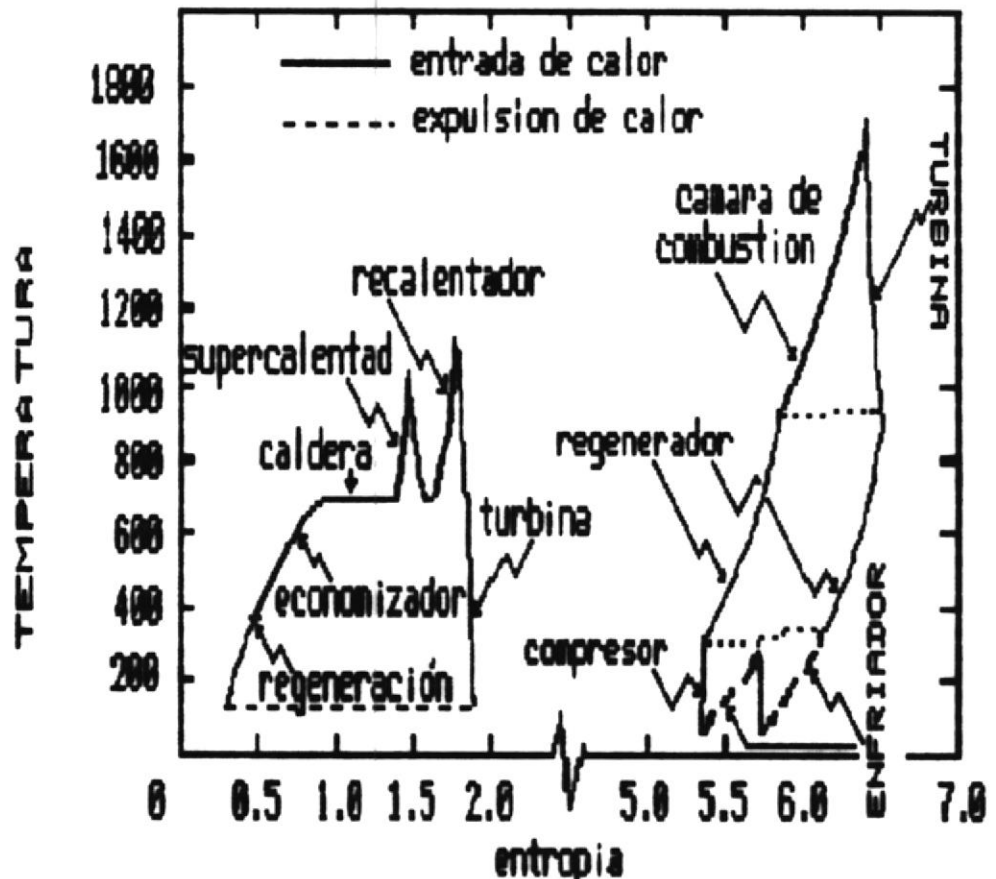


fig 2.3.3.5 Comparación del ciclo Rankine y el ciclo Brayton.

2.3.4 Ciclo Combinado.

Debido al rápido perfeccionamiento de los ciclos con turbinas a gas, su utilización en plantas de centrales termoeléctricas, ya no solamente cumplen el papel de suplir en los requerimientos

picos de carga, sino que han empezado a utilizarse en sistemas con ciclos de vapor en el cual el conjunto recibe el nombre de ciclo combinado.

La combinación realizada consiste en realidad, en hacer circular los gases con alta temperatura de la salida de la turbina a gas por el interior del generador de vapor, de manera que pueda utilizar la energía térmica de estos para disminuir la cantidad de calor añadida como combustible tradicional en la caldera.

Se pueden considerar muchos tipos de combinaciones del sistema de ciclo de vapor y turbinas a gas, ya sea con recalentamiento y o regeneración en ambos ciclos. Los resultados han arrojado valores relativamente altos en los rendimientos de estas instalaciones, de un 47, a un 57.7 %, estos rendimientos están muy por encima de los mas altos rendimientos en ciclos Rankine de vapor utilizados en grandes plantas. Por tanto, se puede concluir que los costos de generación de electricidad pueden reducirse utilizando sistemas como estos.

En realidad esta combinación no posee un aspecto termodinámico completo, pero el hecho de que proviene de dos ciclos termodinámicos ya establecidos, le da el carácter termodinámico necesario como para incluirlo en esta sección.

C A P I T U L O I I I

R E G E N E R A C I O N

3.1 Introducción.

Para producir económicamente energía en centrales de poder termoeléctricas se necesita utilizar la máxima cantidad de calor que puede obtenerse a partir de un combustible dado. En las modernas centrales productoras de energía el calor que podría perderse en el vapor de escape de las instalaciones auxiliares o en los gases quemados que van hacia la chimenea se aprovechan para ceder esa energía en otros puntos de la generación de vapor.

La optimización de una planta usando métodos tradicionales como aumentar la presión en la caldera, efectuar mayor vacío en el condensador, o aumentar el recalentamiento inicial, llegan a los límites de resistencia mecánica, metalúrgica y propiedades físicas del agua como es su temperatura de condensación, desde hace algún tiempo atrás, sin embargo para mismas condiciones de operación el uso de calentamiento regenerativo como una forma de regenerar energía han

demostrado ser técnicas de mejoramiento de la eficiencia en ciclos de poder convencionales.

Las ventajas del uso de la regeneración se basa en que se procura utilizar energía de fuentes que ya han participado en el proceso de generación de poder, pero conservando la capacidad para incrementar la energía de la sustancia de trabajo.

En plantas generadoras de servicios públicos o usos industriales existe ya un gran número de regeneradores en funcionamiento, dispuestos así desde el diseño de la central.

3.2 Concepto de Regeneración.

Se entiende por regeneración la transmisión de energía calorífica interna, de un estado del proceso de alta energía a otro del mismo ciclo de baja energía. Al referirnos a una transmisión de energía interna tratamos de dar a entender que no hay energía utilizada en forma regenerativa para aumentar la eficiencia del ciclo, que atravesase las fronteras de este.

Otra manera de visualizar el concepto de regeneración en un ciclo generador de poder es en base a las reducciones

que se le puede hacer al desperdicio de calor (calor rechazado) y la utilización de esta energía que iba a desperdiciarse, en tratar de ahorrar el calor consumido por el mismo ciclo, es decir "regeneración interna".

Por tanto queda entonces solamente el calor añadido como la única forma de energía que es remitida externamente (atravesando las fronteras), para un ciclo con procesos regenerativos.

La regeneración se logra por medio de equipos de transferencia de energía, llamados regeneradores, estos regeneradores, generalmente, son intercambiadores de calor, debido a ser esta la forma más común de intercambiar energía.

La utilización, ubicación, tipo y número de estos regeneradores incrementados a lo largo del proceso de obtención de energía son la base de este estudio.

3.3 Posibles formas de Regenerar Energía.

Prácticamente cualquier forma de recuperación de energía que se utilice para lograr una disminución en el Consumo

de Calor del ciclo puede entenderse como una forma de regenerar energía.

Sin embargo conviene describir las formas mas comunes de lograr tal regeneración, al menos en lo que a nuestras centrales térmicas de poder se refiere.

Prácticamente Guayaquil y el país poseen centrales que operan en un ciclo de Rankine modificado, y o, con el ciclo de Brayton, se pueden proponer muchos métodos para conseguir efectuar regeneración en el ciclo, pero la experiencia ha enseñado que no todos son económicamente factibles. Los métodos usados en nuestras centrales, tal vez son las formas mas tradicionales de regenerar energía, estos en su mayoría son:

- Calentamiento regenerativo del agua de alimentación
- Calentamiento recuperativo del agua de alimentación
- Calentamiento recuperativo del aire usado para combustión
- Calentamiento regenerativo del aire utilizado para combustión



BIBLIOTECA

El calentamiento regenerativo del agua de alimentación, es el que se logra con intercambiadores de calor denominados regeneradores en el ciclo de Rankine regenerativo, estos regeneradores pueden ser de dos tipos, de contacto directo o calentadores abiertos, y de superficie o calentadores cerrados.

El calentamiento recuperativo del agua de alimentación se realiza también en unos intercambiadores de calor, pero aquí el fluido caliente que cede el calor son los gases de escape producto de la combustión en la caldera, estos intercambiadores de calor se conocen con el nombre de Economizadores.

El calentamiento recuperativo y regenerativo del aire utilizado, en realidad es el calentamiento del aire para el proceso de combustión. Es recuperativo en el caso de un ciclo Rankine, y regenerativo para el ciclo a gas Brayton, aunque en ambos casos el aire es precalentado con gases a alta temperatura, difieren en sus nombres debido al nombre que a lo largo del uso se les ha dado a los equipos con los cuales se logra la regeneración de calor, ya que a los precalentadores de aire instalados en el camino de los gases de escape de una caldera se

los llama recuperadores en muchos casos, y a estos en el camino de los gases de escape de una turbina a gas se les denomina regeneradores.

Posiblemente al mencionar estos dos términos; Recuperación y Regeneración, pueden ocasionar una cierta confusión al lector, sin embargo se lo ha hecho debido a la frecuencia con que esta forma de regenerar energía es conocida. En fin el asunto es que cualquier forma mediante la cual se logre reducir el consumo de calor, y al mismo tiempo aumentar la eficiencia del ciclo, puede ser considerada como regeneración de poder.

En centrales de gran capacidad (sobre los 100 MW) es donde más energía desperdiciada existe, por tanto es en estas donde los métodos regenerativos tienen actuación fundamental, tal es el caso que en ciertos generadores de vapor de gran tamaño, efectúan el recalentamiento de vapor con los mismos gases de escape, convirtiendo así este proceso en recuperativo.

De las formas anteriormente mencionadas, el calentamiento regenerativo del agua de alimentación es el método que mayor estudio necesita para lograr

utilizarlo en la forma más óptima posible. Además es necesario conocer las diferentes formas para proceder al calentamiento del agua con vapor que se extrae de la turbina, en la siguiente sección se efectúa un análisis mas detallado del asunto.

Otro método que algunos autores reconocen también como regenerativo, es la utilización del ciclo combinado gas-vapor si bien el concepto de regenerativo dado a este ciclo puede o no ser interpretado como correcto por otras opiniones, esto es justificable, porque en realidad la energía no es transferida entre dos puntos del mismo ciclo, sino que es añadida del exterior, lo cual esta en contrapunto con la definición dada anteriormente, pero la recuperación que se logra en el proceso de obtención de energía si ambos ciclos operan en una misma instalación, proporciona el ahorro de calor consumido que se persigue con cualquier método regenerativo.

Aunque la eficiencia de cada ciclo no es mejor al tratarlos independientemente, se logra una mejora considerable en el eficiencia global de la estación, como se manifestó en la sección 2.3.4 del capítulo 2.

3.4 El Ciclo Regenerativo de Rankine.

El proceso de calentar el agua de alimentación al generador de vapor es lo que le ha dado el aspecto de regenerativo al ciclo de Rankine. Este procedimiento viene siendo usado durante muchos años, ya así James Weir reconoció la ventaja de este método y patentó la idea en 1876. Para 1890 ya comenzaron a escribirse artículos que daban detalles de diseños. En 1894 un artículo de Elliot mencionaba que el ciclo de vapor saturado cuando se combina con múltiples etapas de calentamiento del agua de alimentación es térmicamente tan eficiente como Carnot.

El ciclo regenerativo que es de alta eficiencia térmica al comparar con el ciclo Rankine simple, incrementa su mejora junto con el número de calentadores. Esto puede mostrarse al igual que lo hizo Elliot en 1894, basándose en el incremento de las relaciones de áreas de trabajo realizado y calor añadido.

En la fig. 3.4.1 se muestra el básico ciclo de Rankine con el agua calentada solo en el caldero. El ciclo de Carnot superpuesto para las mismas condiciones indica máxima eficiencia.

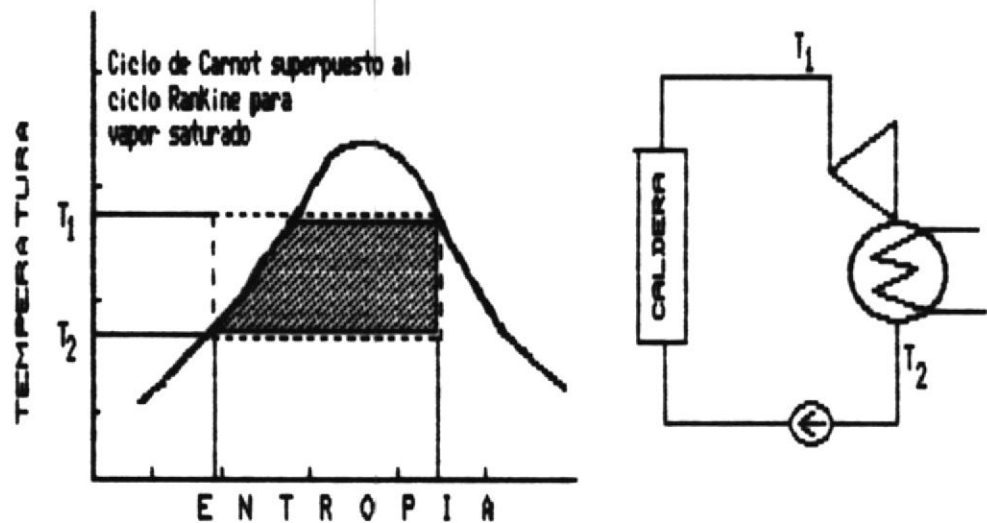


fig. 3.4.1 Ciclo básico Rankine y Carnot superpuestos

En el ciclo de Carnot el precalentamiento desde la temperatura del condensador hasta el punto de ebullición ha sido mostrada como un proceso reversible, e isentrópico, pero esto no puede ocurrir nunca a menos que el flujo de calor debido a la diferencia de temperaturas se mantenga en cero (imposible). En tanto en el ciclo Rankine el calentamiento del agua involucra un incremento de entropía lo cual produce la reducción en la eficiencia de este comparada con Carnot.

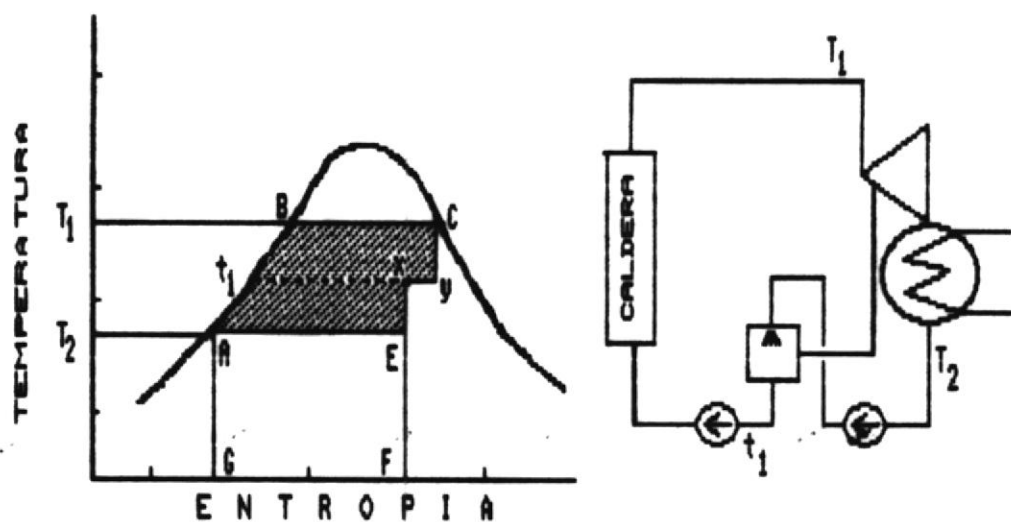


fig. 3.4.2 Ciclo Rankine operando con 1 calentador

La figura 3.4.2 muestra el ciclo regenerativo operando entre T_1 y T_2 como en la figura anterior, con un calentador de agua de alimentación, extrayendo vapor que se va a expandir hasta la mitad a través de la turbina.

El vapor calienta el agua desde T_2 a t_1 , la temperatura del vapor sangrado, asumiendo el sistema sin pérdida.

La cantidad del vapor extraída esta expresada como una fracción del flujo total antes del punto de extracción,

es representada por la línea **x y** trazada en proporción al flujo total "**t a y**".

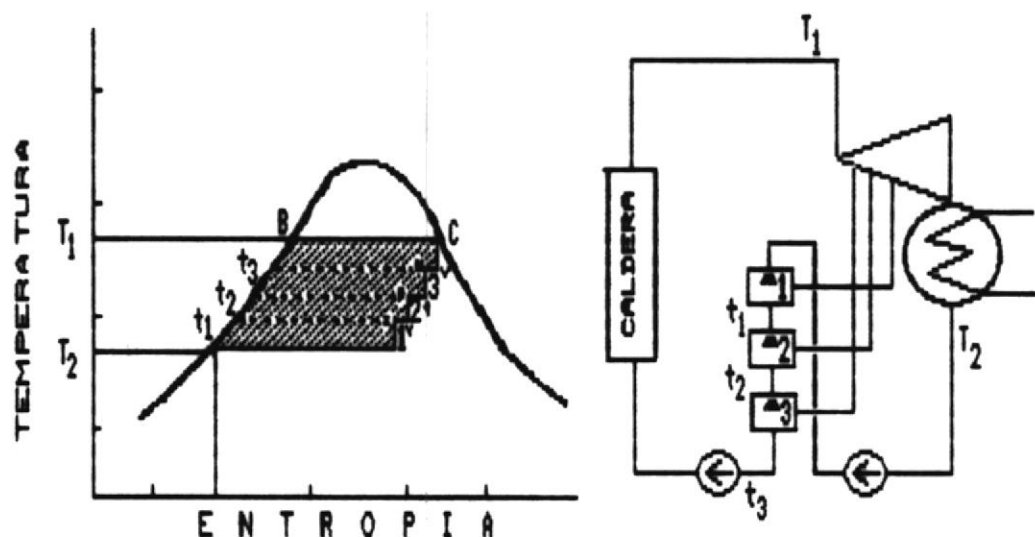


fig.3.4.3 Ciclo Rankine regenerativo operando con 3 calentadores.

La figura 3.4.3 muestra el ciclo regenerativo también operando entre las temperaturas T_1 y T_2 , con tres precalentadores dibujados a la misma escala del dibujo anterior, nótese aquí que la fracción **xy** para el calentador 1 calienta el agua de alimentación desde T_2 a t_a , la fracción de vapor **pq** enviada al calentador 2 la calienta desde t_a a t_b y la fracción **uv** que pasa por el calentador 3 calienta el agua desde t_b a t_c nótese también como se eleva la misma cantidad la temperatura en cada calentador.

Mientras mas y mas vapor es extraído desde la turbina para el precalentamiento del agua, se puede observar que el trabajo neto (área) va reduciéndose progresivamente. Así mismo la energía perdida en el condensador va reduciéndose en una razón mayor, lo cual es un incremento en la eficiencia térmica del ciclo, cada vez que un calentador es añadido.

La figura 3.4.4 muestra un ciclo regenerativo con un número infinito de precalentadores para el agua de alimentación, elevando a esta desde la temperatura del condensador a la temperatura del domo de la caldera, con vapor extraído de la turbina.

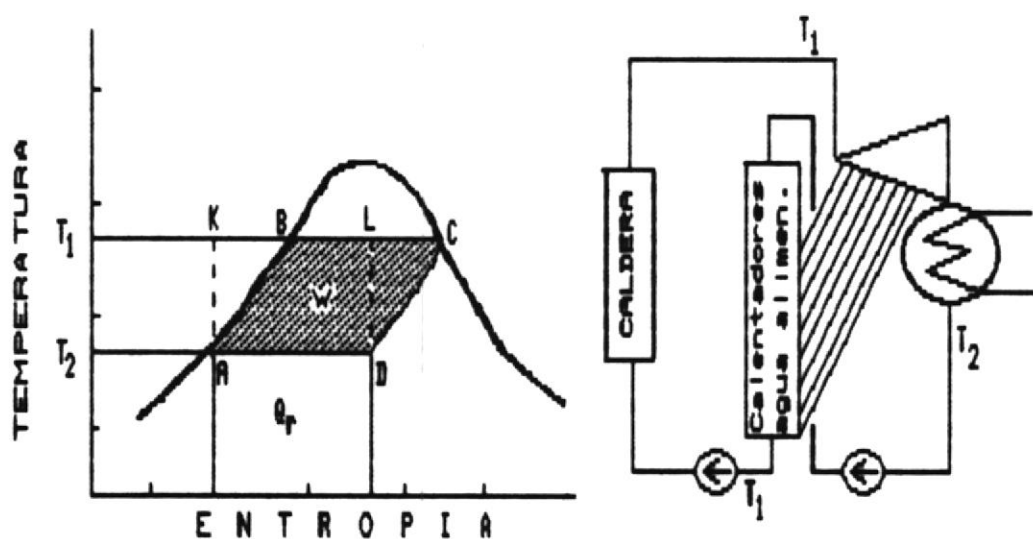


fig. 3.4.4 Ciclo Rankine regenerativo con un número infinito de calentadores.

Como el número de calentadores tiende a infinito la diferencia de temperaturas entre el vapor calentado hasta el punto de vapor saturado y el agua de entrada a la caldera tiende a cero, por tanto este calentamiento desde A hasta B se convierte en reversible.

La eficiencia del ciclo con infinito número de calentadores mostrado es $W/(W+Q_r)$, y es igual a la eficiencia del ciclo de Carnot operando entre las temperaturas de T_1 y T_2 , así desde la geometría de la figura AB y CD son paralelas y el área $ABCD=AKLD=W$, aunque este método verdaderamente representa un camino de aproximación, al ciclo de Carnot, prevee que un gran número de calentadores deben ser instalados, lo cual en realidad no ocurre en la práctica. Mayores ganancias son posibles con ciclos que tienen vapor supercalentado, y aceptan la necesaria Irreversibilidad en el proceso de calentamiento del agua de alimentación, parte de la cual es echa por el vapor supercalentado, así mismo se acepta la irreversibilidad de el proceso de supercalentamiento. El ciclo con infinitos calentadores es de interés académico solamente, pero nos demuestra el principio en el cual el calentamiento regenerativo es basado.

Este calentamiento regenerativo por medio de extracciones de vapor aumenta la eficiencia de la planta comparado con el ciclo Rankine original como ya se demostró, lo cual implica una reducción en el consumo de combustible, lo cual es un ahorro económico. Al analizar las ventajas que esta regeneración implica podemos listar la siguientes:

- Reducción de las tensiones de las planchas y los tubos en las calderas.
- Utilización del calor que de otro modo se perdería.
- La purificación parcial del agua no tratada.
- Mayor aproximación a los rendimientos ideales.
- Aligeramiento en los últimos escalonamientos de la turbina de vapor, de grandes volúmenes de vapor a baja presión.
- Aumento de la capacidad de la Caldera.
- Menor dimensión de la cubierta de la turbina en las últimas etapas, esta dimensión generalmente es la que limita el tamaño de la Unidad.
- Mayor vacío que se puede obtener sin aumentar el agua de condensación del condensador.

Todo esto hace al ciclo de Rankine Regenerativo un ciclo prácticamente estandarizado en la generación de poder por medio de Centrales Termoeléctricas.

3.5 La Regeneración en el Ciclo de Brayton.

Así como Rankine fue evolucionando con reformas al ciclo con el fin de mejorar la eficiencia de este, y por tanto su beneficio útil, el ciclo de Brayton que se origina posteriormente al ciclo Rankine, es también modificado por reformas de tipo regenerativas esto es, empleando energía de los gases de escape a elevada temperatura para calentar el aire comprimido antes de que entre a la cámara de combustión, tal como aparece en la figura 3.5.1, en la cual se muestra el esquema de la instalación correspondiente, y el diagrama que muestra el beneficio obtenido por medio de la regeneración.

En la figura se observa que los gases que abandonan el compresor en el punto 2, se calientan hasta alcanzar el punto e, el cual se halla a la misma temperatura que los gases de escape de la turbina punto 4.

En la misma figura se puede observar que en este ciclo la única energía rechazada es la representada por el

área a-1-f-c-a, además que el calor absorbido por el aire en el regenerador a-2-e-b-a es igual al cedido por los gases de escape c-f-4-d-c, que representa la energía intercambiada por unidad de masa de aire (fluido de trabajo) en los ciclos teóricos.

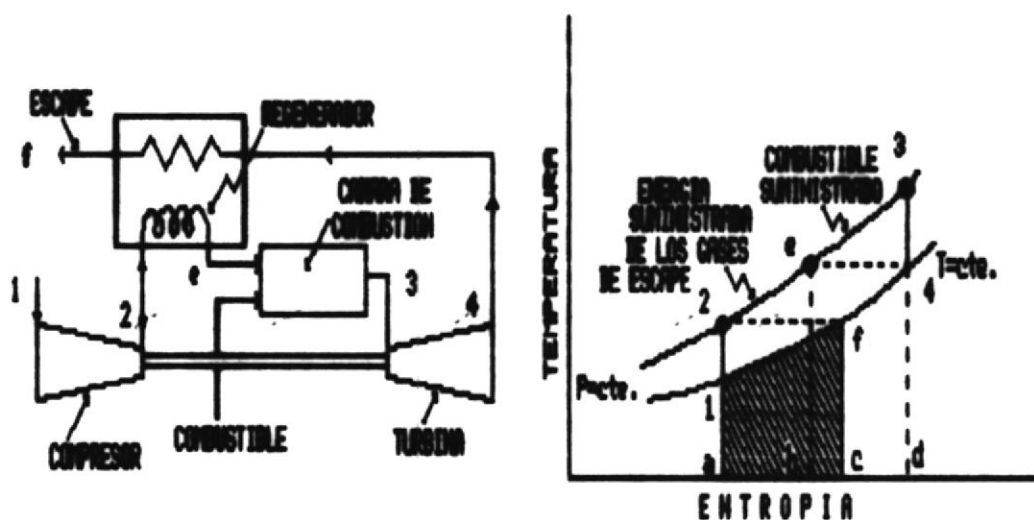


fig. 3.5.1 El ciclo Regenerativo Brayton Ideal.

El trabajo neto es el área de la superficie 1-2-3-4-1, el mismo trabajo desarrollado en el ciclo simple, pero en este caso la energía suministrada es b-e-3-d-b, por unidad de masa del fluido de trabajo.

De lo anterior y por definición se puede decir que la eficiencia del ciclo es:

$$\text{Eficiencia} = \frac{Q_{\text{añadido}} - Q_{\text{rechazado}}}{Q_{\text{añadido}}} = 1 - \frac{T_f - T_1}{T_3 - T_e}$$

$$T_f = T_2 \quad \text{y} \quad T_e = T_4$$

además $T_4/T_3 = T_1/T_2$

$$\text{de donde: eficiencia} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \times \frac{T_2 - T_1}{T_2 - T_1}$$

$$\text{y como : } T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{(k-1)/k}$$

se deduce que

$$\text{eficiencia} = 1 - T_1/T_3 (P_2/P_1)^{(k-1)/k}$$

Esta fórmula indica que la eficiencia del ciclo regenerativo es función de las presiones P_2/P_1 , y de la relación de temperaturas T_1/T_3 , y como generalmente los valores P_1 , T_1 y T_3 se fijan generalmente por las circunstancias, es interesante tener en cuenta que la eficiencia del ciclo se aproxima a la eficiencia de Carnot $(1 - T_1/T_3)$ cuando P_2 se aproxima a P_1 ; así mismo la eficiencia se aproxima a cero cuando P_2 se hace infinitamente grande.

Hay que considerar que el empleo de regeneración en los ciclos de turbinas a gas así como elevan la eficiencia del ciclo así también acarrear ciertos inconvenientes, entre los cuales podemos nombrar: Necesidad de una gran

superficie de transferencia (tubos), la conservación de las superficies de transferencia limpias, y el aumento de la resistencia al paso de los gases.

3.6 Recalentadores, Precalentadores y Economizadores.

Al hablar de Regeneración en un ciclo de poder se involucran muchas definiciones, entre las cuales merecen citarse además de los aspectos termodinámicos de la regeneración, los equipos con los cuales se realizan físicamente estos procesos.

Recalentadores; Los recalentadores son simples intercambiadores de calor, como la mayoría de los equipos regeneradores de poder utilizados en las centrales termoeléctricas a vapor con la finalidad de comunicarle energía adicional a este, además de la que posee en el estado de saturación a cierta presión.

Hay dos tipos de Recalentadores, aquellos que cumplen un trabajo realmente regenerativo, ya que toman su energía de los gases de escape que van a la chimenea, denominados de "Convección", y los que trabajan con el calor de la combustión de combustible adicional en la caldera, llamados de "Radiación".

Los primeros que son los que interesan en este estudio, tienen un mayor rendimiento con el aumento de la producción de la caldera, y generalmente se colocan unidades en serie, de modo que el vapor saturado, primero pase por la unidad primaria, y luego por la secundaria que se coloca en el paso de los gases calientes a la chimenea.

Los ciclos con recalentamiento se los puede usar con altas presiones y temperaturas de caldero alrededor de 140.61 Kg/cm^2 y $583 \text{ }^\circ\text{C}$, con presiones y temperaturas del orden de los 64 kg/cm^2 y $483 \text{ }^\circ\text{C}$ no es Económico el recalentamiento, la humedad máxima en el punto final de expansión permitido, generalmente es de 86%, se puede pensar en este tipo de ciclo para instalaciones que pasan los 50000 Kw .

Pre calentadores; Los pre calentadores del agua de alimentación se constituyen en los principales elementos regenerativos en los ciclo a vapor, estos intercambiadores de calor se los puede encontrar en dos bien diferenciados grupos: Calentadores Abiertos o del tipo de contacto directo, y calentadores Cerrados o de contacto superficial como también se los conoce.

Los calentadores de contacto directo realizan el intercambio de calor por medio del contacto directo del vapor vivo con el agua de alimentación. Estos calentadores suelen trabajar a presiones comprendidas entre valores de la presión atmosférica y hasta dos atmósferas (presión relativa). En el interior de estos aparatos el agua y el vapor se hallan a la misma presión, además de lograr un incremento en la temperatura estos calentadores realizan un trabajo de desgasificadores, ya que en la condensación del vapor se desprenden gases no condensables extraños a la composición del agua.

Se los puede construir de diversas maneras, cada uno basado en el mismo principio, es decir aprovechar el máximo contacto posible. Una desventaja que presenta este tipo de equipo como parte de un tren de calentadores del agua de alimentación es, que por cada calentador necesita una bomba, lo cual incrementa la pérdidas de las plantas, pero generalmente, se intercala uno en el tren, para que funcione entre las etapas de alta y baja presión.

Los calentadores de tipo cerrado o de Superficie son realmente intercambiadores de calor de tipo tubo-coraza generalmente, o sea el agua y el vapor nunca entra en contacto, por tanto estos equipos pueden trabajar a diversas presiones, generalmente se los ubica entre la bomba de alimentación y la caldera, pueden funcionar como condensadores o como subenfriadores, cuando actúan como subenfriadores utilizan un recinto en forma de corona con relación a los tubos, a través del cual pasa primero el agua para evitar que el vapor se ponga en contacto con aquellos, en todo caso los drenajes de este tipo de calentadores ya sean condensadores o subenfriadores, se los dirige hacia otro punto del tren de precalentamiento con el fin de recuperar toda la masa de condensado, y regenerar la mayor cantidad de energía.

Economizadores; Este tipo de regenerador, así como los recalentadores van ubicados en el generador de vapor, generalmente consiste en grupos de tubos colocados en el paso de los gases quemados, en los que por su interior circula el agua de alimentación de la caldera, complementando de esta manera el precalentamiento de

esta, aunque el proceso no es regenerativo, sino recuperativo, colabora en el ahorro de combustible.

Estos economizadores pueden estar emplazados al final del camino de los gases quemados en el hogar de la caldera, o también entre el hogar y la chimenea. La corrosión interna se evita utilizando agua convenientemente tratada, y la corrosión externa, manteniendo la temperatura de los gases quemados suficientemente alta, para impedir la formación de ácidos corrosivos.

3.7 Precalentadores de Aire.

Aunque no están incluidos dentro de la termodinámica del ciclo, estos aparatos mejoran la combustión en la caldera, disminuyendo de esta manera el consumo de combustible, y por tanto mejorando la eficiencia de la planta, utilizando recursos del tipo recuperativos es decir recuperando parte de los gases que van a la chimenea para calentar el aire que será involucrado en el proceso de combustión.

El uso de este tipo de equipo presenta las siguientes ventajas; conservación de la energía, combustión

mejorada, quemar con éxito combustibles de baja calidad, aumento de rendimiento y aumento de capacidad.

Los calentadores de aire pueden ser de dos tipos; de convección y regenerativos. Los de convección son tubulares o de placa, en cambio los regenerativos consiste en un laberinto metálico en forma de tambor que gira lentamente, de modo que alternativamente es calentado por los gases, y enfriado por el aire. Mientras los gases fluyen en sentido ascendente saliendo de la caldera, el aire inyectado por el ventilador, fluye hacia abajo a través de la otra mitad. Una junta divisoria procura en todo lo posible que los fluidos no se mezclen, el laberinto metálico esta diseñado de modo de presentar la mayor superficie posible, y la menor resistencia al paso de los fluidos.

C A P I T U L O I V

LAS PLANTAS LOCALES Y SU ACTUAL FUNCIONAMIENTO

4.1 Introducción.

La generación de energía eléctrica en la ciudad de Guayaquil se satisface en gran medida por medio de la generada en centrales de poder de termoeléctricas como las descritas en capítulos anteriores. Las plantas generadoras son tres: Central "Ing. Mec. Gonzalo Cevallos G.", central "Ing. Anibal Santos" y la Central denominada "Planta a vapor Guayaquil". Las dos últimas propiedad de la empresa EMELEC, y la primera, propiedad de INECEL, siendo a su vez esta la de mayor capacidad de generación, contando con dos unidades a vapor de 73000 Kw cada una, le sigue en capacidad la central "Ing. Anibal Santos", con una unidad a vapor de 33000 Kw, La Planta a Vapor Guayaquil, que es la mas antigua, cuenta con 2 unidades pequeñas de 12000 Kw de capacidad y 2 de 5000 KW, para el análisis las dos menores no serán consideradas.

Vale aclarar que las capacidades mencionadas se refieren a la tomada en los bornes del generador. En sí todas las centrales de vapor que actúan en la generación de Poder (7 en total), operan en un ciclo Rankine Regenerativo,

meritando de este modo un estudio cómo este, que analice su actual condición de funcionamiento, y dé recomendaciones de acuerdo a sus posibilidades, con la finalidad de sacar el mayor provecho a las instalaciones actuales, y porque no como guía al estudio de nuevos proyectos en lo que a generación de poder por medio de vapor se refiere.

Durante este capítulo se realizará un análisis desde el punto de vista regenerativo, a los ciclos de las tres centrales, el cual ha sido basado en los valores de las propiedades del vapor (puntos de operación), mostrados en los respectivos balances térmicos elaborados por los fabricantes de cada central, dichos balances además serán mostrados durante este capítulo.

Para el análisis del funcionamiento actual se utilizara el mismo método en los 3 casos, en un capítulo posterior se mostrara un método de optimización generalizado, siempre basado en aspectos regenerativos. Además del análisis regenerativo que se realiza en este capítulo a cada central, en un capítulo posterior se podrá realizar una simulación, la cual proyectara resultados muy representativos, dando de este modo la posibilidad de

especular con diversas variaciones al formato tradicional con el que ha venido funcionando cualquiera de las tres centrales.

4.2 Centrales Termoeléctricas de Guayaquil: Cargas de Trabajo y Puntos de Operación.

Las propiedades termodinámicas de las centrales locales, a una carga nominal del 100% están dispuestos en los balances térmicos de las figuras # 4.2.1 -2 -3, de tal manera que con estos datos pueda estudiarse la conducta de sus variaciones respecto a la carga principalmente, método que será usado para crear un modelo matemático de la central, de modo de poder simularla en un capítulo posterior.

Los restantes balances térmicos pertenecientes a otros rangos de carga, y otros puntos de operación para las centrales locales, no han sido ubicados por falta de espacio, pero de ser requeridos pueden encontrarselos en el apéndice en forma resumida, mayor información puede obtenerse en las propias instalaciones.

El cuadro de la siguiente tabla 4.2.1 contiene las tres centrales, con su correspondiente salida neta en Kw, a

diferentes cargas, y además la tasa de consumo de calor por Kw-hr producido en kilocalorías.

CARGA	CENTRAL 1		CENTRAL 2		CENTRAL 3	
	SALIDA	Cc	SALIDA	Cc	SALIDA	Cc
100	33000	2983	73000	2222	12500	3399
75	24750	3022	54750	2221	10000	3478
50	16500	3259	36500	2258	7500	3661
25	8250	3805	18250	2461		

Tabla 4.2.1 Salidas netas en Kw, y consumos de calor en Kcal/Kw-hr a diferentes cargas.

Central 1 : Central Ing. Anibal Santos

Central 2 : Central Ing. Mec. Gonzalo Cevallos

Central 3 : Planta a Vapor Guayaquil.

Las centrales, todas equipadas con Turbinas Regenerativas, arrojan cada una diferente magnitud de isentropía en la expansión del vapor, la cual se conoce esta gobernada por la humedad del vapor, por su velocidad, numero de etapas, construcción y diseño de la turbina. Cada turbina tiene su propia línea de expansión, frecuentemente en el diseño de este tipo de turbinas, se usan líneas supuestas de expansiones sin extracción para los cálculos con extracciones como primera aproximación.

CENTRAL ING. ANIBAL SANTOS

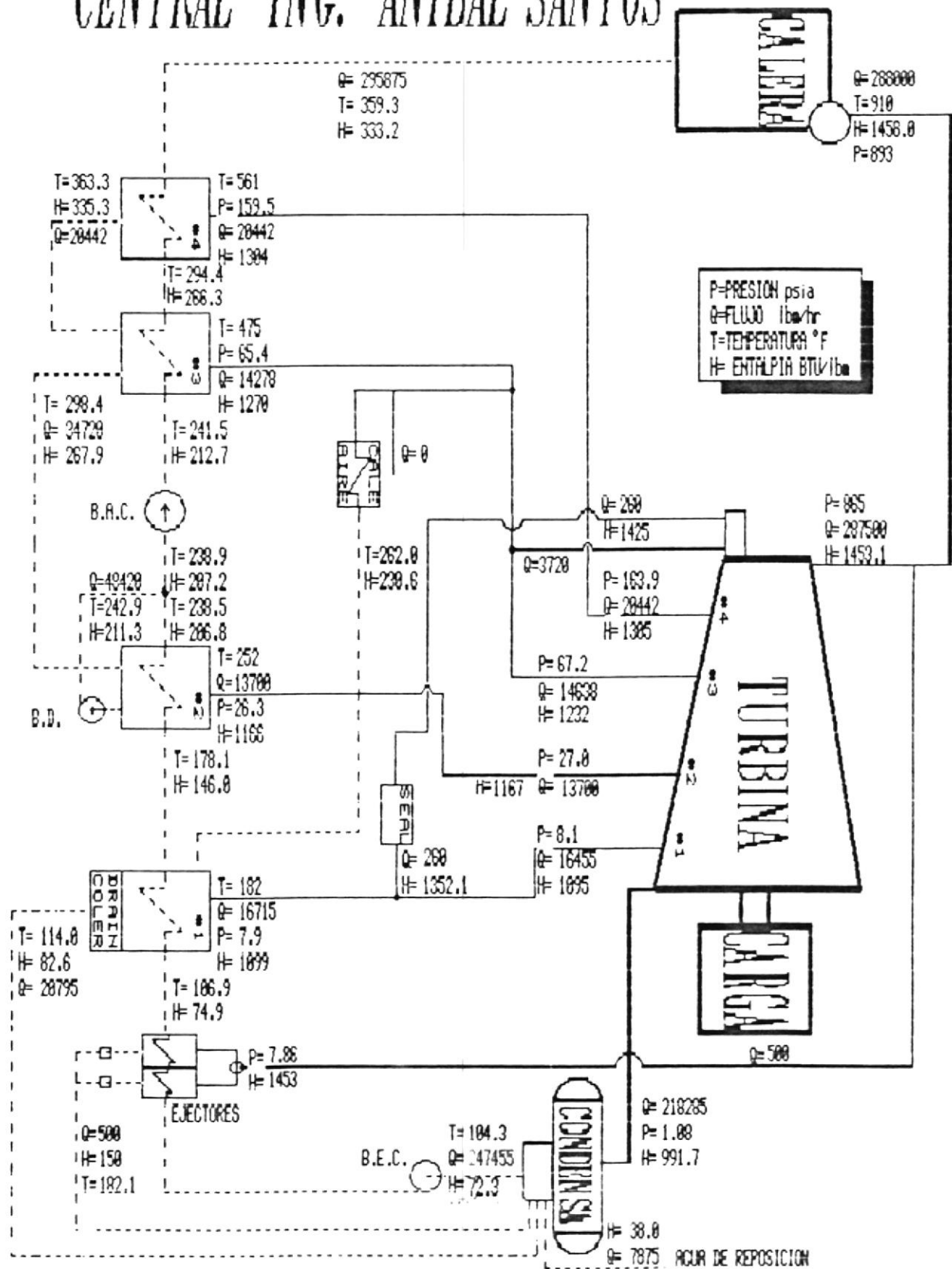


Fig. 4.2.1 Diagrama de la central de EMELEC

PLANTA A VAPOR "GUAYAQUIL"

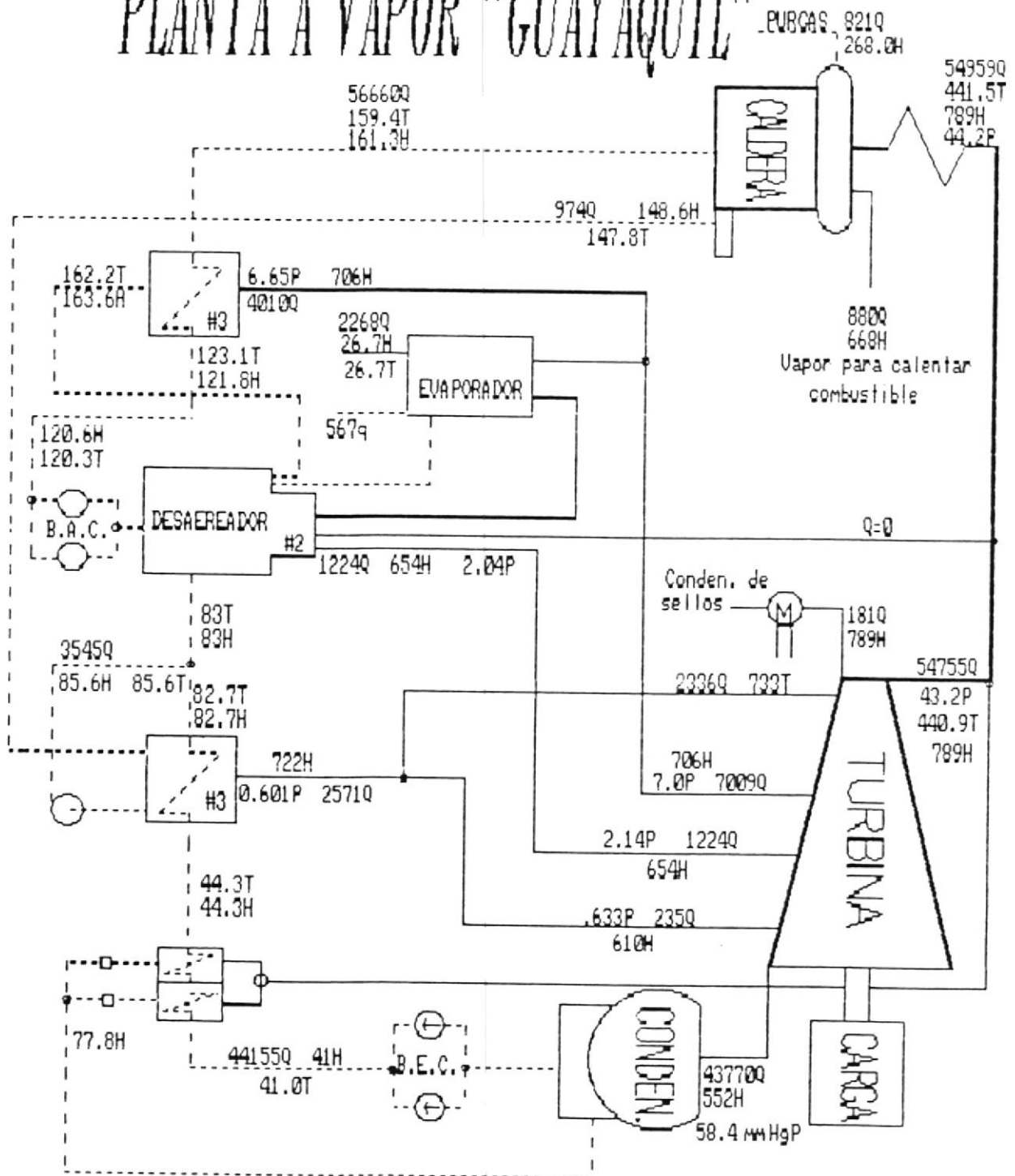


Fig. 4.2.3 Balance Térmico de la Planta a vapor "Guayaquil"
Carga de Trabajo = 100%.

Las turbinas utilizadas en las centrales locales ya tienen desde fábrica las conexiones adecuadas de donde deben conectarse las tuberías de extracción.

Aunque los ciclos locales usan Turbinas con puntos fijos de extracción vale la pena recalcar que existe otro tipo de Turbinas; las turbinas con extracciones a presión constante, las cuales requieren una válvula reguladora para guardar el área a atravesar por el vapor, para pasar a etapas de menor presión, en las turbinas con puntos fijos de extracción, la presión de la extracción varia con la carga, ya que a mas carga, mayor cantidad de masa circula por cada una de las etapas de esta, aumentando a su vez la presión en puntos fijos del rodete de alabes hasta cierto instante, en que por irreversibilidades creadas en los flujos, la presión del vapor al atravesar la turbina puede tener otro comportamiento.

Generalmente las primeras extracciones en turbinas con extracciones en puntos fijos, ocurren a partir del 6^{to} a 8^{to} escalón, habiendo el vapor cedido hasta ese momento, prácticamente la mayor parte de su energía.

A su vez de esta porción de trabajo contenido en el vapor, la mayor parte es comúnmente cedido en una etapa "CURTIS" que se ubica de preferencia siempre como primera etapa.

Para calcular la salida de cualquier turbina regenerativa, es necesario dividir la turbina en grupo de etapas entre los puntos de extracción, y calcular su salida en (Kw) de la siguiente manera:

$$E_g = (G_g * \text{delta } H_g) / 3412 \quad (\text{Kw}).$$

donde: E_g = energía generada por el grupo (Kw)

G_g = Vapor fluyendo por el grupo (lbm/hr)

$\text{delta } H_g$ = Caída de calor (expansión) usada por el grupo (Btu/lbm).

por tanto la salida neta del generador será:

$$E = \sum E_g * e_m * e_e$$

donde: e_m = eficiencia mecánica.

e_e = eficiencia eléctrica.

Salida Neta de los grupos de la centrales Kw						
	<u>G1</u>	<u>G2</u>	<u>G3</u>	<u>G4</u>	<u>G5</u>	<u>G6</u>
Central 1	12306	5628	4732	4953	6013	---
Central 2	23695	8825	9770	11225	9800	10817
Central 3	5032	2729	2247	2946	----	---

Tabla 4.2.2 Potencia de Salida de los diferentes grupos de turbina de las tres centrales.

4.3 Análisis de los Ciclos Regenerativos de las Centrales de Poder Locales.

Para realizar diseños o análisis de sistemas de Precalentamiento regenerativo, uno de los más importantes cálculos es el balance de Calor, dirigido a determinar diferencias entre la influencia en el rendimiento del ciclo de un arreglo de precalentadores del agua de alimentación y otro. En el análisis de este capítulo y lo posterior se lo realizara en base a la influencia de la regeneración en el consumo de calor del ciclo, mas que en el rendimiento del ciclo, ya que de este modo se puede analizar la reducción que este sufre debido a la influencia positiva de la regeneración, de modo que el término "Reducción en el calor consumido, o Reducción del consumo de calor" será un término muy familiar en lo posterior.

Se define el consumo de calor del siguiente modo:

$$\text{Consumo de calor} = 1 + \frac{\text{Calor Rechazado}}{\text{Calor añadido} - \text{Calor Rechazado}}$$

de modo de obtener facilidades de calculo se expresara este consumo de calor en este analisis en unidades de calor sobre unidades de calor, no como se suele hacer en unidades de calor, sobre Kw-hr.

Otro concepto del consumo de calor involucra el término denominado "Consumo específico de vapor, o Consumo de Vapor" simplemente, es del siguiente modo:

Consumo de Calor = Consumo de Vapor * calor añadido

En este concepto el consumo de vapor, es la cantidad de vapor generado por cada unidad de energía producida en la máquina térmica. Curvas como las mostradas en la fig. 4.3.1 resultan de realizar los balances de calor anteriormente mencionados, que se utilizaran en el análisis de la regeneración de las plantas locales de poder.

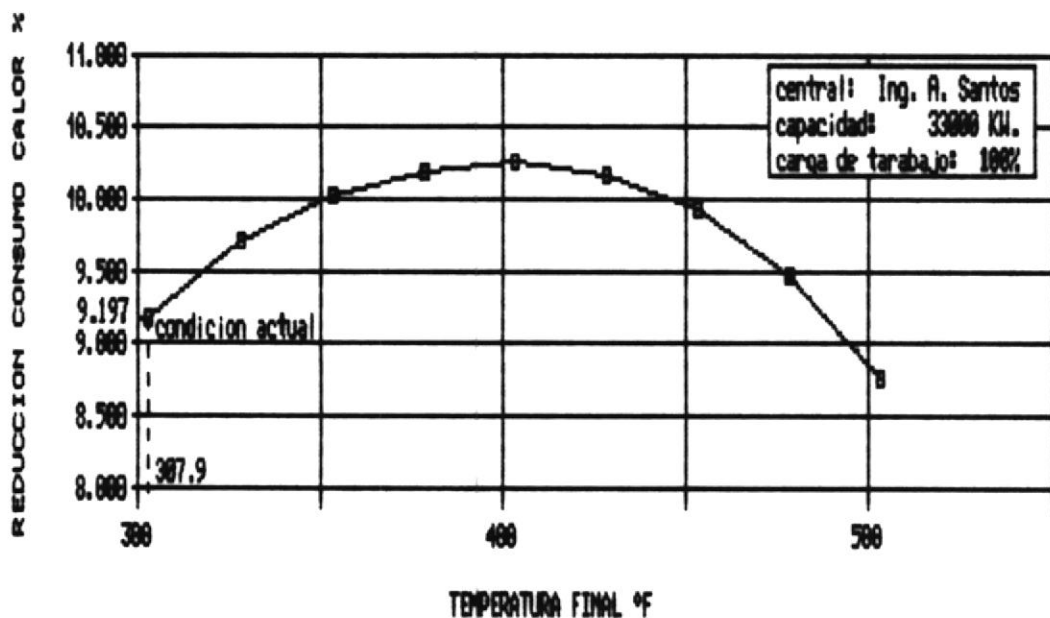
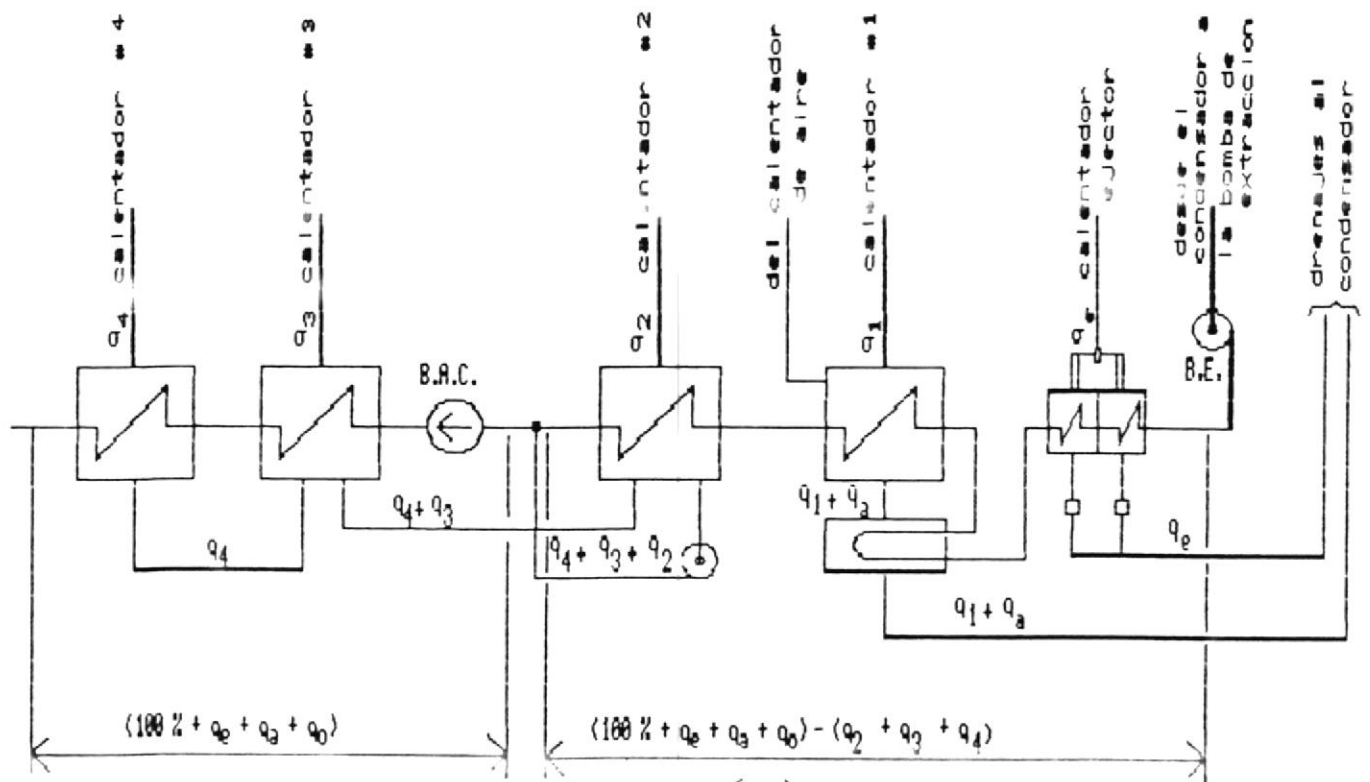
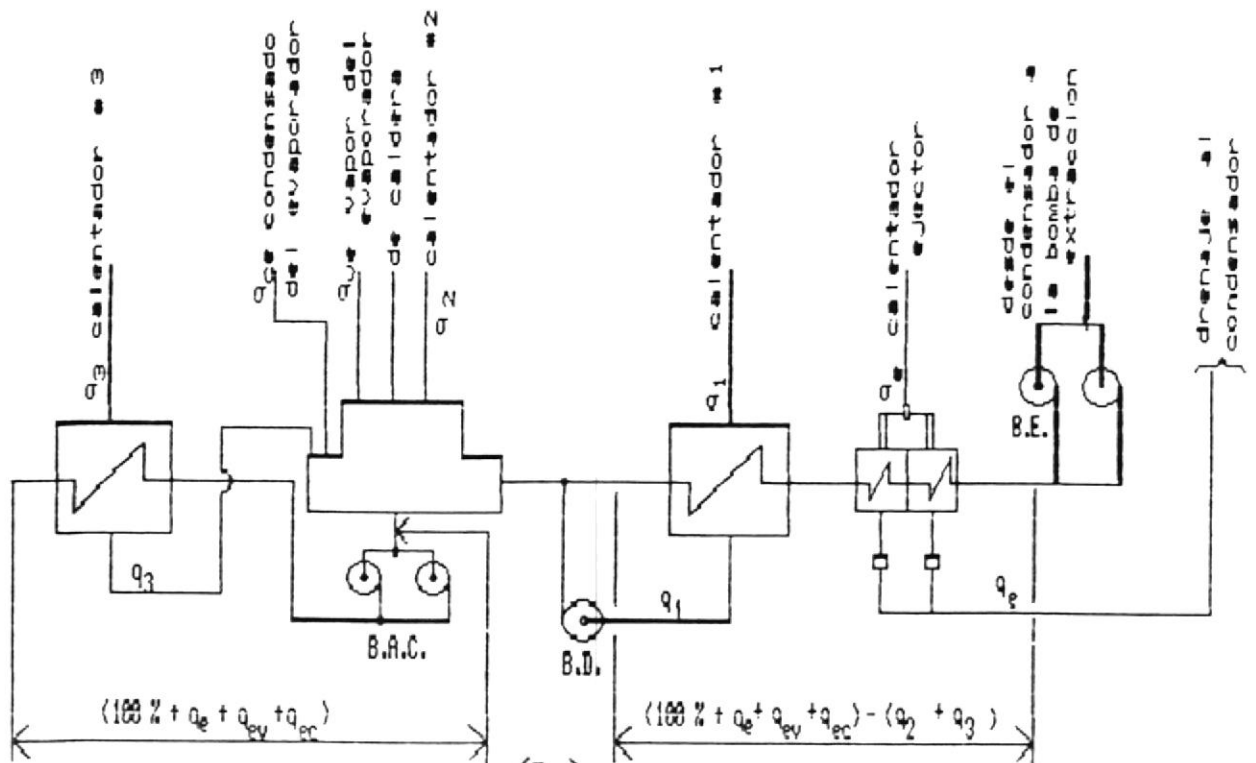


fig 4.3.1 reducción en el consumo de calor



(a)



(b)

Fig. 4.3.2 Sistemas de alimentación de las centrales locales

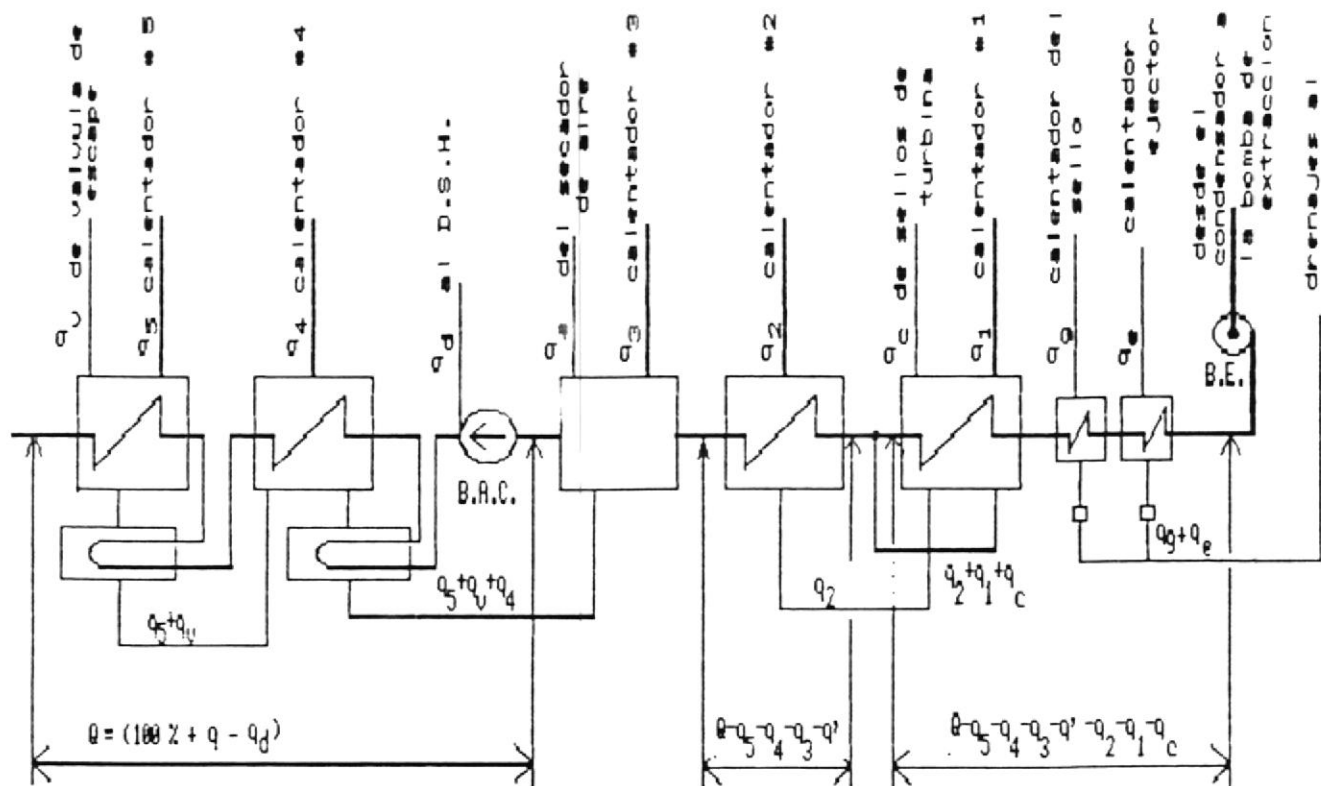


Fig. 4.3.2.c Sistema de alimentación de Central Ing. Mec G. Cevallos Central 2

Presión en válvula de pausa	psia	893
Temperatura en válvula de pausa	°F	918
Vacío	pulq. Hg.	2.2
Temperatura final del agua de alimentación	°F	359
Caída de calor adiabática en válvula de pausa	Btu/lbm	539.1

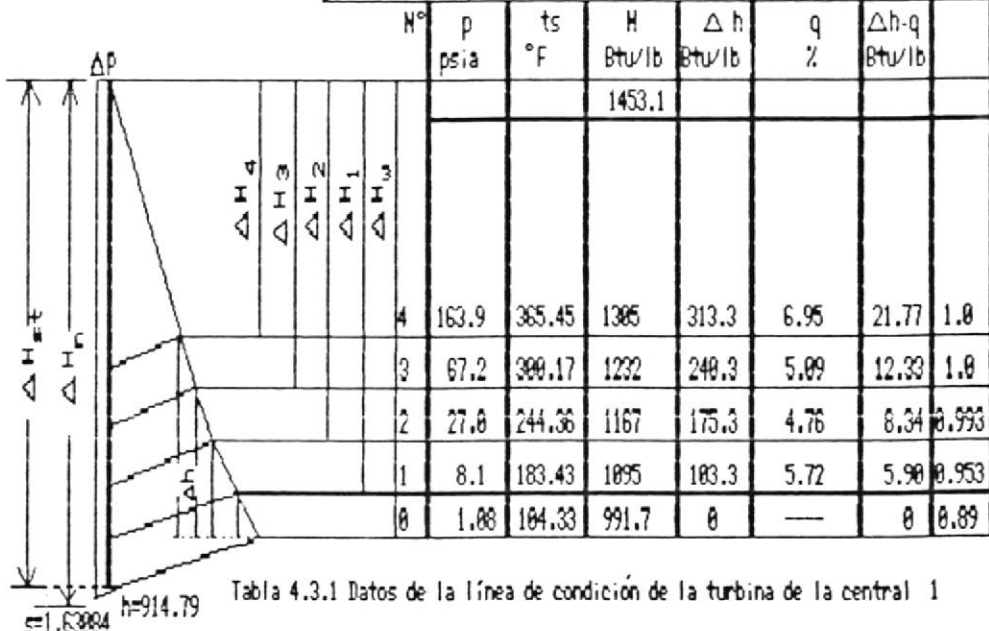


Tabla 4.3.1 Datos de la línea de condición de la turbina de la central 1

Presion en valvula de pausa	psia	1366
Temperatura en valvula de pausa	°F	958
Uacio	pulq. Hq.	2.56
Temperatura final del agua de alimentacion	°F	417.74
Caida de calor adiabatica en valvula de pausa	Btu/lbm	562.68

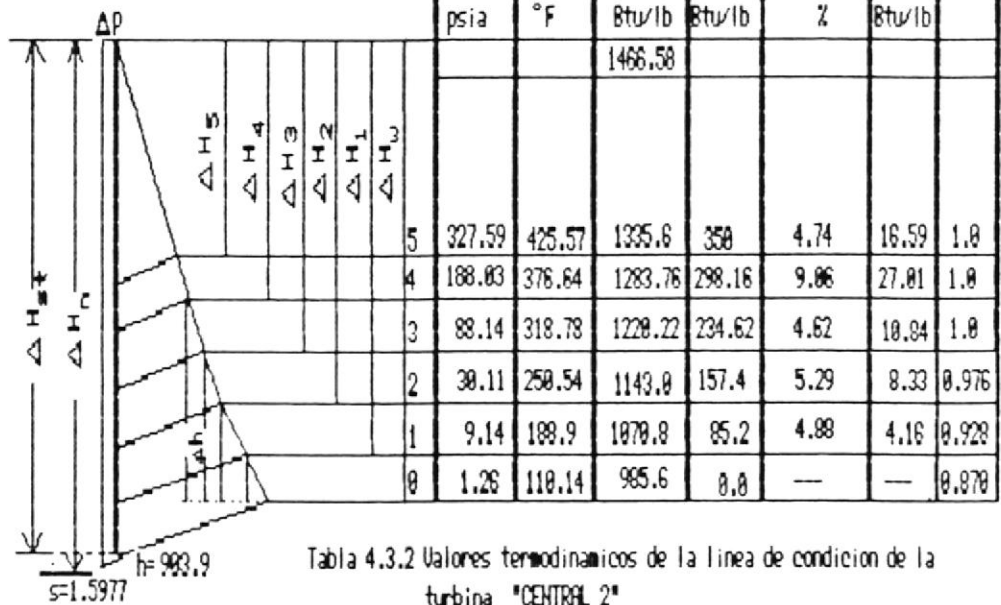


Tabla 4.3.2 Valores termodinamicos de la linea de condicion de la turbina "CENTRAL 2"

Presion en valvula de pausa	psia	614.3
Temperatura en valvula de pausa	°F	825.62
Uacio	pulq. Hq.	2.29
Temperatura final del agua de alimentacion	°F	318.92
Caida de calor adiabatica en valvula de pausa	Btu/lbm	497.95

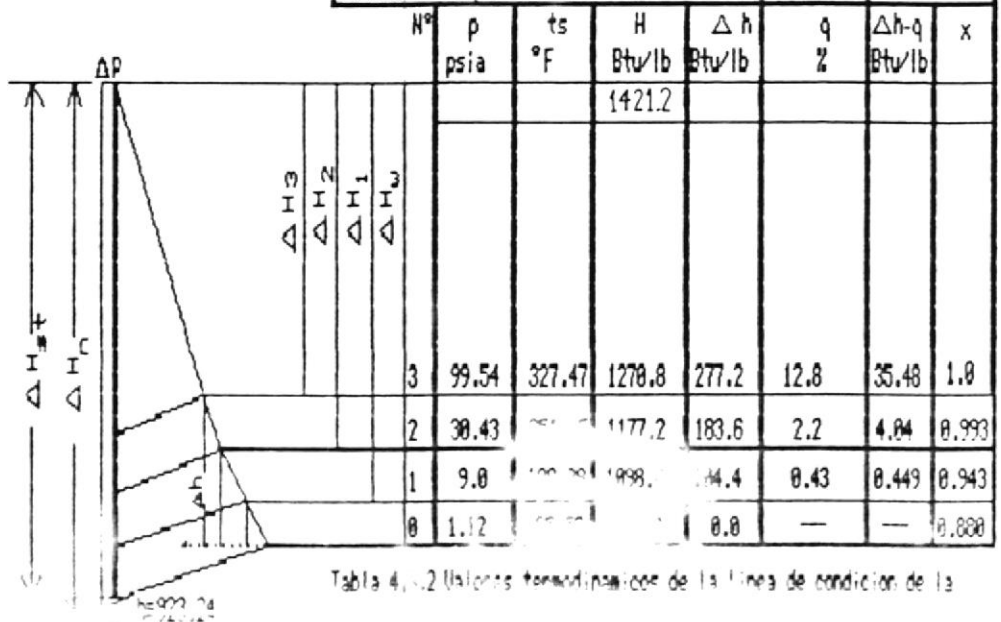


Tabla 4.3.2 Valores termodinamicos de la linea de condicion de la

El procedimiento adoptado para el análisis de las centrales es indicado paso a paso para las diferentes etapas de precalentamiento de cada una de los sistemas de alimentación mostrados en los siguientes diagramas. (figs. 4.3.2-a-b-c). Para el cálculo además se hace uso de los datos termodinámicos dados en línea de condición típica de la turbina de cada central al 100% de carga. tablas 4.3.1, 4.3.2, 4.3.3

Las tablas 4.3.4, 4.3.5 y 4.3.6 muestra el método de análisis utilizado para los ciclos regenerativos, que es la impresión de la hoja electrónica en la cual se realizó el cálculo correspondiente, cálculos similares pueden realizarse con otro sistema de unidades, los resultados obtenidos a partir del ítem 24 han sido graficados contra la carga, para el caso de la central 1 "Ing. Aníbal Santos" de modo de poder observar :

La variación del trabajo perdido contenido en el vapor de las extracciones con la carga.

La relación entre los consumos de vapor del ciclo operando a las mismas condiciones con regeneración y sin regeneración, y la variación de esta relación con la carga.

La relación que se da entre los consumos de calor del ciclo operando en las mismas condiciones, con regeneración y sin esta, y la variación de esta relación con la carga.

La variación con la carga del Incremento en el consumo de vapor, expresado en porcentaje del consumo de vapor del ciclo sin regeneración.

Por último como resultado final de cálculos se obtiene, la reducción en el consumo de calor que sufre el ciclo por la regeneración, expresado cómo un porcentaje del consumo de calor total del ciclo no regenerativo, a esas condiciones de operación.

Los cálculos hechos en la tabla 4.3.4, similarmente pueden realizarse para cualquier tipo de central que funcione en un ciclo de Rankine Regenerativo, de tal modo que pueden analizarse todas las centrales locales de la misma forma, sin embargo estos cálculos pueden revisarse rápidamente si se cuenta con una hoja de cálculo Lotus 123 y los archivos que se incluyen en el disco adjunto a este estudio llamados TABLA442-TABLA443-TABLA444.

HOJA DE CALCULO PARA EL ANALISIS REGENERATIVO DE LA CENTRAL 1 ING. ANIBAL SANTOS.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	DESCRIPCION	COMO SE CALCULO	SIMBOLO	UNIDADES		ELECTOR	DRENAL	#1	#2	NUDO	BOMBA	#3	#4
1	temperatura del A.V. en entrada calanderos.		t _{f1}	oF		104.3	106.9	114.6	176.1	236.5	236.9	241.5	294.4
2	temperatura del A.V. en salida calanderos.		t _{f2}	oF		106.9	114.6	176.1	236.5	238.9	241.5	294.4	359.3
3	elevacion temperatura del A.V. en calanderos.	(2)-(1)	delta t _f	oF		2.6	7.7	63.5	60.4	0.4	2.6	52.9	64.9
4	Batalla del A.V. en entrada calanderos.		h _{f1}	Btu/lbm		72.3	74.9	80.6	146.0	208.8	207.2	212.7	266.3
5	Batalla del A.V. en salida calanderos.		h _{f2}	Btu/lbm		74.9	80.6	146.0	208.8	207.2	212.7	266.3	333.2
6	elevacion de batallas del A.V. en calanderos.	(5)-(4)	delta h _f	Btu/lbm		2.6	5.7	65.4	60.9	0.4	5.5	53.6	66.9
7	diferencia terminal de temperatura en calanderos		delta t	oF				4.2	4.4			4.0	4.0
8	temperatura de saturacion del vapor de extraccion	(2)+(7)	t _{sat}	oF		106.9		182.3	242.9			298.4	363.3
9	presión de vapor a temperatura de saturacion (9)		p _{sat}	psia				7.9	26.3			65.4	159.5
10	temperatura del drenaje en salida de calanderos	Equm a (6)	t _d	oF		106.9		182.3	242.9			298.4	363.3
11	Batalla de vapor en paso de extraccion	tabla vapor	H	Btu/lbm				1099.0	1155.0			1270.0	1304.0
12	Batalla en drenaje a temperatura del Item (10)		h _d	Btu/lbm				150.2	211.3			267.9	335.7
13	valor sellado por vapor extruido al condensarse	(11)-(12)	H-h _d	Btu/lbm				948.8	943.7			1002.1	968.3
14	factor de radiacion de calanderos		K _r					0.99	0.99			1.01	1.00
15	cantidad de A.V. a travez de calanderos		Q _w	%		86.06	86.06	86.06	86.06	86.06	102.91	102.91	102.91
16	cantidad de vapor requerido en calanderos para condensar el vapor de batallas del Item (6)	(8)(14)(15)	delta h _f +K _r Q	%				5.85	5.49			5.57	7.11
17	valor sellado por drenaje en los calanderos		H-h _d	Btu/lbm				80.40	56.60			67.80	
18	cantidad de condensado drenado a los calanderos	(17)(K(16))	q _d	%				1.42	12.08			7.11	
19	gasolina debida a elevacion de batallas en pasada por drenaje expresado en equivalente de vapor	(13)	H-h _d	%				0.12	0.72			0.48	
20	cantidad de vapor extra extraida para calanderos	(16)-(19)	q	%				5.72	4.77			5.72	7.11
21	razon: Trabajo perdido en vapor sa grande Btu/lbm	220	q _t	%				22.69	16.97			12.20	7.11
22	Trabajo perdido por extraccion en vapor Btu/lbm		delta h _w	%				0.23	0.35			0.60	0.68
23	Trabajo perdido por extraccion en pasada Btu/lbm	(20)(K(22))	delta h _w	%				1.33	1.69			3.07	4.81
24	Trabajo total perdido por extracciones como porcentaje del trabajo total en valvula de pasada	X(23)	delta h _w	%									
25	Incremento del consumo de vapor por uso de regeneracion, expresado como porcentaje del consumo de vapor del ciclo con regeneracion.	comoc(24)	delta h _w	%									
26	El mismo incremento anterior, pero expresado como porcentaje del consumo de vapor del ciclo sin regeneracion.	100 X(25) (100-(25))	(delta h _w)/F.H	%									
27	Batalla del vapor en valvula de pasada		H _{et}	Btu/lbm									
28	Batalla final del agua de alimentacion	(27)-(28)	h _f	Btu/lbm									
29	Calor añadido al ciclo regenerativo en Btu/lbm.		H _{et} -h _f	Btu/lbm									
30	Batalla del agua en salida del condensador		h _v	Btu/lbm									
31	diferencia en H _{etas} -h _v (H _{et} -h _v)	(27)-(30)	H _{et} -h _v	Btu/lbm									
32	razon: (H _{et} -h _v)/H _{et}	(29)/(31)	H _{et} -h _v /H _{et}										
33	razon: consumo de vapor con regeneracion	1.0+(26)	K _f										
34	razon: consumo de vapor sin regeneracion	(32)(K(33))											
35	Reduccion del consumo de vapor por uso de regeneracion, expresado como porcentaje del consumo de vapor del ciclo sin regeneracion.	100(1-(33))		%									

Valores termodinamicos de la linea de condiclon de la Turbina

Presion en valvula de Pausa (P _{turb})	psia	885.00
Temperatura en valvula de pausa	t _{turb} oF	800.00
Vacio	in Hg	2.20
Temperatura final del agua de alimentacion		359.30
Calda calor adiabatica en valvula pausa	Btu	539.10
Numero de etapas de Calentamiento		4.00
Temperatura correspondiente al vacio		104.30
Calor total de vapor en valvula de Pausa		1453.1
Calor total en final de expansion		891.70
C A R G A		100.00

HOJA DE CALCULO PARA EL ANALISIS REGENERATIVO DE LA CENTRAL 2 "ING. MEC. GONZALO CEVAL

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
ITEM	DESCRIPCION	COMO SE CALCULO	SIMBOLO	UNIDADES		ELECTOR	CALENTA #1	NUDO	CALENTADOR #2	#3	BOYBA	CALENTADOR #4	CAI	OR	#5	
1	Temperatura del A.A. en salida calandones		t _{f1}	°F		109.80	111.74	180.14	180.88	240.98	309.20	312.80	317.84	317.84	369.89	372.20
2	Temperatura del A.A. en salida calandones		t _{f2}	°F		111.74	180.14	180.88	240.98	309.20	312.80	317.84	369.89	372.20	417.74	
3	Entrada temperatura del A.A. en calentadores	(2)-(1)	delta t _f	°F		2.14	68.40	0.54	60.30	68.22	3.60	5.04	52.02	2.34	45.54	
4	Batulpia del A.A. en salida calandones		h _{f1}	Btu/lbm		76.69	79.75	148.15	148.69	209.36	279.21	285.69	291.36	344.73	347.07	
5	Entrada de batulpia del A.A. en calentadores		h _{f2}	Btu/lbm		79.75	148.15	148.69	209.36	279.21	285.69	291.36	344.73	347.07	395.69	
6	Diferencia terminal de temperatura en calentadores	(5)-(4)	delta h _f	Btu/lbm		3.06	68.41	0.54	60.67	69.85	6.48	5.67	53.38	2.34	48.60	
7	temperatura de saturación del vapor de extracción		t _{sat}	°F		111.74	186.48	245.84	309.20	372.70	372.70	372.70	372.70	372.70	420.77	
8	presión de vapor a temperatura de saturación (8)		p _{sat}	psia		111.74	186.48	245.84	309.20	372.70	372.70	372.70	372.70	372.70	420.77	
9	temperatura del drenaje en salida de calentadores	Igual a (8)	t _d	°F		111.74	186.48	245.84	309.20	372.70	372.70	372.70	372.70	372.70	420.77	
10	Batulpia del vapor en punto de extracción	tabla vap	h	Btu/lbm		1070.9	153.20	214.22	279.21	285.69	291.36	344.73	347.07	395.69	420.77	
11	Calor extraído por vapor extraído al condensarse	(11)-(12)	H-h _d	Btu/lbm		917.73	1.01	1.01	1.01	1.01	1.01	1.01	1.02	1.02	905.70	
12	Calor extraído por vapor extraído al condensarse		qr	%		70.98	70.98	70.98	70.98	70.98	70.98	70.98	70.98	70.98	100.91	
13	Calor extraído por drenaje en los calentadores	(13)	H-h _d	Btu/lbm		61.03	5.30	10.90	0.25	5.81	11.25	0.62	5.44	5.44	1070.6	
14	Calor extraído por drenaje en los calentadores	(17)x(18)	delta h _d	%		0.35	4.99	22.44	17.08	0.33	0.49	1.75	2.84	3.59	3.59	
15	Calor extraído por drenaje en los calentadores	(16)-(19)	q	%		27.43	0.18	0.33	0.49	1.75	2.84	3.59	3.59	3.59	3.59	
16	Calor extraído por drenaje en los calentadores	(20)x(22)	delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
17	Calor extraído por drenaje en los calentadores	(23)	delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
18	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
19	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
20	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
21	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
22	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
23	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
24	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
25	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
26	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
27	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
28	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
29	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
30	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
31	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
32	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
33	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
34	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	
35	Calor extraído por drenaje en los calentadores		delta h _w	%		12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	12.63	

Presión en valvula de Pauma (P _{turb})	psia	1305.9
Temperatura en valvula de pauma (t _{turb})	°F	950.00
Vacio	in Hg	2.57
Temperatura final del agua de alimentación		417.74
Caida calor radiobalce en valvula pauma	Btu	582.69
Numero de etapas de Calentamiento		5.00
Temperatura correspondiente al vacio		109.60
Calor total de vapor en valvula de Pauma		1468.2
Calor total en final de expansion		985.78
C A R G A		100.00

Tabla 4.3.5 Hoja de Analisis Regenerativo

HOJA DE CALCULO PARA EL ANALISIS REGENERATIVO DE LA CENTRAL 3 "PLANTA A VAPOR GUAYAQUIL"

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Item	DESCRIPCION	COMO SE CALCULO	SIMBOLO	UNIDADES		EFFECTO	calentad #1	NUDO	calentad #2	Bomba	calentad #3
1	temperatura del A.A. en entrada calentadores		T1	°F		105.80	111.74	180.86	181.40	248.54	251.24
2	temperatura del A.A. en salida calentadores		T2	°F		111.74	180.86	181.40	248.54	251.24	318.92
3	elevacion temperatura del A.A. en calentadores	(2)-(1)	della T	°F		5.94	89.12	0.54	67.14	2.70	67.68
4	Entalpia del A.A. en entrada calentadores		h1	Btu/lbm		73.81	79.75	148.87	149.41	817.10	821.60
5	Entalpia del A.A. en salida calentadores		h2	Btu/lbm		79.75	148.87	149.41	217.10	221.60	290.37
6	elevacion de entalpia del A.A. en calentadores	(5)-(4)	della hf	Btu/lbm		5.94	69.13	0.54	67.68		68.77
7	diferencia terminal de temperatura en calentadores		deltat	°F			5.22		0.00		5.04
8	temperatura de saturacion del vapor de extraccion	(2)-(7)	tant	°F			186.08		248.54		323.86
9	temperatura de vapor a temperatura de saturacion (8)		psat	psia			8.55		29.07		94.56
10	temperatura del drenaje en salida de calentadores	Igual a (8)	td	°F			186.08		248.54		323.86
11	Entalpia de vapor en punto de extraccion	tabla vap	hd	Btu/lbm		1420.3	1299.7	1178.4	1270.9		1270.9
12	Entalpia en drenaje a temperatura del item (10)		hd	Btu/lbm		140.05	154.10		217.10		294.51
13	calor cedido por vapor extraido al condensarse	(11)-(12)	H-hd	Btu/lbm		*****	*****		961.26		976.42
14	factor de radiacion de calentadores		kr				1.01		1.01		1.01
15	cantidad de A.A. a travez de calentadores		Qw	%		85.23	85.23	85.23	89.93	106.29	104.51
16	cantidad de vapor requerido en calentadores para conseguir elevacion de entalpia del item (6)	(8)(14)(15)	deltah/kr	%		5.19		6.40			7.43
17	calor cedido por drenajes en los calentadores	(13)	H-hd	Btu/lbm			113.41	4.88	77.41		
18	cantidad de condensado drenado a los calentadores		qd	%			1.78	4.70	7.32		
19	ganancia debida a elevacion de entalpia causada por drenajes expresado en equivalente de vapor	(17)(18)	deltah/qd	%			0.18		0.59		
20	cantidad de vapor neta extraida para calentadores	(16)-(19)	q	%			5.02		5.91		7.43
21	sumatoria de vapor extraido para calentadores	20	q1	%			18.26		13.24		7.43
22	Razon Trabajo perdido en vapor saturado Btu/lbm. Trabajo del vapor en valvula de pausa Btu/lbm		deltahw				0.72		0.43		0.65
23	Trabajo perdido por extracciones como porcentaje del trabajo total del vapor en valvula de pausa.	(20)(22)	deltah/q	%			3.80		2.51		4.83
24	Trabajo total perdido por extracciones como porcentaje del trabajo total en valvula de pausa	X(23)	deltah/w	%							
25	Incremento del consumo de vapor por uso de regeneracion, expresado como porcentaje del consumo de vapor del ciclo con regeneracion.	como (100)-(25)	deltah/w	%							
26	El mismo incremento anterior, pero expresado como porcentaje del consumo de vapor del ciclo sin regeneracion.	100 X(2)	(deltas)/F.H.	%							
27	Entalpia del vapor en valvula de pausa		Het	Btu/lbm		1420.3					2.29
28	Entalpia final del agua de alimentacion		hf	Btu/lbm		290.37					318.92
29	Calor anadido al ciclo regenerativo en Btu/lbm.	(27)-(28)	Het-hf	Btu/lbm		1130.0					461.40
30	Entalpia del agua en salida del condensador		hw	Btu/lbm		73.81					3.00
31	diferencia en Hpausa-hvaco (Het-hv)	(27)-(30)	Het-hv	Btu/lbm		1348.5					105.90
32	razon: (Het-hf)/(Het-hv)	(29)/(31)	Het-hf/Het			0.94					1420.3
33	razon: consumo de vapor con regeneracion	1.0+(26)	Kf			1.12					993.70
34	razon: consumo de vapor sin regeneracion	(32)(33)				0.94					104.20
35	Reduccion del consumo de calor por uso de regeneracion, expresado como porcentaje del consumo de calor del ciclo sin regeneracion.	100[1-(%		5.77					

Tabla 4.36 Hoja de Analisis Regenerativo

Valores termodinamicos de la linea de condiccion

Debe tenerse especial cuidado en el cálculo de la cantidad de agua que atraviesa los calentadores ya que si se examinan de cerca los diagramas de los arreglos de los trenes de alimentación de cada central (fig.4.3.2) puede notarse que en una sección del tren la cantidad de agua fluyendo es diferente que en otra sección del mismo tren.

En un examen detallado de la tabla 4.3.4, para las operaciones realizadas y las condiciones de precalentamiento muestran lo siguiente:

- a) La razón de cantidad de trabajo perdido en Btu/Lbm por las extracciones de vapor a la cantidad de trabajo total contenido por el vapor en la válvula de Pausa de la turbina es indicado en el ítem 22 columnas 9,10,13,14.
- b) El trabajo Real perdido por las extracciones de vapor, expresado en porcentaje de la cantidad de trabajo total contenido por el vapor en la válvula de Pausa de la turbina, (caída de entalpía) por cada etapa de precalentamiento (ítem 23, columnas 9,10,13,14) es para:

calentador #1	1.33%
calentador #2	1.69%
calentador #3	3.07%
calentador #4	4.81%

- c) La cantidad total de vapor extraído para precalentamiento, como un porcentaje de la masa de vapor fluyendo a través de la válvula de pausa de la turbina, es 22.69% (ítem 21, columna 9).
- d) La cantidad de vapor fluyendo a través del condensador como un porcentaje de el vapor fluyendo a través de la válvula de pausa en el ciclo con precalentamiento es $100\% - 22.69\% = 77.31\%$.
- e) El trabajo total perdido contenido en el vapor de extracción, expresado como porcentaje del trabajo total contenido por el vapor en la válvula de pausa alcanza el 10.90% (ítem 24). Esto es equivalente a el incremento en el consumo de vapor entre el ciclo con precalentamiento, y sin el, expresado en porcentaje del consumo de vapor en el ciclo con precalentamiento (ítem 25).

- f) El mismo incremento en el consumo de vapor del literal e) expresado como un porcentaje para el ciclo en condiciones sin precalentamiento es 12.24% (ítem 26).

- g) La razón del consumo de vapor por el ciclo con precalentamiento al consumo del ciclo en condiciones sin precalentamiento es por lo tanto igual a 1.12 (ítem 33).

- h) La reducción en el consumo de calor del ciclo con precalentamiento respecto con el consumo de calor del ciclo en condiciones sin precalentamiento es 8.97% (ítem 35).

Este último valor corresponde a algún punto ubicado en la curva de la figura 4.3.3, para el sistema de precalentamiento de la central Ing. Anibal Santos, con cuatro etapas. Vale la pena destacar que la obtención de la figura 4.3.3 no procede de la ejecución de diversos cálculos en hojas de análisis como la de la tabla 4.3.4, sino de un programa de optimización que será revisado posteriormente.

REDUCCION DEL CONSUMO DE CALOR [

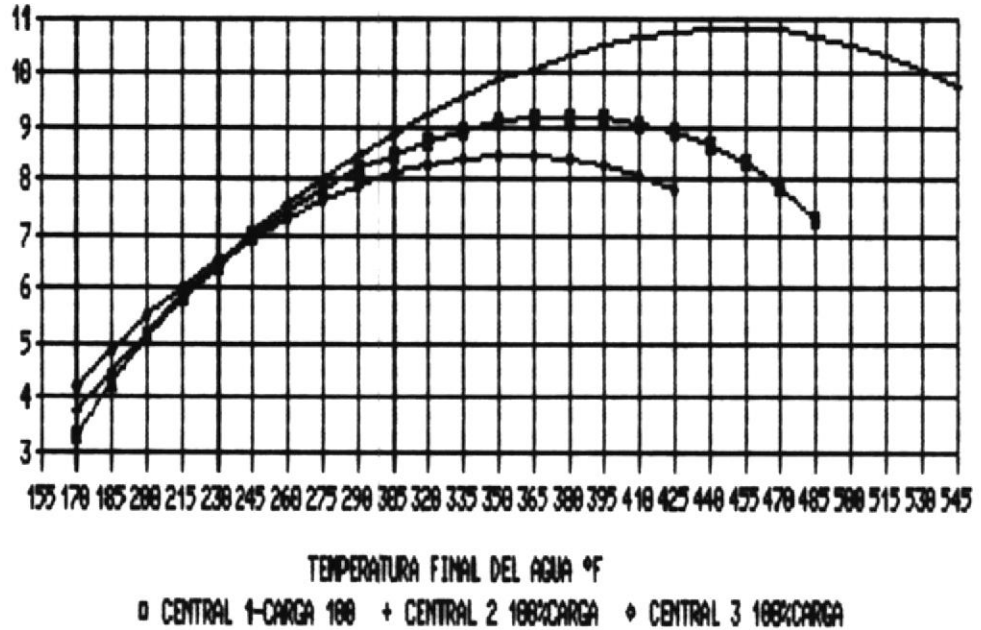


Fig. 4.3.3 Reducción del calor consumido en los ciclos de las Centrales locales con el aumento de la temperatura del agua de alimentación.

Otros resultados pueden analizarse, graficando los valores obtenidos a diferente carga, de modo de obtener el comportamiento de estos parámetros en relación con la carga.

La fig. 4.3.4 muestra que la mayor reducción en el consumo de calor no ocurre precisamente a la mayor carga de trabajo, es decir a su máxima capacidad, sino mas bien en un rango entre valores de un 70 y 80% de carga.

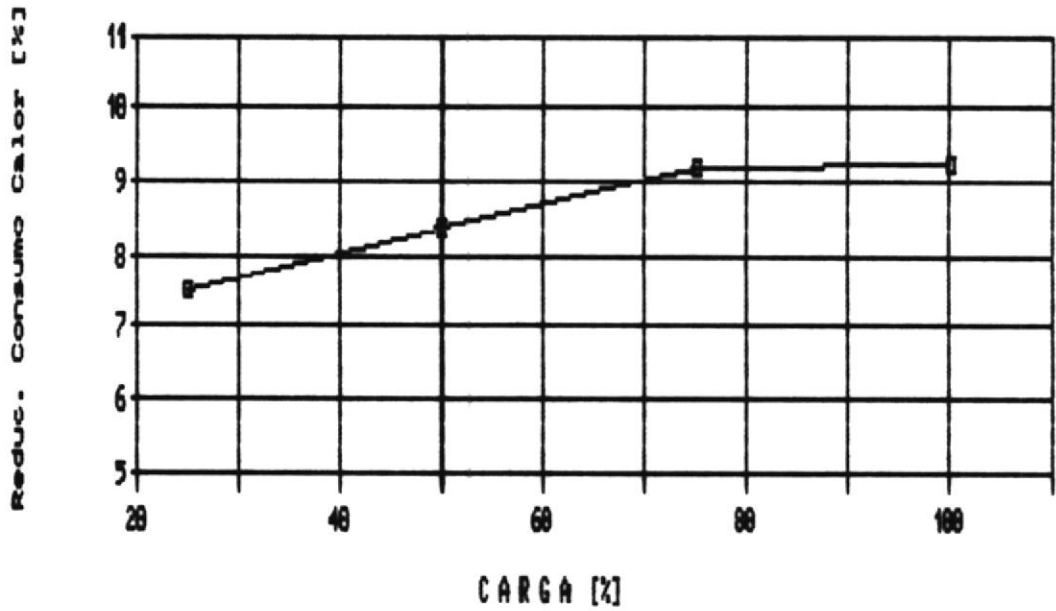


Fig. 4.3.4 Reducción del Consumo de Calor.

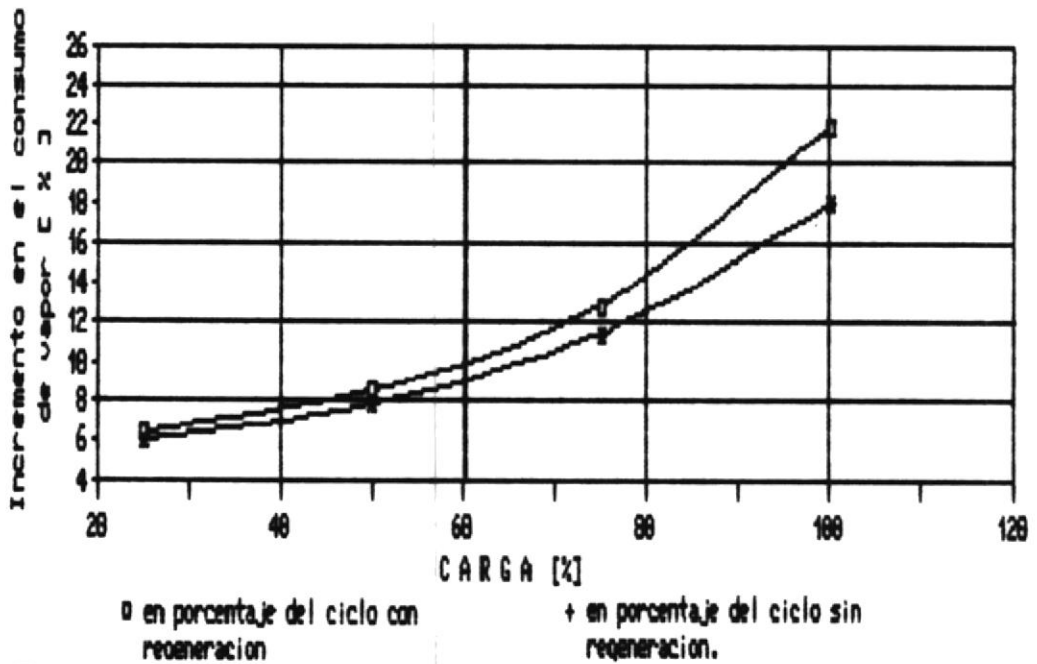


Fig. 4.3.5 Variación del Consumo de Vapor.

La figura 4.3.5 da una clara indicación de la relación entre el consumo de vapor para el ciclo con regeneración al consumo de vapor para el ciclo sin regeneración.

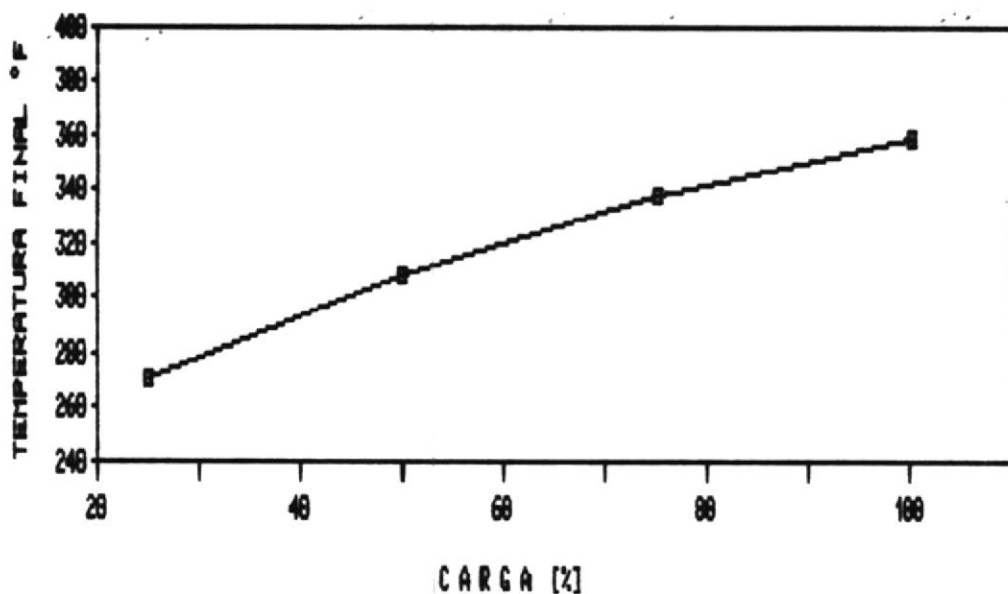


Fig. 4.3.6 Variación de la Temperatura final del agua de alimentación.

La figura 4.3.6 demuestra que a mayor carga el agua de alimentación sufre una mayor alza en su temperatura final para una planta en la que las condiciones de trabajo permanecen constantes

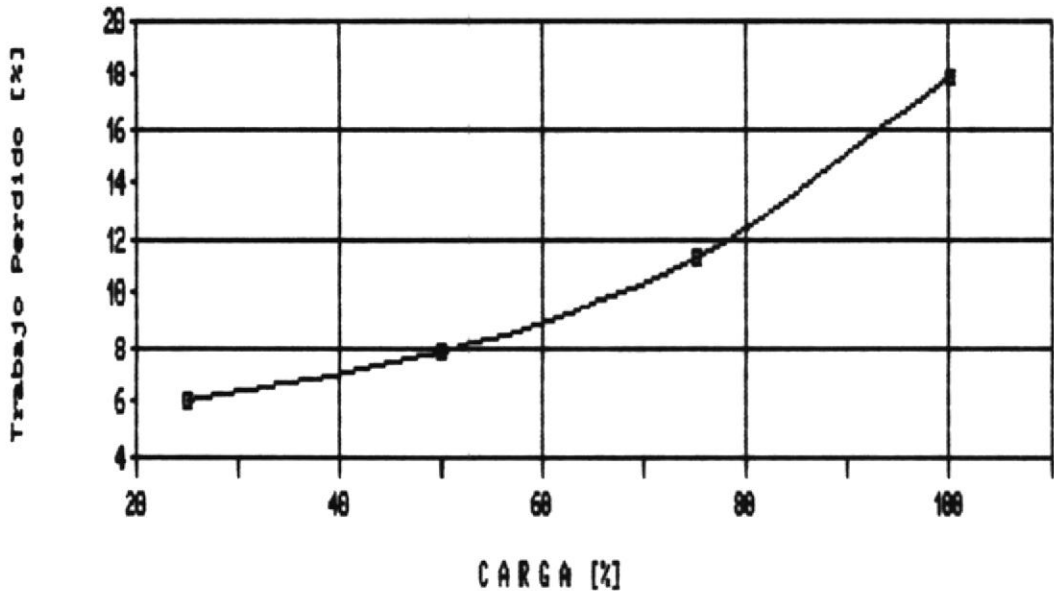


Fig. 4.3.7 Trabajo perdido por Vapor sangrado.

En la figura anterior se nota como el trabajo perdido, es decir el trabajo que se deja de realizar debido a la masa de agua extraída, aumenta con la carga, como es lógico una variación de carga es directamente relacionada con un cambio en la masa que circula por el sistema. Por esta razón se observa que la variación del Trabajo Perdido y la variación del consumo de vapor son muy similares.

Los siguientes gráficos dan una idea clara de cómo es la distribución de la elevación de la temperatura en cada uno de los diferentes componentes del Tren de

Precalentamiento, nótese que aunque los aumentos ocurridos en ejectores y otros equipos auxiliares del tren son pequeños, no son despreciables.

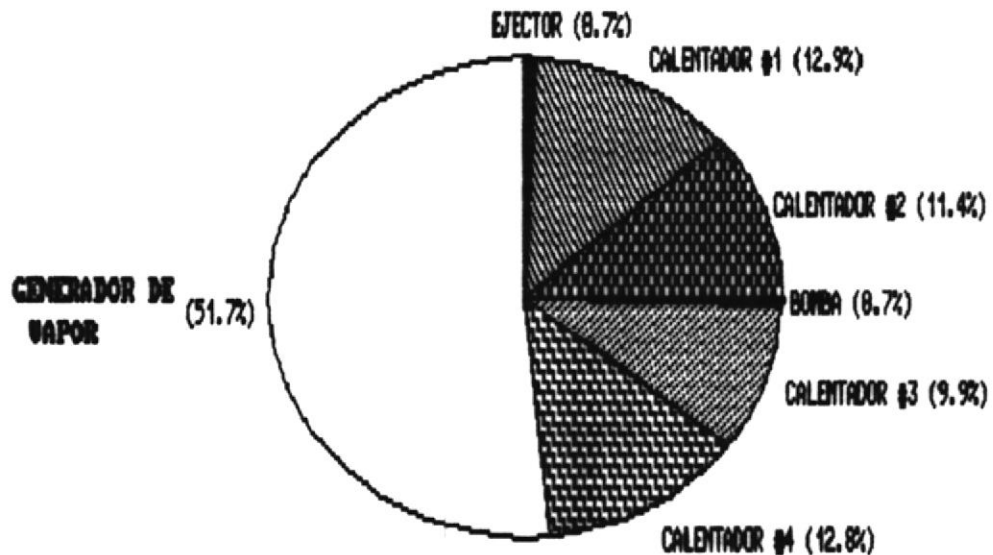


Fig. 4.3.8 Calor cedido al Agua de alimentación en los diferentes equipos del Tren de Calentamiento.

4.4 Eficiencias y Costos de Generación.

Los análisis de la regeneración utilizada por los diferentes ciclos de poder mostrados en las tablas 4.3.4, 4.3.5 y 4.3.6 dan como resultados las diferentes reducciones en los consumos de calor, comparados con ciclos no regenerativos, estos valores demuestran cual de las centrales posee la mayor reducción, los valores de el rendimiento térmico del ciclo y el consumo de calor

específico son datos muy ligados a los costos de generación del Kw-hr. por tanto describiremos los valores de actual funcionamiento en las centrales de Poder locales.

La fig. 4.4.1 compara los rendimientos térmicos de las tres centrales entre sí, a una carga del 100% y a su vez con el ciclo de Rankine Regenerativo ideal (numero infinito de calentadores), en condiciones de operación correspondiente a cada una de las centrales que se compara, de manera de poder apreciar la situación desde el punto de vista regenerativo de cada una de las tres centrales.

Los costos involucrados en la producción de un Kw-hr maneja tantos parámetros que a su estudio se pueden referir algunas tesis de grado, tal como lo hace el Ing. Romero en su tesis llamada "Optimización del costo de un Kw-hr.". Entre los componentes de los costos de operación tenemos:

- Costos de combustible.
- Costo de Personal.
- Costo de agua para: * Alimentación de la caldera
* Condensadores

* Enfriamiento y servicios de edificio.

* Aceites desperdicios y materiales

* Mantenimiento.

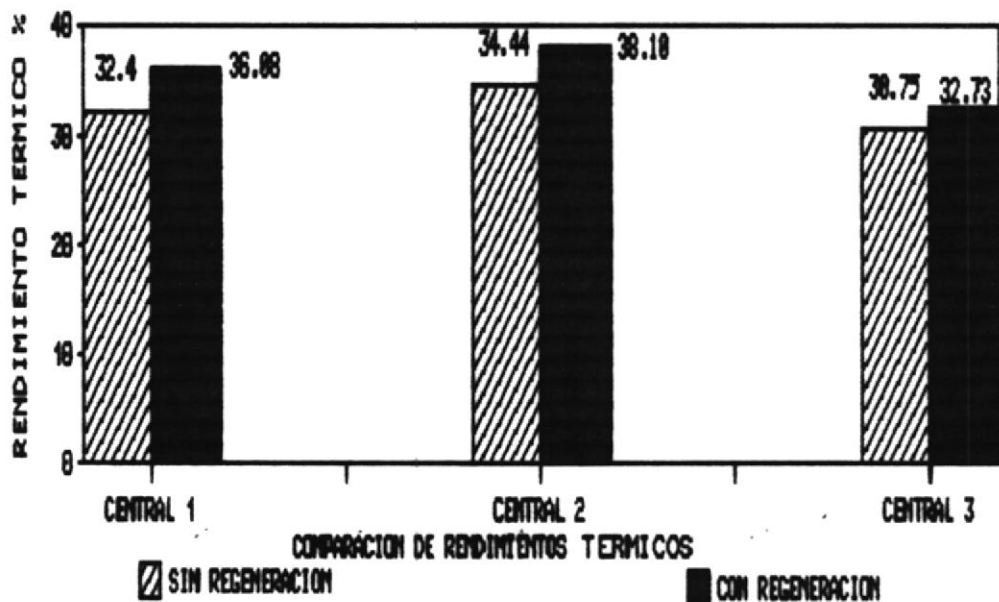


Fig. 4.4.1 Comparación de Rendimientos térmicos

En este capítulo revisaremos de una manera específica, los costos de generación, enfocando únicamente la regeneración involucrada en el ciclo, de tal modo que los costos reflejaran el comportamiento de diferentes

arreglos de precalentamiento regenerativo en los ciclos de poder de las centrales de Guayaquil.

El grado de regeneración utilizada se refleja directamente en dos parámetros, la reducción en el consumo de calor, y el incremento en el consumo específico de vapor, el primero reduce el costo del Kw-hr, y el segundo aumenta el costo de operación del ciclo, de manera que el beneficio económico que la regeneración de poder produce será función de estos dos parámetros.

La cantidad de combustible ahorrado en una caldera en la cual se utilizan las pérdidas de calor para calentar el agua de alimentación depende de las temperaturas inicial y final del agua de alimentación y del calor total contenido en el vapor producido. La economía conseguida es una variable que depende de las condiciones de trabajo de la instalación y se la puede cuantificar con la siguiente relación:

$$S = (hf_2 - hf_1) * 100 / (hg - hf_1)$$

donde S= porcentaje de combustible ahorrado

hf₂= entalpía final del agua de alimentación

hf₁= entalpía inicial del agua de alimentación

hg= entalpía del vapor a la salida de caldera.

La siguiente tabla se ha elaborado con los valores de operación de las centrales de poder locales, y muestra el porcentaje de combustible ahorrado debido a la regeneración actual existente en cada ciclo, de modo que con estos valores pueda cuantificarse en datos monetarios la ventaja del uso de regeneración en los costos de generación de la centrales.

CARGA	Central 1	Central 2	Central 3
100	18.67	22.75	15.71
75	17.33	20.79	15.12
50	15.23	18.36	13.77
25	13.13	14.80	12.33

Tabla 4.4.1 Porcentajes de combustible ahorrado en centrales de Guayaquil.

Relacionando los datos de la tabla 4.4.1 con los consumo de combustible de cada ciclo se puede obtener los datos monetarios que relacionan el porcentaje de ahorro con los costos de generación.

$$M_{\text{comb}} = \frac{W \cdot (H_g - h_{f2}) \cdot v \cdot 7.43}{N_{\text{cal}} \cdot \text{HHV}}$$

donde : M_{comb} = consumo de combustible gl/hr

W = flujo de agua por la caldera lb/hr

v = volumen específico del combustible ft^3/lbm

Ncal= eficiencia de la caldera

HHV= poder calorífico superior del
combustible BTU/lbm

Como se mostrara mas adelante la mejor ganancia del ciclo por la utilización de regeneración ocurre en el rango de funcionamiento del 70-85% de carga.

C A P I T U L O V

ANALISIS COMPUTACIONAL DE CENTRALES TERMOELECTRICAS

5.1 Obtención del Modelo Matemático de la central "Ing. Anibal Santos Velasco".

El proceso para la obtención del modelo Matemático de esta central esta incluida en lo que se denomina la simulación de sistemas. Donde un sistema es una colección de componentes interrelacionados por sus parámetros de funcionamiento, los cuales en ESTADO ESTABLE están representados por modelos algebraicos, en la simulación de sistemas.

La simulación consiste en el cálculo, de variables de operación (como presión, temperaturas, y flujos de fluidos y energía) a través de un modelo matemático, en este caso un sistema térmico operando en estado estable. El modelaje presume el conocimiento de el funcionamiento y las características de todos los componentes, como las propiedades termodinámicas de las sustancias de trabajo. Las ecuaciones características de funcionamiento y propiedades termodinámicas, junto con los balances de

energía y de masa, forman un juego de ecuaciones simultaneas relacionadas por las variables de operación.

La simulación de los sistemas consiste de cálculos secuenciales o simultáneos, dependiendo del sistema, los cálculos secuenciales se usan con los datos de entrada al sistema, se van obteniendo los de salida que son la entrada al siguiente equipo y así hasta la salida del último equipo, que es la salida del sistema. A su vez, en los cálculos simultáneos, el diagrama de bloques del sistema o subsistema es cerrado, y los resultados son producto de iteraciones, hasta que todo el sistema esté en concordancia.

Cuando se forma el diagrama de bloques, es un bloque por cada ecuación y son arreglados de forma que solo exista una salida por cada bloque, lo cual indica que la ecuación esta resuelta para esa variable de salida, como el fluido de trabajo es el que sufre cambios, y estos cambios son los que se modelaran, el diagrama de la instalación por la representación de sus equipos, y por el aspecto modular que tiene sirve como el propio diagrama de bloques que contiene los diferentes procesos que originan los cambios de la variable a controlar.

Las ecuaciones de los equipos o turbomaquinarias se obtienen de sus curvas características de funcionamiento relacionando las variables de interés en el proceso de simulación secuencial o simultánea. Las curvas mostradas posteriormente obtenidas de valores de operación de diseño, han sido ajustadas a ecuaciones lineales en los rangos en que la pendiente de la curva tiende a permanecer constante, con el fin de poder secuenciarlas dentro del programa de simulación, es decir, en el caso de comportamientos variables con la carga, la curva esta descompuesta hasta en cuatro secciones representadas por ecuaciones lineales que contienen aproximadamente la mayor parte de puntos de comportamiento del equipo, en ese intervalo de carga.

Las ecuaciones que representan la eficiencia de equipos en los cuales ocurre transformación de energía, tales como Caldera, etapas de las turbinas, equipos de calentamiento, bomba de alimentación, etc, son incluidas en el programa de modo que puedan ser útiles para todo rango de carga, es decir en todo rango de operación.

Debido a que el sistema a simular es puramente modular, donde cada modulo son los diferentes equipos en los

cuales la sustancia de trabajo sufre un cambio de propiedades, las expresiones matemáticas que representan nuestro sistema se las puede clasificar o enunciar de acuerdo al equipo que representan, de este modo se tiene;

Para la Tubería principal, que es el comienzo referencial de nuestro ciclo podemos expresar que los cambios que el fluido de trabajo experimenta de modo significativo en el proceso son una caída de presión y una pérdida de temperatura.

Caída de Presión $P=f(d,W,v,l)$

donde :W=flujo másico de vapor lbm/hr

d= diámetro de la tubería en pulg.

v= volumen específico del vapor

l= longitud de la tubería en pies

y sí $W=f(\text{capacidad de la planta})$

$v=f(T,P)$

debido a que no se produce un cambio de fase se puede asumir que los valores del volumen específico del vapor a lo largo de la tubería permanecen prácticamente invariables, o sea $v=\text{cte.}$

por tanto la expresión

$$P=(3.36 \cdot 10^{-4} * (\emptyset.0055 * (1 + (36/d + 1) \cdot 3^3)) * W^2 v) / d^5$$

representa la caída o pérdida de presión por unidad de longitud que sufre el vapor, en estado de supercalentado cuando fluye a través de las principales tuberías de la instalación.

Caída de Temperatura $T=f(e, t_a, W, t_i, k)$

donde e =espesor del aislante térmico

t_a = temperatura ambiente

W = flujo másico

t_i = temperatura del vapor a la entrada

k = conductividad térmica del aislante

Assumiendo que las condiciones del medio permanecen invariables es decir en un ambiente quieto, y estableciendo un valor del coeficiente de convección entre la tubería aislada y el medio ambiente como lo recomienda Holman $h=1.14 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$ para convección libre tenemos;

se procede a iterar sobre la asunción del calor cedido al medio, para de esta manera calcular la temperatura de salida de la tubería del siguiente modo

$$T_{asu} = T_{cal} - (Q_2 / W C_p)$$

hallada T_{asu} se calcula la caída de calor en base a la formula $Q_1 = U A T_{1m}$

donde: U = Coeficiente global de transferencia

A = área de transferencia

T_{1m} = Diferencia de temperaturas logarítmica
media

$$U = \frac{1}{\frac{1}{0.023 \cdot \pi \cdot l \cdot k \cdot Pr^{0.3} (5 \cdot e^{-0.4} W / \pi \cdot d \cdot u)^{0.8}} + \frac{\ln((d+e)/d)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot l} + \frac{1}{\pi \cdot (d+e) \cdot l \cdot h_o}}$$

$$A = \pi \cdot d \cdot l$$

$$T_{1m} = (T_{asu} - T_{cal}) / \ln((T_{asu} - t_a) / (t_{asu} - t_{cal}))$$

y este calor es comparado con el calor asumido, cuando el error entre los dos sea menor al 0.1% la temperatura asumida es la temperatura aproximada a la salida de la tubería, y de este modo se puede generalizar este método para encontrar la caída de la temperatura en las diferentes tuberías principales de la instalación.

Para la Turbina; en este componente el principal proceso que se desarrolla es la expansión del vapor que provoca una caída de la entalpía del vapor, si la expansión termina en la zona de vapor supercalentado para calcular la caída total de entalpía H_o se puede aprovechar la ecuación de gas perfecto y escribir:

$$H_o = (k/k-1)P_o * v_o (1 - (P_c/P_o)^{(k-1)/k})$$

donde $K=1.3$ es el exponente isentrópico para el vapor supercalentado.

P_o = presión a la entrada de la turbina.

v_o = volumen específico a la entrada a la turbina a determinarse por tablas de vapor.

P_c = presión de condensación o final de la expansión.

En realidad la turbina debido a las pérdidas durante la expansión del vapor, la línea del proceso se desvía de la isentrópica como lo muestra la línea df en el diagrama de Mollier de la fig. 5.1.1 de esta manera la entalpía del vapor expandido h_c es mayor a la h_{ct} y el trabajo producido por un Kg. de vapor dentro de la turbina es menor que el salto disponible H_o .

$$W_t = h_o - h_c = H_i$$

La relación entre el salto térmico utilizado y el disponible se llama rendimiento interno de la turbina $\Gamma = H_i/H_o$, en el caso que la expansión caiga en la zona húmeda se tiene: $\Gamma = 1 - (T_c * s/H_o)$

donde: T_c = es la temperatura a la que se cede calor en el ciclo.

s = el aumento de entalpía debido a la irreversibilidad de la turbina real.

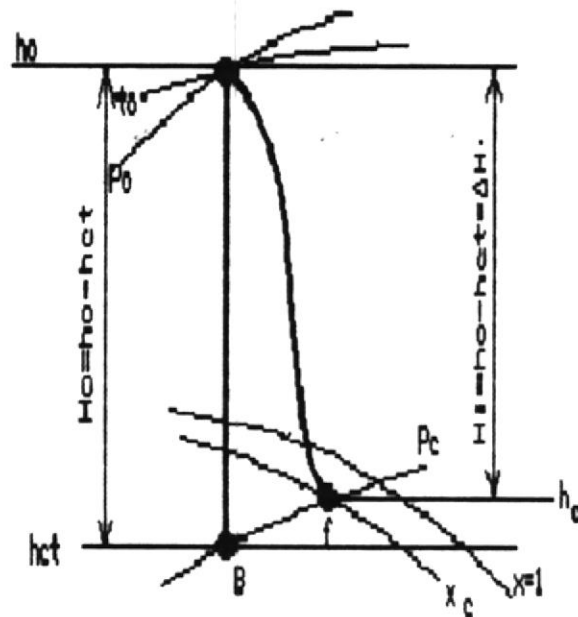


fig. 5.1.1 Proceso de expansión del vapor en la turbina en el diagrama de Mollier.

El siguiente cuadro contiene los rendimientos de los grupos de etapas entre los puntos de extracciones de la turbina para las diferentes cargas de trabajo.

Carga	I grupo	II grupo	III grupo	IV grupo	V grupo
100	0.7494	0.8156	0.8553	0.8732	0.8433
75	0.7648	0.8372	0.8276	0.8301	0.8960
50	0.6936	0.8961	0.8955	0.8428	0.8637
25	0.6436	0.9242	0.7779	0.8732	0.8076

Tabla 5.1.2 Rendimientos de grupos de etapas

De manera de poder usar estos datos extrapolados a cargas intermedias, se han obtenido expresiones algebraicas de estas variaciones con la carga, que representan las curvas de la fig. 5.1.2 y así poderlas intercalar en el programa de simulación.

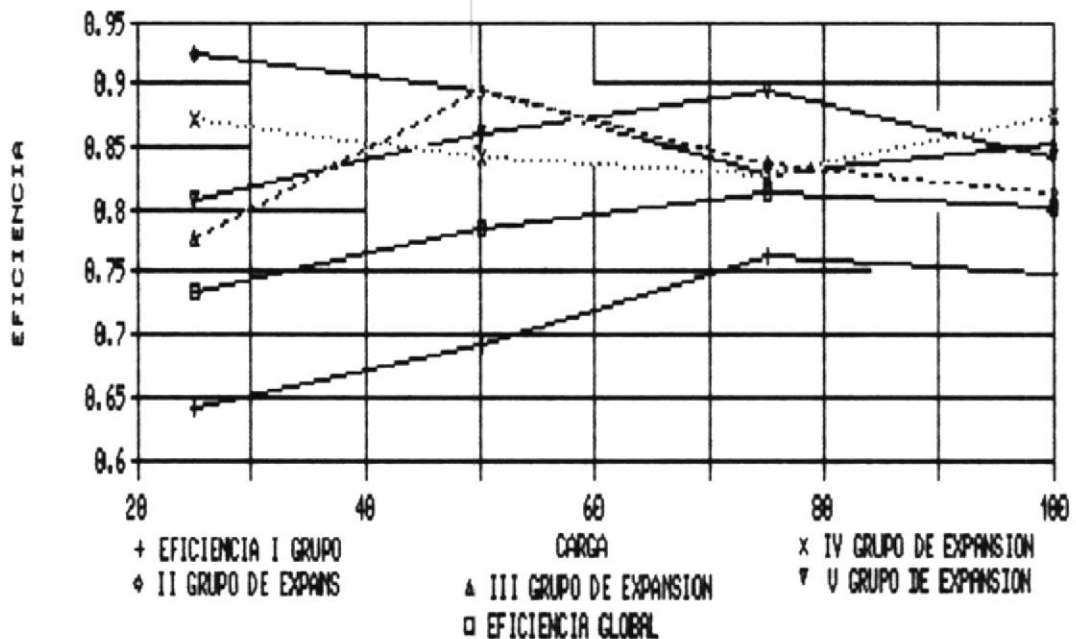


fig. 5.1.2 Variación del rendimiento de las etapas con la carga.

Debido a que la caída de entalpía o salto térmico en la turbina es exclusivamente relacionado con el rendimiento de esta, las siguientes son las asunciones necesaria para justificar las expresiones usadas en el modelo de la turbina de esta central:

El vapor que ingresa a la turbina lo hace en condición supercalentado de manera tal que se expanda a través de la turbina en una sola fase, ya que el comportamiento de todos los parámetros, con una expansión de vapor húmedo varían en forma que no es posible relacionar, sin embargo, se permite que la expansión termine por debajo de la línea de saturación, durante las últimas etapas de la turbina.

Debido a que la variación del rendimiento térmico de la turbina o de cada escalón hablando mas rigurosamente, no sufre una variación tan grande, el error que se comete al considerar la variación de este rendimiento como lineal en rangos de 25% de carga no es tan grande como para introducirse en un analisis profundo de la realidad de la variación del rendimiento del escalón con la variación del régimen de funcionamiento en este estudio.

La influencia del cambio de los parámetros del vapor sobre el rendimiento se regirá de acuerdo a :

La influencia de un pequeño cambio de la presión inicial del vapor sobre el rendimiento se puede despreciar.

La influencia de la elevación de la temperatura del vapor en las turbinas de condensación se puede considerar que;

al subir la temperatura inicial en $30-40^{\circ}\text{C}$ ($54^{\circ}-72^{\circ}\text{F}$) el rendimiento de la turbina crece en 1%, es decir una variación de $0.00033-0.00025(T)$ con la particularidad que se debe tomar una magnitud tanto mayor cuanto mayor es la parte del salto térmico que corresponde a la zona de vapor húmedo.

La influencia de la presión de descarga en el rendimiento influye en medida considerable en el rendimiento del último escalón exclusivamente. En turbinas de 15 o mas etapas se puede introducir un error muy pequeño en el rendimiento global del grupo de etapas, como para no considerarlo en el estudio de la regeneración.

De lo anterior se sugiere que para resultados mas aproximados a la realidad, debe procurarse manejar a la turbina con variaciones de los parámetros de vapor tan cercanos a los de diseño, el programa de simulación en este sentido no limita el uso que se le debe dar, por tanto es responsabilidad del usuario el grado de confiabilidad que se de a los resultados.

Debido a que el desplazamiento de la línea de expansión sobre el diagrama de Mollier trae consigo una variación

en las pérdidas de flujo de la turbina y por considerarse que el alcance de este estudio no se realiza en áreas relacionadas al diseño de turbinas, se considerara que la eficiencia relacionada con las pérdidas anteriormente mencionadas, permanecen invariables en el sector de diseño de todo salto térmico en una turbina actual.

Por tanto tenemos que la caída de entalpía dependerá únicamente del rendimiento interno de los grupos de etapas de la turbina, el cual a su vez depende del régimen de trabajo.

$$H=f(\text{rendimiento}) ; \text{rendimiento}=f(\text{carga})$$

En caso que el salto térmico termine en la zona húmeda, junto con la caída de entalpía el fluido sufre otro cambio en una de sus propiedades, como lo es la calidad del vapor, en sí la calidad esta relacionada directamente con la presión de descarga, o presión en los puntos de las últimas etapas de la turbina, y el valor del salto térmico hasta estas etapas, esto esta representado por:

$$\text{Calidad}= f(P_c, H)$$

P_c = presión del punto en que ocurre cambio de fase.

$$\text{calidad}=(H-h_f)/h_{fg}$$

Otro parámetro que se puede obtener del modelaje de la turbina son las propiedades del vapor en los puntos de extracción. Las propiedades en los puntos de extracción son simplemente la evaluación del salto térmico y de la humedad en el mismo modelo de la turbina, con la particularidad que cada grupo de etapas entre las extracciones son tomados como turbinas independientes, en otras palabras, para completar todo el salto térmico el fluido habrá de expansionarse a través de cinco turbinas de menor tamaño.

Otro proceso que ocurre en la turbina, es que una pequeña parte del vapor apenas expandido, se usa para ayudar al sello de la turbina, al menos en la turbina de la central Ing. Anibal Santos, esta masa que es extraída en una etapa temprana, aporta con algo de trabajo, y es usada luego en ayuda a la acción regenerativa, por tanto ha de considerarse en el modelo, debido a que el comportamiento de los sellos no es el interés de este estudio, se ha formulado expresiones que representan la necesidad actual de vapor hacia los sellos, a diferentes cargas de trabajo. La fig. 5.1.3 es una indicación de la cantidad de vapor usado para el efecto. Obtenidos todos

los parámetros de salida de la turbina, se procede al análisis del condensador.

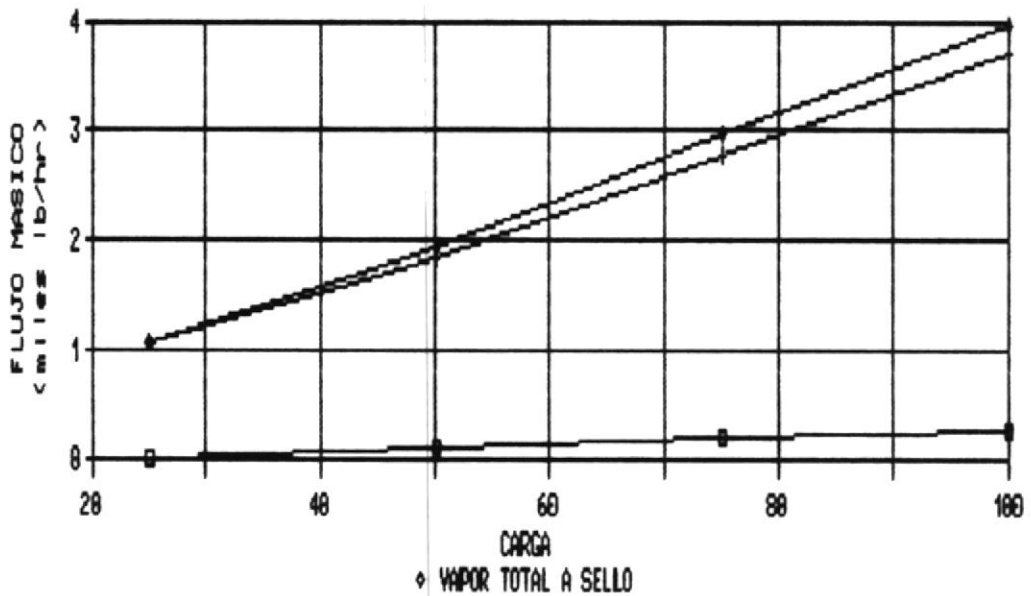


fig. 5.1.3 Variación del Vapor hacia los sellos.

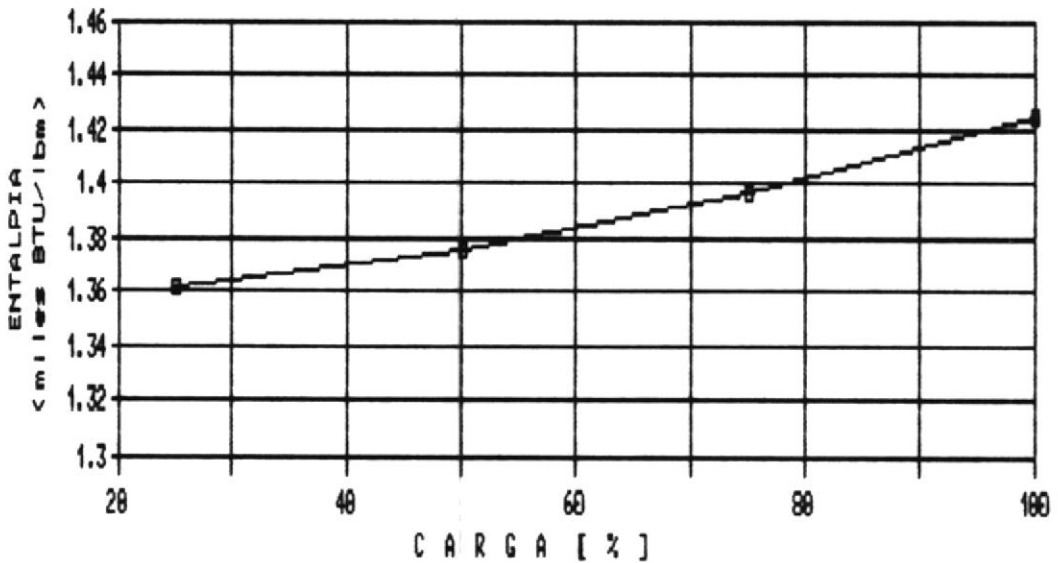


fig. 5.1.4 Variación de la entalpía del vapor que se usa para los sellos de la turbina.

En el condensador la sustancia de trabajo cumple un cambio de fase a presión constante, la caída de entalpía generalmente tiene el valor de una fracción del calor latente del vapor a dicha presión, esta fracción depende de la humedad con la que entra el vapor, por tanto las expresiones serán;

$$h=f(P_c, cal)$$

donde P_c = presión de condensación

cal= calidad del vapor

La calidad del vapor es un valor que lo arroja el modelo que representa la turbina, por tanto es un valor establecido, mientras que la presión de condensación es un valor de operación que se ingresa al modelo.

La relación que modela este componente esta implícita en el texto del programa, y se obtiene de los cálculos consecutivos y evaluación de las propiedades del vapor a condiciones establecidas por las variables de la función.

Junto con este cambio de fase evaluado por las correlaciones del vapor de las tablas de propiedades, ocurre un pequeño incremento, que es considerado al modelar el ciclo, y es el agua de reposición que se ha usado como correctivo de pérdidas por purgas en la

caldera, y otras menores. Esta cantidad de masa depende únicamente del régimen al que se encuentra operando la planta, en la simulación se usa una expresión algebraica, que representa la curva de variación del agua de reposición con la carga, mostrado en la fig. 5.1.5.

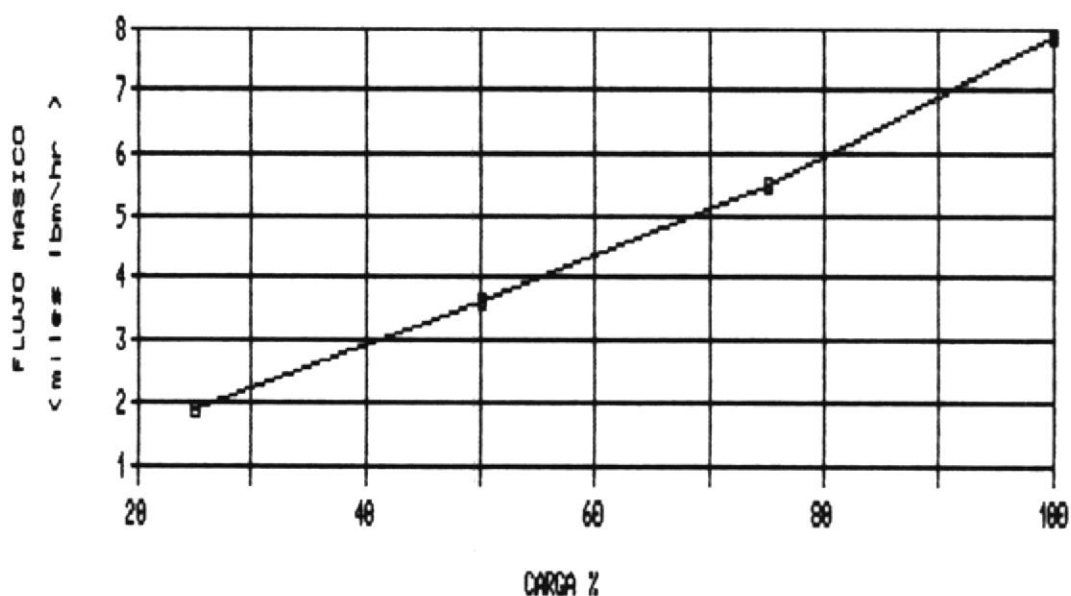


fig. 5.1.5 Variación del agua de reposición

El vapor condensado que abandona el condensador, ingresa inmediatamente al tren de calentamiento, en calidad de líquido saturado con propiedades evaluadas a la presión del condensador, y sobre la línea de líquido saturado, donde es manejado en forma particular de acuerdo al diseño de la central en este caso la central Ing. Anibal

Santos tiene un arreglo específico de su sistema de calentamiento regenerativo, fig. 4.3.2.a, las asunciones que se deben realizar en este caso son las siguientes:

-El vapor que se extrae en la turbina es condensado totalmente antes de abandonar el calentador, en el caso de calentadores cerrados.

-En los enfriadores de drenaje el incremento de temperatura del agua de alimentación es el mismo que del subenfriamiento del vapor de extracción.

Los cambios a modular que se producen en la sustancia de trabajo son a través del tren de calentamiento regenerativo, son la parte central, y de su resolución depende la exactitud del modelo de todo el ciclo, como se ha podido notar, cada componente anterior es un modelo independiente, en el cual la sustancia de trabajo sufre variación de sus parámetros, en forma dependiente de los parámetros relacionados solo al equipo en cuestión, en el tren de calentamiento (T/C), la elevación de la temperatura del agua de alimentación debe estar en concordancia con la carga a la que se está operando el ciclo, los puntos de extracción en la turbina, la entrada del líquido condensado al T/C, y junto a esto incluir las alteraciones al ciclo original rankine regenerativo,

principalmente de flujos de vapor, usados para el funcionamiento de equipos auxiliares, en este caso revisaremos , el precalentador secador de aire, el vapor a los sellos de la turbina, y la acción precalentadora del vapor usado en los extractores del condensador.

El modelo del T/C se vuelve mas complicado, al completarse aquí el lazo de calculo simultaneo, es decir un lazo de proceso iterativo, que ha sido usado para dejar todo el sistema en concordancia, ya que variaciones en el tren, involucran variaciones en el funcionamiento de todos los equipos, y son variaciones que interesan en este estudio.

El arreglo del tren como se ven en la fig. 4.3.2.a, además puede tener una diversidad de variaciones, los parámetros que se fijan al modelar son:

La diferencia terminal de temperaturas DTT.

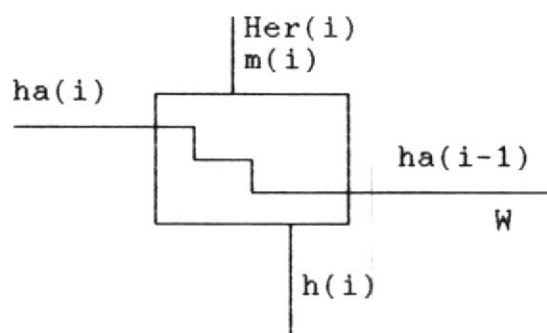
Las presiones de extracción de la turbina.

El arreglo de los drenajes de los calentadores .

Los flujos provenientes de los equipos auxiliares, y sus arreglos.

Los cambios que sufre la sustancia de trabajo en el tren de calentamiento obligan al sistema de extracciones a funcionar en concordancia, para que se cumpla de este modo los incrementos de entalpía a través de todos los calentadores, cumpliendo a su vez con los valores de los parámetros fijos establecidos, como son P_e , T , provenientes de las condiciones en que se desea simular el modelo.

Lo que sucede con cada componente del tren de calentamiento se puede describir del siguiente modo;



El balance de calor en un calentador cualquiera i es como sigue: $W*(H_a(i)-H_a(i-1))=m(i)*(h_{er}-h_c(i))$

donde: $H_a(i)$ = entalpía de salida del calentador

$H_a(i-1)$ = entalpía de entrada al calentador

$m(i)$ = masa de vapor de la extracción

H_{er} = entalpía del vapor en el punto de extracción

$h_c(i)$ = entalpia del vapor condensado a la presión de extracción

W = Flujo de agua a través de los calentadores

De estos parámetros las entalpias de extracción son valores que se obtienen del modulo de la turbina como resultados finales, $h_c(i)$ es un valor que se halla a través de propiedades del vapor evaluadas a la presión de extracción de ese calentador, los valores de $h_a(i)$, $h_a(i-1)$ son hallados previamente antes de los procesos iterativos, estos valores se consiguen con la manipulación de las tablas del vapor, expresadas en correlaciones dentro de nuestro modelo, y la diferencia terminal de temperaturas fijadas para cada calentador. Ubicadas las propiedades de entrada y salida en cada componente del tren, queda por determinar los flujos requeridos en cada extracción para dejar los resultados en concordancia, como se están considerando las pérdidas en las tuberías, y los modelos que representan estas pérdidas dependen precisamente del flujo a través de ellas, debe aquí crearse un proceso iterativo de manera de calcular, las pérdidas, las propiedades a la salida de los mezcladores, y los flujos simultaneamente, lo mas cercano a los valores reales, entonces se procede a una

primera iteración valiéndose del valor asumido de la Masa circulando por el sistema "W", masa que se escoge de acuerdo al tamaño de la planta y consumos específicos de vapor promedios de las centrales locales.

Cuando el error creado por la diferencia entre W asumida y el calculado con la formula $W=WT/h$ sea menor al 0.3% entonces los valores de masa estarán en concordancia, por tanto los flujos y propiedades de estos en todos los puntos del tren, corresponden a los valores reales de operación y se puede proceder al cálculo de las propiedades en el siguiente modulo a través de su modelo.

Debe notarse que en todo tren de calentamiento, junto con los calentadores, funcionan una serie de equipos auxiliares, como son: Bombas, válvulas, trampas de vapor, enfriadores de drenaje, etc, los cuales, alteran las propiedades de la sustancia de trabajo, cuando esta los atraviesa, mas en el modelo que se esta obteniendo, que tiene un arreglo específico, solo una bomba produce efecto considerable en el agua de alimentación, el enfriador de drenaje es tratado como un precalentador mas, en el cual no ocurre cambio de fase de ninguno de los dos fluidos, y las válvulas o trampas no producen

efecto apreciable en lo que a incremento de entalpía o temperatura se refiere.

La influencia en las propiedades del el agua de alimentación originadas por el ejetor, son deducibles con un simple balance de calor en el, ya que la masa de vapor que estos utilizan en la creación de vacío en el condensador es siempre la misma a todo rango de funcionamiento.

Otro efecto de considerable influencia es el incremento de la temperatura en la bomba de alimentación, este incremento es causado por dos fenómenos por separado, la elevación de temperatura por compresión isentrópica, y la elevación generada por la ineficiencia de la bomba. Los datos necesarios para calcular la elevación debida a la compresión, son disponibles en las tablas de propiedades del vapor, para liquido comprimido, la fig. 5.1.6 muestra la elevación para seis diferentes temperaturas de bombeo, sobre un rango de presión hasta 3000 psi.

En la fig. 5.1.7 muestra la relación entre el cabezal total, eficiencia de la bomba, y la elevación de temperatura causada por la ineficiencia de la bomba.

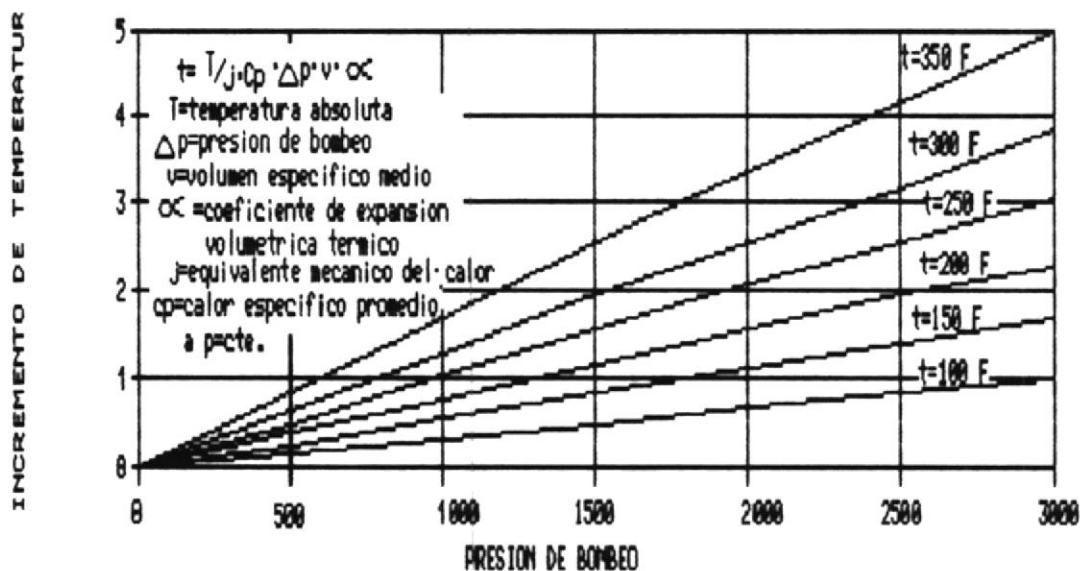


fig 5.1.6 Elevación de la temperatura a través de la bomba por la compresión mecánica.

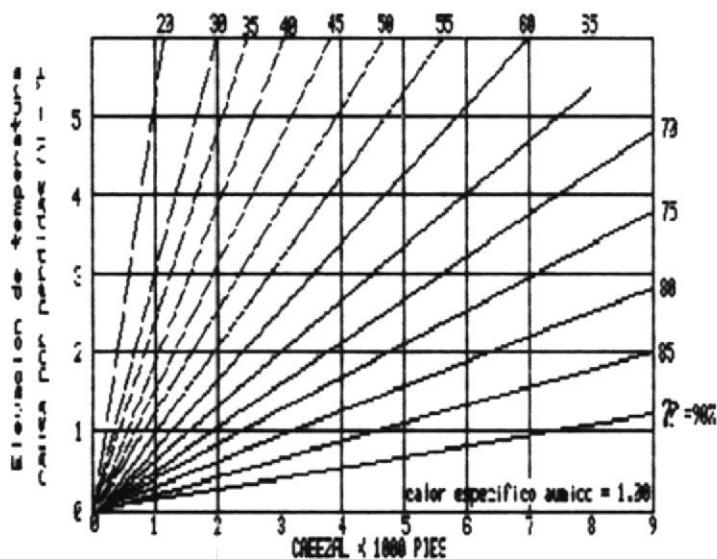


fig 5.1.7 Elevación de temperatura en la bomba por ineficiencia de la bomba.

Puede verse que a bajos valores de eficiencia, típica para bombas de alimentación en la operación con rangos bajos de carga, la elevación de temperatura es puede ser aumentada.

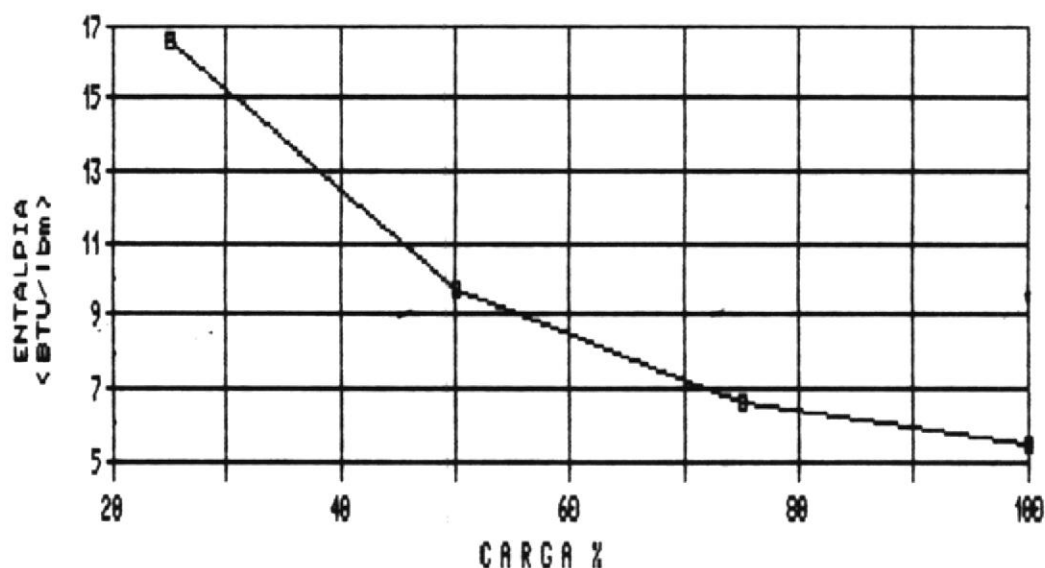


fig. 5.1.8 Elevación de entalpía a través de la bomba.

La elevación de entalpía que sufre el agua de alimentación al atravesar por la bomba, es un efecto ligado a la eficiencia de la bomba específicamente, por tanto, su valor se obtiene directamente de su curva de funcionamiento. La gráfica #5.2 muestra la curva de variación de la elevación de la entalpía con la carga, curva ligada a la curva de funcionamiento de la bomba.

El agua de alimentación ingresa este momento en uno de los principales componentes del ciclo; el generador de vapor. Modelar una caldera puede ser tan complicado como se desee, lo que se realizara en este estudio, es un cálculo de su eficiencia, para de esta manera poder calcular un valor real del calor añadido en el ciclo, y convertir este valor de calor añadido en indicadores económicos.

Para la obtención de la eficiencia de la caldera se hará uso del método de ASME (American Society of Mechanical Engineers) Power test code 4.1 método de pérdidas. El modelo calculara las perdidas asociadas con la combustión de combustible líquido, y predice la eficiencia de la caldera en base al valor alto o bajo del poder calorífico del combustible, si se conocen las condiciones de temperatura y humedad del medio ambiente, las pérdidas por radiación son calculadas por la curva de la ABMA (American Boiler's Manufactures Asociation).

Dados el análisis último del combustible, los cálculos de la combustión pueden ser modelados con las siguiente relaciones:

$$HHV=14500C+62000(H_2-0.125O_2)+4000S$$

$$\text{LHV} = \text{HHV} - 9720\text{H}_2 - 1110\text{W}$$

$$\text{SVP} = 0.08 + 0.281 \times 10^{-6} \text{ta}^{3.25}$$

$$\text{M} = (0.00622 \cdot \text{RH} \cdot \text{SVP}) / (14.7 - 0.01 \cdot \text{RH} \cdot \text{SVP})$$

$$\text{wat} = 22.53\text{C} + 34.3(\text{H}_2 - 0.125\text{O}_2) + 4.29\text{S}$$

$$\text{wa} = \text{wat}(1 + 0.01\text{E})$$

$$\text{G} = 8.49\text{H}_2 + \text{W} + 0.01\text{wa} \cdot \text{E} \cdot \text{M}$$

Las varias pérdidas son como sigue:

$$\text{L1} = [24\text{wa}(1 + \text{M}) + (1 - \text{G})] \cdot ((\text{tg} - \text{ta}) / \text{HHV})$$

$$\text{L2} = 100(9\text{H}_2 + \text{W}) \cdot ((1080 + 0.46\text{tg} - \text{ta}) / \text{HHV})$$

$$\text{L3} = 46\text{M} \cdot \text{wa}(1 + 0.01\text{E}) \cdot \text{tg} - \text{ta} / \text{HHV}$$

$$\text{L4} = 100.82 - 0.421 \log(\text{Q})$$

La última ecuación esta basada en la gráfica de pérdidas por radiación de la ABMA.

La eficiencia de la caldera, basado en el poder calorífico alto del combustible esta dado por:

$$\text{eficiencia HHV} = 100 - (\text{L1} + \text{L2} + \text{L3} + \text{L4} + \text{L5})$$

donde L5 son perdidas no contadas como margen, que usa el diseñador de las calderas, y usa en la evaluación de su eficiencia.

La eficiencia basada en el poder calorífico bajo del combustible viene dado por la ecuación:

$$\text{eficiencia LHV} = \text{eficiencia HHV} \cdot (\text{HHV} / \text{LHV})$$

La nomenclatura de las expresiones anteriores viene dado en el siguiente cuadro :

C	Fracción de carbón en el combustible
E	Exceso de aire (%)
G	Humedad del combustible (lb/lb combustible)
H ₂	fracción de hidrógeno en el combustible
HHV	Poder calorífico alto del combustible (Btu/lb)
L1	Pérdidas por gases secos(%)
L2	Pérdidas por humedad del combustible (%)
L3	Pérdidas por humedad del aire (%)
L4	Pérdidas por radiación (%)
L5	Pérdidas no contabilizadas (%)
LHV	Poder calorífico bajo (BTU/Lbm)
M	Humedad del aire (lb/lb aire seco)
N ₂	fracción de nitrógeno en el combustible
O ₂	Fracción de oxígeno en el combustible
Q	Calor de la caldera (Btu/Hr)
RH	Humedad relativa (%)
S	Fracción de sulfuro en el combustible
SVP	Presión del vapor saturado
ta	temperatura ambiente (°F)
tg	Temperatura de salida de gases quemados (°F)
wa	cantidad de aire (lb/lb de combustible)
wat	aire teórico (lb/lb combustible)

5.2 Programas y Lenguajes.

Hoy Las computadoras facilitan al diseñador investigador muchas alternativas con mayores precisiones y detalles que nunca antes, el numero de casos los cuales podrían investigarse son muchos, por tanto la computadora es usada como una estrategia para mejorar el diseño.

Actualmente es posible encontrar en el mercado diferentes programas de acuerdo a la necesidad del diseñador o analista, se han desarrollado programas en áreas de flúidos, transferencias de calor, termodinámica, y en si de las propiedades de casi todas las sustancias útiles en la industria, tanto así, que es posible independizar a la computadora en el momento de la ejecución de tablas, catálogos, con sus correspondientes interpolaciones o iteraciones, ahora todo puede formar parte de un solo proceso de cálculo ininterrumpido, que al final arrojará los resultados deseados, para las condiciones deseadas.

El programa que se ha usado en la simulación de la central Ing. Anibal Santos es una versión anterior de BASIC, en si la diferencia que se establece entre las diferentes versiones no es representativa en lo que a ahorro de cálculos o programación se refiere,

generalmente la modificación que se produce entre dos versiones cualesquiera es la interpretación de la máquina a las diferentes instrucciones, el programa además cuenta con una subrutina que fue adquirida por la facultad, que se encarga de evaluar las propiedades termodinámicas del vapor en cualquier punto del diagrama T-s, esta subrutina puede ser utilizada desde cualquier parte del programa.

El BASIC da la facilidad de realizar el programa en un formato mas iterativo con el usuario, junto con un manejo de formulas y cálculos relativamente fácil. Para su ejecución es necesario contar con cualquier versión del Basic común y ejecutarlo desde este.

5.3 Descripción del Programa Computacional.

Las expresiones desarrolladas en la elaboración del modelo matemático de la central han sido ubicadas en orden de ejecución, para que el programa corra sin interrupciones después del ingreso de los valores de los parámetros de operación.

Se han dispuesto varios tipos de menús que permiten manejar el programa de diferentes formas una vez

ejecutado, entre ellos, opciones que permiten observar el cambio del rendimiento térmico del ciclo con el cambio de no todos los parámetros de operación con la finalidad de obtener criterios mas específicos, otra de las opciones es obtener copias duras de los resultados, e inclusive un diagrama resumido de la planta que clarifica el analisis de los resultados, se permite la variación del sistema de unidades, entre los mas comunes (S.I. y sistema inglés), además que se ha incorporado un mensaje que contiene ciertas instrucciones de ayuda en la mejor utilización del programa.

Se ha tratado de poner restricciones a los valores que son ingresados por teclado de manera que la simulación tenga la mayor relación con la realidad de este tipo de instalación, sin embargo la infinidad de combinaciones que se pueden producir con los datos que se ingresan, pueden provocar que en algún momento los resultados caigan fuera de márgenes reales de funcionamiento.

El diagrama de Flujo del programa se muestra en la fig. 5.3.1, sin embargo, los diagramas de las fig. 5.3.2, y fig. 5.3.3 pueden ayudar a entender de mejor forma la secuencia y la lógica que sigue el programa, de cualquier

modo, en el apéndice se ha dispuesto del listado completo del programa principal "CENTRAL3".

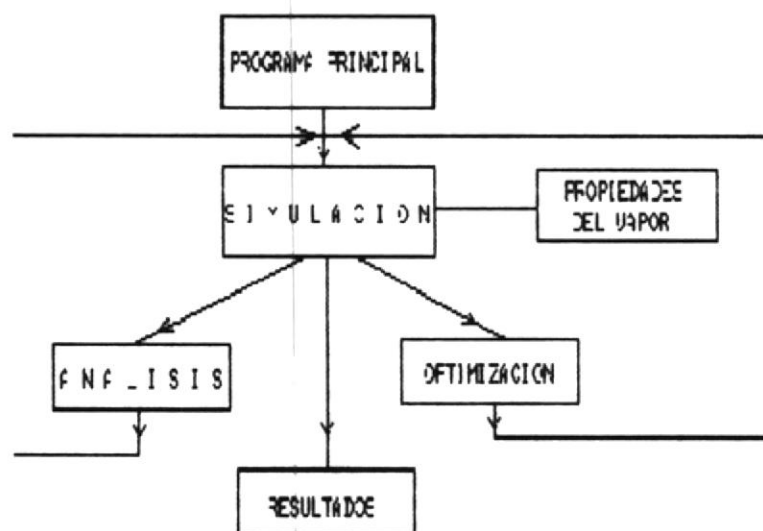
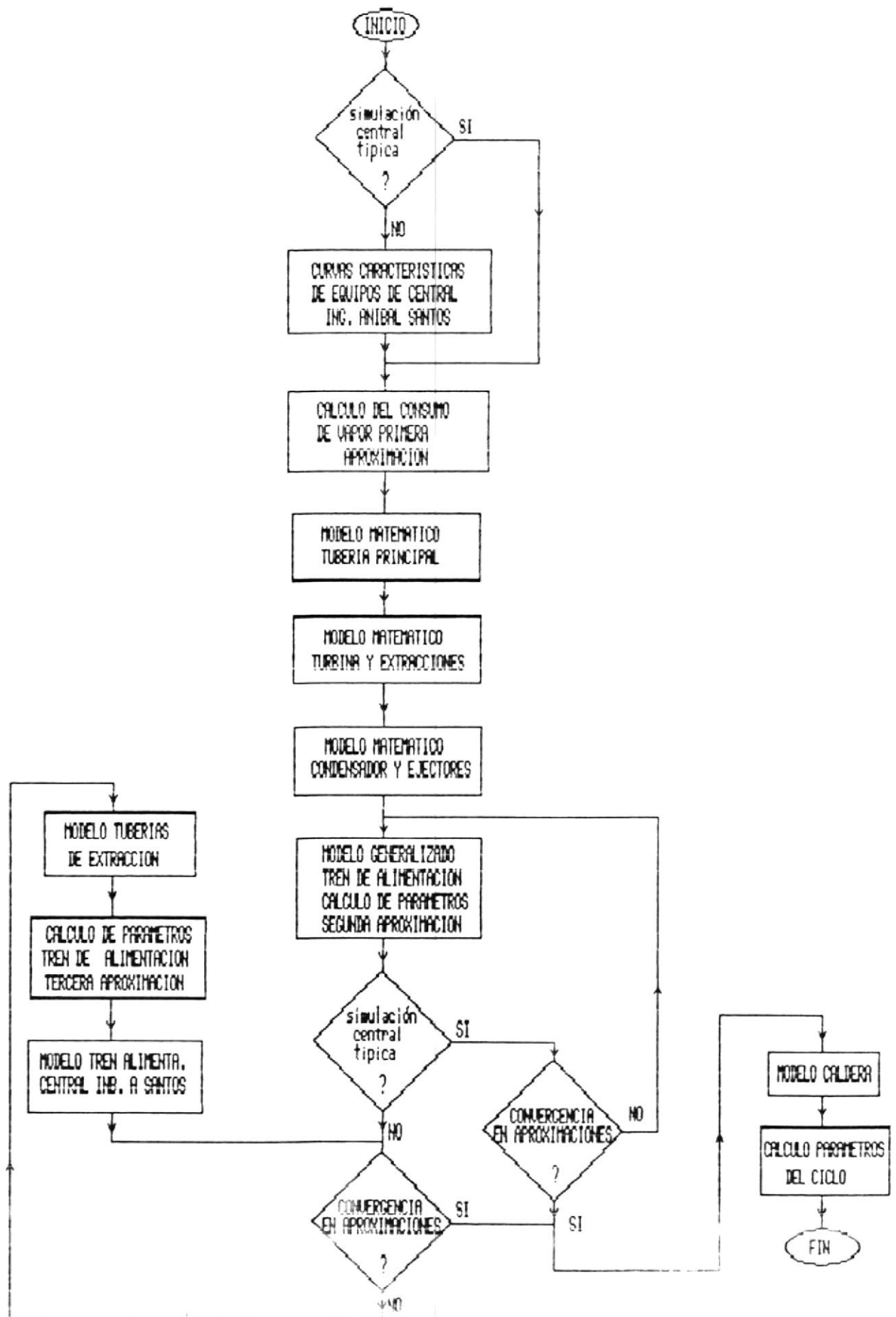


fig 5.3.1 Diagrama de Flujo del Programa "Central".



fig. 5.3.2 Diagrama de flujo del Inicio del Programa.



Así como los valores ingresados en los parámetros de operación pueden variar en diversos rangos, y ocasionar que los resultados arrojados por el modelo caigan fuera de los márgenes reales, así mismo la subrutina que contiene las propiedades del vapor puede no tener un buen funcionamiento en ciertos rangos del diagrama de vapor, ya que zonas como la supercrítica no han sido bien definidas en la subrutina, además para acceder al valor de las propiedades de diversas maneras en las zonas adyacentes a la línea de saturación, puede ocurrir una divergencia en los cálculos iterativos de la subrutina, de modo que si en la ejecución de la simulación aparece un mensaje del programa interrumpido esta puede ser una de las razones.

C A P I T U L O VI

OPTIMIZACION COMPUTARIZADA DE UNA CENTRAL CON REGENERACION

6.1 Puntos de enfoque para la Optimización.

La optimización de una Central de Poder Termoeléctrica puede ser apuntada a diversos aspectos tan diversos que se necesitarían muchos estudios para analizarlos todos, sin embargo la mayor de las veces los estudios se dirigen a un equilibrio entre aspectos económicos, energéticos y termodinámicos, aunque casi siempre, mejoras conseguidas en alguno cualquiera de estos aspectos influyen en el mejoramiento de los otros.

Los enfoques que se realizan en este estudio están considerados de aspecto termodinámico, sin embargo repercuten en aspectos económicos, un estudio posterior podría detallar el equilibrio de estos, mediante algún análisis termoeconómico. En si el mejorar la eficiencia térmica de la planta variando las condiciones regenerativas del ciclo hasta encontrar puntos óptimos es el real enfoque sobre el cual se basa este capítulo.

La clave para la derivación analítica de las relaciones

utilizadas en el método de optimización fueron observadas por Salisbury (1942) en un estudio analítico al problema del precalentamiento del agua de Alimentación. El método se basa en el hecho de que el calor cedido por el vapor justo cuando se condensa es aproximadamente constante para todos los puntos a lo largo de la línea de expansión real de la turbina. De esta manera, si H es la entalpía del vapor a cualquier presión dada, entonces $(H-h)$ es aproximadamente constante.

Debe recalcar que nuestra variable a optimizar debe consistir de algún parámetro del tren de alimentación directamente involucrado en el mejoramiento del rendimiento térmico del ciclo o lo que es lo mismo en la reducción del consumo de calor de este, de manera tal que los análisis matemáticos se basarán en aspectos puramente regenerativos del ciclo de poder.

6.2 Descripción del Método.

Basándonos en el hecho demostrado por J. K. Salisbury, sobre el valor constante de calor que cede el vapor al condensarse, se describirá un método analítico que nos permita llegar a expresiones simples que contengan la variable a ser optimizada.

Podemos aclarar el hecho acerca de que, el calor cedido por el vapor, permanece aproximadamente constante, con el siguiente gráfico.

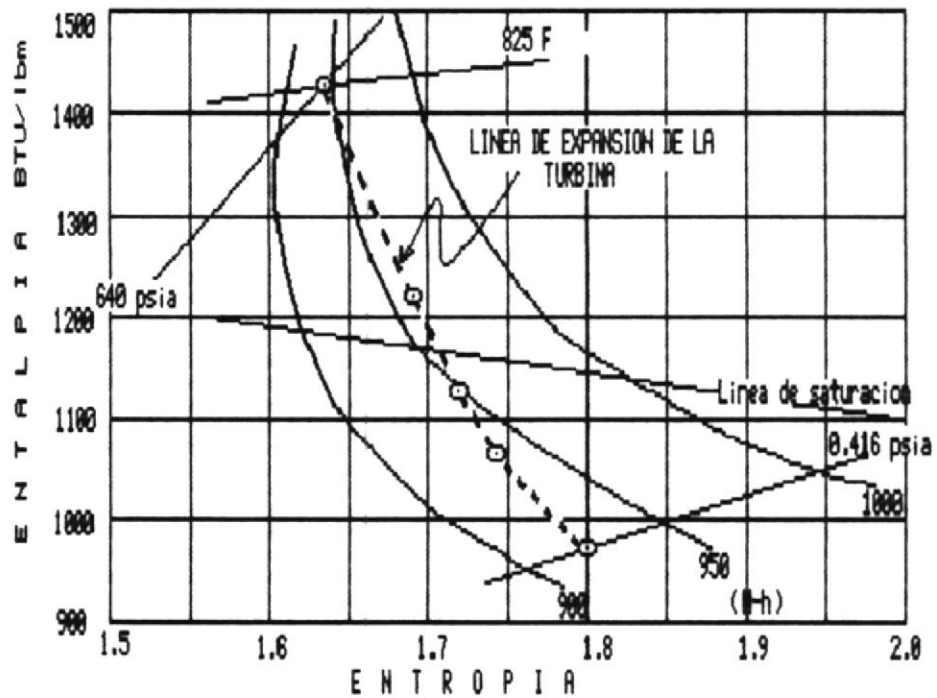


fig. 6.2.1 Diagrama de Mollier con líneas que arrojan (H-h) constante.

Posición	Entrada	Calen 3	Cale 2	Cale 1	Salida
Presión psi	640	60	16	5	0.416
Entalpía H	1420	1218	1131	1069	962
Entalpía h	479.8	262.2	184.5	130.2	42.1
(H-h) Btu/lb	940.2	955.8	956.5	938.8	919.9

Tabla 6.2.1

En la fig. 6.2.1 se ilustran líneas de $(H-h)$ constantes que han sido ubicadas, en una zona donde generalmente son usadas por centrales con condiciones de vapor modernas, sobre el diagrama de Mollier, además una línea de expansión real de una turbina típica también se ilustra, las condiciones de varios de los puntos de la línea de expansión son dados en la tabla 6.2.1 la cual muestra que la variación del valor $(H-h)$ es de alrededor del 2% solamente. El análisis aceptara $(H-h)$ constante, y esto no será considerado en condiciones de vapor saturado solamente, sino que seguirá siendo válido para condiciones de extracciones de vapor supercalentado, es decir sin diferenciación entre los dos estados, además sépase que el valor $(H-h)$ permanece más cercanamente constante con líneas reales de expansión, que con líneas de expansión Isentrópicas.

Para el análisis se usará la siguiente terminología:

C Razón del consumo de calor, o solamente consumo de calor, expresado en unidades térmicas de entrada a unidades térmicas de salida.

C_n Consumo de calor óptimo para n calentadores.

C_n Consumo de calor con n calentadores, cuando se calienta el agua a la temperatura de saturación de

la caldera.

- i,j Designación de dos calentadores adyacentes.
- h Entalpía de líquido saturado.
- H Entalpía del vapor de extracción.
- m Cantidad de vapor sangrado a los calentadores, basado en unidades de flujo de vapor al condensador.
- M = $\sum m$, sumatoria de las cantidades de vapor sangrado desde el primero, a cualquier otro calentador escogido.
- n Numero de calentadores.
- Q = $W_n(H_b - h_n)$, calor añadido en la caldera.
- r = R/n , elevación de la entalpía del agua de alimentación en un calentador.
- R = $(h_n - h_c)$ elevación total de la entalpía del agua de alimentación.
- R_b = $(h_b - h_c)$, elevación de entalpía máxima posible del agua de alimentación.
- t = $(H - h)$ Calor cedido por el vapor justo cuando se condensa.
- T Temperatura absoluta.
- W Cantidad de agua que deja el calentador, basada en unidades de flujo de vapor al condensador.
- x = R/R_b , elevación de entalpía "fraccional".
- x_n Optima elevación de entalpía fraccional, con n

calentadores.

$y = (C_o - C) / (C_o - C^\infty)$, Mejora "fraccional" en el consumo de calor.

$y_n = (C_o - C_n) / (C_o - C^\infty)$, Óptima Mejora fraccional en el consumo de calor, con n calentadores.

α Razón entre: la elevación de entalpía a través del calentador i a la elevación total, a través de los calentadores i y j .

ξ Factor multiplicador de la razón $n/(n+1)$, relacionada a la óptima mejora fraccional en el consumo de calor.

μ Factor multiplicador de la razón $(n-1)/n$, relacionada a la mejora fraccional en el consumo de calor, cuando se calienta a la temperatura de saturación de la caldera.

Φ Entropía.

Ψ Elevación total de la entalpía a través de los calentadores i, j .

Sufijos:

b Se refiere a la caldera.

c Se refiere al condensador.

o Se refiere a ciclo no regenerativo, sin calentadores.

∞ Referido al ciclo regenerativo, con un numero

infinito de calentadores.

Se realizarán las siguientes asunciones:

- 1.- Se emplea a lo largo de todo el sistema calentadores de contacto directo, los cuales calientan el agua hasta la temperatura de saturación de la extracción de vapor para dicho calentador. (sistemas que usan calentadores de superficie, así como sistemas en que se emplean ambos tipos de calentadores serán tratados analíticamente mas adelante.)
- 2.- El incremento de entalpía en el agua de alimentación que sufre al pasar a través de las bombas de extracción de los calentadores es despreciable.
- 3.- La elevación de entalpía en todos los calentadores es la misma, y es igual a "t". (esto se justificará analíticamente mas adelante).

Cálculo del Flujo de Vapor a la caldera por libra de flujo al condensador. Si $m_1, m_2, m_3, \text{ etc.}$, son las extracciones de vapor a cada calentador, y $W_1, W_2, W_3,$ son las cantidades de agua provenientes de cada calentador, las masas de vapor y agua en varios puntos del sistema son mostrados en la fig. 6.2.2 , el flujo de vapor de la caldera, será igual a la masa de agua W_n

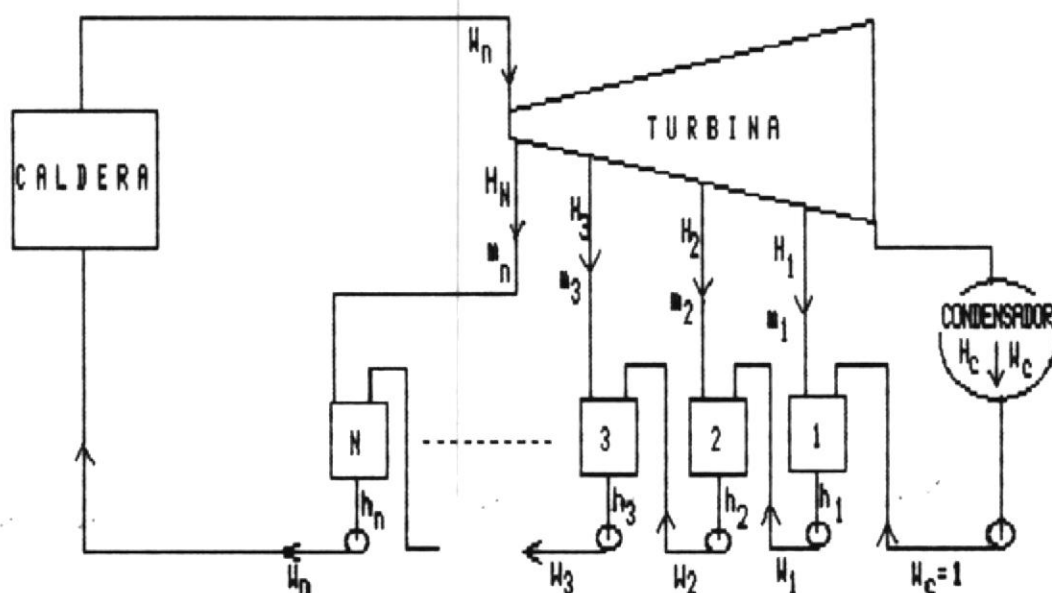


fig. 6.2.2 Sistema de alimentación con calentadores de contacto directo.

proveniente del último calentador, las ecuaciones del balance del calor para cada calentador nos dan:

$$1^{\text{er}} \text{ calentador: } m_1(H_1 - h_1) = 1 \cdot (h_1 - h_c)$$

$$\text{por tanto } m_1 = (h_1 - h_c) / (H_1 - h_1) = r/t = R/n \cdot t$$

$$\text{y } W_1 = 1 + R/nt$$

donde R es la elevación total de entalpía en el agua $h_n - h_c$.

$$2^{\text{do}} \text{ calentador: } m_2 \cdot t = W_1 \cdot r = (1 + R/nt) \cdot R/n$$

$$\text{y } W_2 = W_1 + m_2 = (1 + R/nt)^2$$

3er calentador:

de la misma manera $W_3 = (1+R/nt)^3$

nesimo calentador: $W_n = (1+R/nt)^n$ (1)

Este resultado se puede obtener por los balances de calor para cualquier calentador en el sistema, y muestra que la relación entre el agua que llega al calentador a el agua que deja el calentador es la misma, y es igual a $(1+R/nt)$.

Cálculo del Consumo de Calor. - Para evitar el uso de factores de conversión de unidades se expresara la razón del consumo de calor en unidades térmicas de entrada a unidades térmicas de salida. En lugar de Kw-hr, y para abreviar se lo representara como "C" simplemente consumo de calor.

$$C = 1 + \frac{\text{Calor Rechazado}}{\text{Calor añadido} - \text{Calor rechazado}}$$

$$= 1 + \frac{(H_c - h_c)}{W_n(H_b - h_n) - (H_c - h_c)} \quad (2)$$

donde los sufijos b y c se refieren a la caldera y el condensador respectivamente, los puntos de los valores H y h, son mostrados en le diagrama T-s del ciclo mostrado en la fig. 6.2.3.

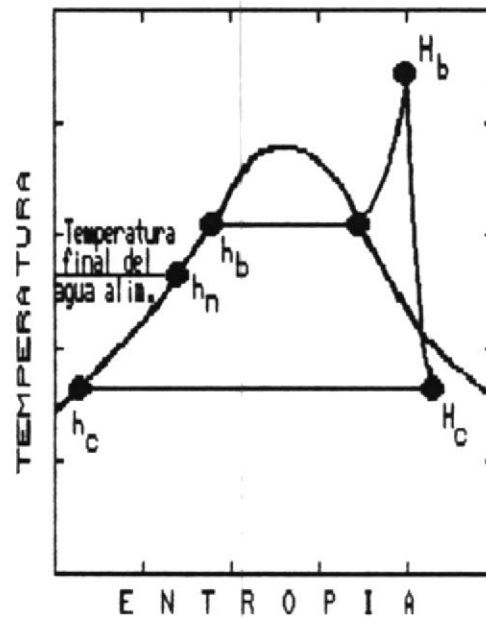


fig 6.2.3. Diagrama Temperatura Entropía

Como $(H_c - h_c)$ es una constante, el consumo de calor será mínimo, cuando $W_n(H_b - h_n)$ sea máximo, esto puede ser escrito como:

$$Q = W_n(H_b - h_n) = W_n(H_b - h_b) + (h_b - h_n) = [W_n \cdot t + (1-x)R_b] \quad (3)$$

donde $R_b = h_b - h_c$, es la máxima elevación posible de entalpía que puede sufrir el agua de alimentación, y $x = (h_n - h_c) / (h_b - h_c) = R / R_b$, es una fracción de la máxima elevación posible de entalpía.

Diferenciando Q con respecto a x tenemos:

$$\frac{dQ}{dx} = (t + r_b - xR_b) \frac{dW_n}{dx} - W_n R_b \quad (4)$$

de la ecuación (1) tenemos

$$W_n = (1 + xR_b / nt)^n$$

de aquí $\frac{dW_n}{dx} = (R_b / t) W_n^{(n-1)/n} \quad (5)$

así, sustituyendo (5) en (4) e igualando (4) a cero nos da:

$$t + R_b - xR_b = tW_n^{1/n} = t + xR_b/n$$

este particular valor de x se lo llamará con el símbolo x_n ,

$$x_n = n/(n+1) \quad (6)$$

Así el consumo de calor puede ser mínimo cuando el rango de elevación de entalpía del agua de alimentación es $n/(n+1)$ del máximo rango posible (R_b).

El cálculo con incrementos de temperatura, en vez de entalpías, lo hizo Horsman (1941), Para un número infinito de calentadores, el óptimo rango de calentamiento del agua de alimentación, es igual a la máxima elevación posible, esto es hasta la temperatura de saturación de la caldera.

El Consumo de calor óptimo para un sistema con n calentadores, reemplazando las ecuaciones (2) y (3) en la definición de consumo de calor tendremos:

$$C = 1 + t / W_n [t + (1-x)R_b] - t \quad (7)$$

y cuando $x = n/(n+1)$ entonces,

$$W_n = (1 + [R_b/(n+1)t])^n \quad (8)$$

lo que nos da la siguiente expresión para el consumo

óptimo de calor

$$C_{n-1} = \frac{1}{(1 + [R_b/(n+1)t]^{n+1} - 1)}$$

como R_b/t y $1/(n+1)$ son siempre menores que la unidad, una razonable aproximación a esta serie se tiene cuando despreciamos las potencias mayores que 2, así que la ecuación anterior quedaría:

$$C_{n-1} = \frac{1}{R_b/t \cdot (1 + n \cdot R_b/(n+1) \cdot 2t)} \quad (9)$$

La expresión que calcula la mejora óptima en el consumo de calor con n calentadores se la obtiene relacionado el consumo de calor en el ciclo no regenerativo al consumo de la expresión (9).

El Consumo de calor en el ciclo no regenerativo, se deduce reemplazando el valor de $n=0$ en la ecuación (9), es decir no hay calentadores, de esta manera la expresión queda:

$$C_{0-1} = t/R_b \quad (10)$$

Por tanto la Optima mejora en el consumo de calor del ciclo con n calentadores será (10)/(9).

$$\frac{C_{0-1}}{C_{n-1}} = 1 + \frac{n}{(n+1)} \frac{R_b}{2t} \quad (11)$$

restando 1 a ambos lados de la igualdad

$$\frac{C_{0-1} - C_{n-1}}{C_{n-1}} = \frac{n}{(n+1)} \frac{R_b}{2t} \quad (12)$$

otra forma de expresar la mejora ($C_0 - C_n$) es:

$$\frac{C_0 - C_n}{C_n - 1} = \frac{1}{1 + \frac{(n+1) 2t}{n R_b}} \quad (13)$$

Cuando el número de calentadores es infinito, la óptima mejora en el consumo de calor queda del siguiente modo:

$$n=\infty \quad \frac{C_0 - C_\infty}{C_0 - 1} = \frac{1}{1 + 2t/r_b} \quad (14)$$

Al relacionar estas dos mejoras dadas por las ecuaciones (13) y (14), se obtendrá una razón que se la representa con el símbolo y_n y es:

$$y_n = \frac{C_0 - C_n}{C_0 - C_\infty} = \frac{1 + 2t/r_b}{1 + \frac{(n+1) 2t}{n R_b}} = \xi \frac{n}{(n+1)} \quad (15)$$

$$\text{donde } \xi = \frac{1 + 2t/R_b}{\frac{n}{(n+1)} + \frac{2t}{R_b}} \quad (16)$$

El valor de $2t/R_b$ varia con las condiciones del vapor, particularmente, disminuye con el incremento de la presión. En plantas sin recalentamiento sobre las condiciones de vapor usuales, es decir, presiones alrededor de 300 a 1300 psia. el valor de $2t/R_b$, se encuentra entre los valores de 6 y 3.

La fig. 6.2.4 muestra ξ contra el número de calentadores

para los valores de $2t/R_b$ de 6 y 3, mostrando que λ permanece cercana a la unidad aún para cuando $n=1$, en otras palabras y_n , la razón entre las mejoras en el consumo de calor para n calentadores a las mejoras con un número infinito de calentadores, permanece cercana al valor $n/(n+1)$.

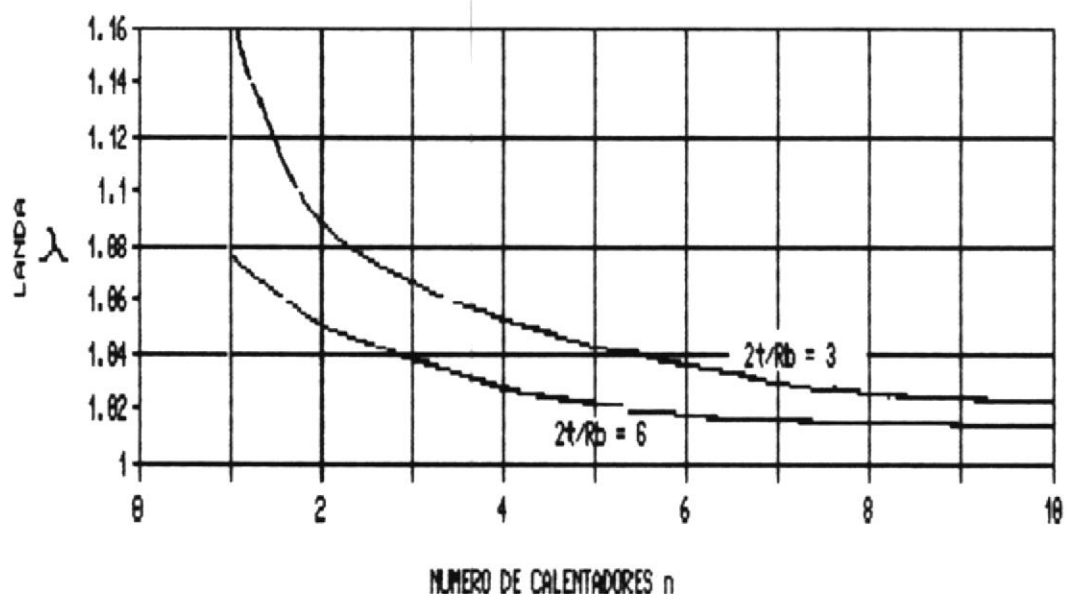


fig. 6.2.4 Valores de λ

Los cálculos anteriores muestran, que tanto la óptima elevación en la entalpía del agua de alimentación x_n como la óptima mejora en el consumo de calor y_n son en una primera aproximación iguales a $n/(n+1)$, independientemente de las condiciones de vapor. Si se

gráfica y contra x las curvas mostradas en la fig. 6.2.5 son obtenidas. Los puntos óptimos caen en una línea recta de pendiente 1 que nace en el origen, y los valores de $(1-x)$, y $(1-y)$ en los puntos óptimos van en una progresión armónica.

Salisbury obtuvo curvas similares observando que estas condiciones se cumplían para rangos amplios de condiciones, él encontró las curvas con muchos cálculos detallados, dando a ξ valores menores que la unidad, obteniendo los óptimos sobre una línea recta de pendiente uno, con valores ligeramente inferiores a los cálculos hechos anteriormente, sin embargo aun así los valores calculados por la expresión $n/(n+1)$ siguen permaneciendo como una buena aproximación.

Las curvas mostradas en la fig. 6.2.5 han sido graficadas parabólicamente, lo cual es correcto como una primera aproximación. El intercepto de cada curva en la abscisa $x=1$ es igual al máximo de la curva inmediata inferior, o en otras palabras esos interceptos en $x=1$ son definidos por la relación $(n-1)/n$, y por tanto estos puntos también pueden ser definidos como una progresión armónica.

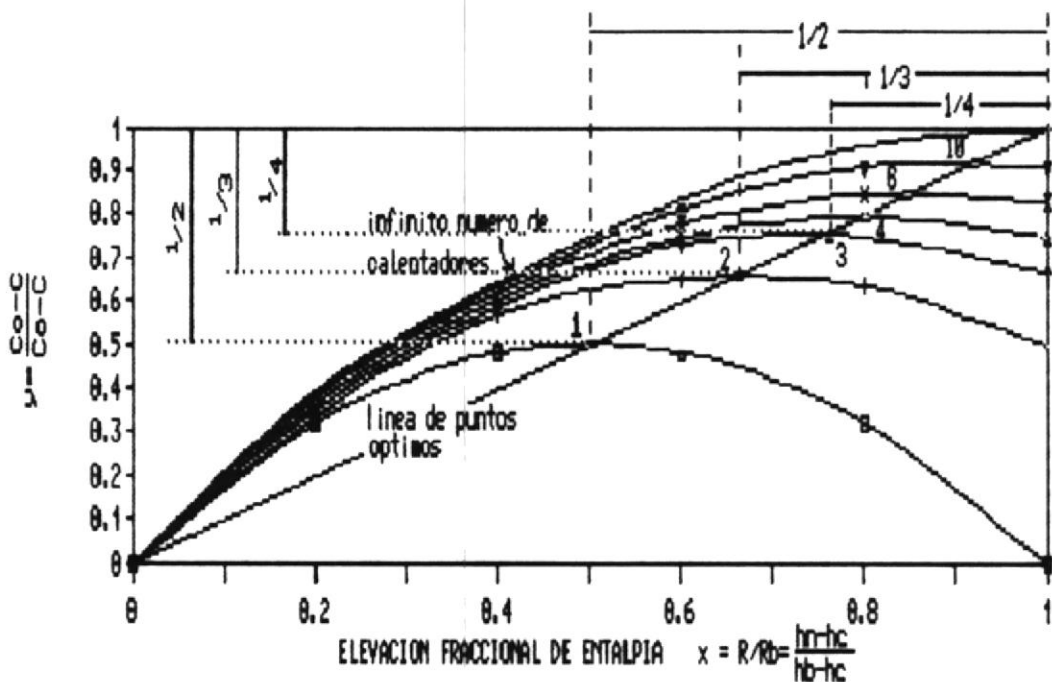


fig. 6.2.5 Curvas mostrando la mejora en el consumo de calor.

Esta relación también puede ser obtenida analíticamente, en forma similar a la manera como se obtuvo $n/(n+1)$, para las óptimas mejoras en el consumo de calor, pero con $x=1$ ahora en vez de $n/(n+1)$, o sea si C_n' es el consumo de calor con n calentadores, cuando se calienta el agua hasta la temperatura de saturación de caldera, se puede encontrar que:

$$\frac{C_o - C_n'}{C_o - C^\infty} = \mu \frac{n-1}{n} = \frac{n-1}{n} \text{ aproximadamente (18)}$$

donde μ es una expresión igual a ξ pero con el término $n/(n+1)$ reemplazado por el término $(n-1)/n$.

Este valor también puede ser deducido directamente, considerando que se calienta el agua hasta la temperatura de saturación de la caldera en los calentadores, en este caso el n ésimo calentador debe tomar vapor directamente de la caldera, y en este caso la mejora en el consumo de calor debida a este calentador es cero, en este caso la mejora para n calentadores, es la misma como la que resulta calentar el agua en $(n-1)$ calentadores hasta la entalpía a la salida del $(n-1)$ calentador. De aquí el calentamiento del agua hasta la temperatura de saturación de la caldera con n calentadores, produce la misma mejora que calentar el agua hasta sobre el rango óptimo de $(n-1)$ calentadores en un sistema que contenga $(n-1)$ calentadores.

Optima división de la elevación de la entalpía a lo largo de los calentadores. Para este propósito dos calentadores adyacentes cualesquiera i, j en el sistema son elegidos, si la elevación total de entalpía a través de esos dos calentadores es Φ , y la elevación a través del calentador i es $\alpha\Phi$, la elevación a través del

calentador j será $(1-\alpha)\Phi$, la cantidad de agua entrando al calentador es designada como W_h .

El consumo de calor dado en la ecuación (2) será mínimo, cuando la única variable en la ecuación W_h sea máxima, como W_h será un máximo cuando W_j sea máximo, es necesario determinar el valor de α para el cual W_j sea un máximo.

El balance de calor para los dos calentadores da:

calentador i: $m_i = W_h \alpha \Phi / t$

de aquí $W_i = W_h(1 + \alpha \Phi / t)$

calentador j: $m_j = \frac{W_i(1-\alpha)\Phi}{t}$,

así que $W_j = \frac{W_i(1 + (1-\alpha)\Phi)}{t} = \frac{W_h(1 + \alpha \Phi / t)(1 + (1-\alpha)\Phi)}{t}$ (18)

luego diferenciando la ecuación (18) con respecto a α e igualando a cero obtenemos la solución $\alpha = 1/2$ (19)

Así el consumo de calor es un mínimo cuando la elevación de entalpía a través del calentador i es igual a la del calentador j, y como i y j son dos calentadores adyacentes cualesquiera, puede decirse que el consumo de calor para toda la planta será mínimo cuando la elevación de entalpía sea igual en todos los calentadores del sistema.

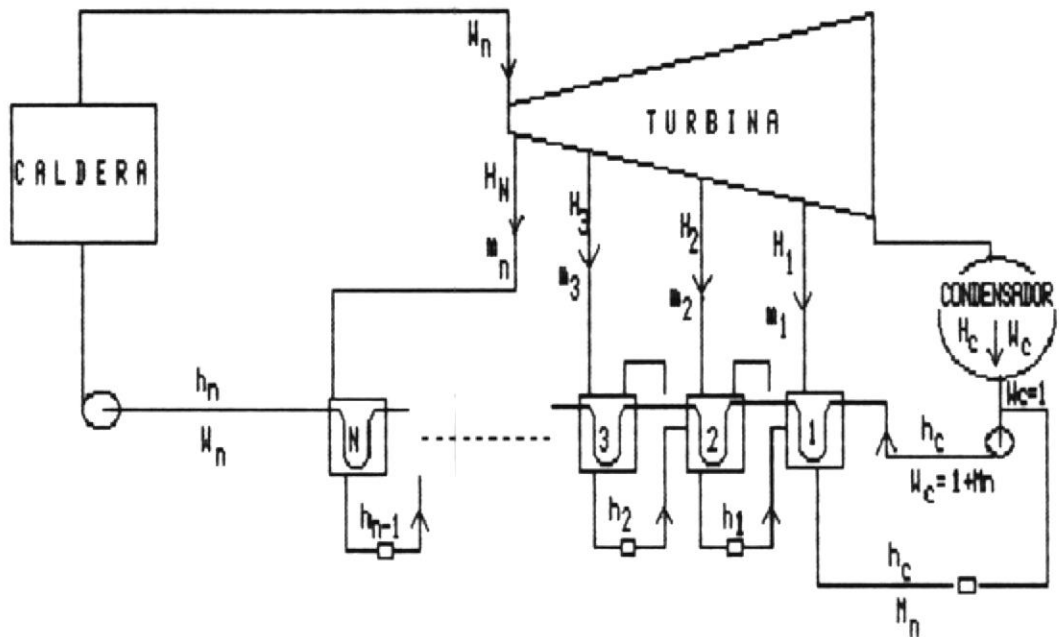


fig. 6.2.6 Sistema regenerativo incorporando calentadores de superficie con drenajes en cascada.

Sistemas con calentadores de Superficie. La fig. 6.2.6 muestra un arreglo de un sistema que incluye calentadores de superficies con drenajes en cascada, con las cantidades de algunos puntos del sistema. Todas las cantidades son basadas en unidades de flujo de vapor al condensador, se usara la notación anterior $M_n = \sum_1^n m_c$, así que $W_n = 1 + M_n$.

Las siguientes asunciones son necesarias:

- (a) El sistema emplea calentadores de superficie a través de todo el tren, calentando el agua de

- alimentación hasta la temperatura de saturación de la extracción de vapor en cada calentador.
- (b) la elevación de entalpía en cada calentador es la misma, y es igual a r
 - (c) El agua drenada en cada calentador es enfriada a la temperatura de llegada del agua de alimentación al calentador.
 - (d) La entalpía del agua (de cualquiera, el agua de alimentación o el agua drenada), a cualquier temperatura es tomada a ser igual a la entalpía del líquido saturado a esa temperatura.

Las asunciones (a) y (c) suponen un contraflujo ideal, y no son realizables en la práctica, pero son una razonable aproximación, y hacen el análisis posible, la asunción cuarta es comparable a la asunción que se hizo con los calentadores abiertos, en que se despreciaba la elevación de entalpía del agua a través de las bombas de extracción de cada calentador.

El balance de calor para los calentadores da:

1er calentador:

$$m_1(H_1 - h_c) + (M_n - m_1)(h_1 - h_c) = (1 + M_n)(h_1 - h_c)$$

por tanto $m_1 = \frac{h_1 - h_c}{H_1 - h_1} = R/nt$, y $1 + m_1 = 1 + R/nt$

2^{do} calentador:

$$m_2(H_2-h_1)+(M_n-m_1-m_2)(h_2-h_1)=(1+M_n)(h_2-h_1)$$

por tanto $m_2=(1+m_1)\frac{(h_2-h_1)}{(H_2-h_2)} = (1+R/nt)R/nt,$

y además $1+m_1+m_2=(1+R/nt)^2$

3^{er} calentador:

del mismo modo $1+m_1+m_2+m_3=(1+R/nt)^3$

para el calentador enésimo:

$$1+\sum_{1}^n m = 1+M_n = W_n = (1+R/nt)^n \quad (20)$$

Esto demuestra que las cantidades de vapor de las extracciones a los calentadores de superficie, y el flujo de vapor a la caldera, son idénticos a las cantidades del sistema con calentadores de contacto directo, la ecuación (20) es igual a la ecuación (1).

La razón de esto es porque a los calentadores de superficie atraviesa mas cantidad de agua que la que entra en los calentadores abiertos, por un porcentaje igual a la cantidad de agua drenada del calentador de superficie, estos drenajes sufren una caída de temperatura en el calentador, igual a la elevación de temperatura de el agua de alimentación, y por tanto suministra exactamente la misma cantidad de calor

requerido para calentar el exceso de agua de alimentación pasando a través del calentador de superficie, consecuentemente la cantidad de calor requerido en la extracción es exactamente la misma en ambos tipos de calentadores. Por tanto los análisis de la óptima elevación de la entalpía o la óptima mejora en el consumo de calor son idénticas en ambos casos, esto conlleva a sugerir que la óptima división de la elevación de la entalpía entre los calentadores de superficie también ocurre cuando la elevación en todos los calentadores es la misma, lo que también se puede probar analíticamente.

Así mismo la combinación de ambos tipos de calentadores arrojará los mismos resultados, ya que los análisis serán los mismos.

6.3 Campo de aplicación y especificaciones del programa.

El método desarrollado en la sección anterior proporciona valores óptimos para el consumo de calor de un ciclo regenerativo con n calentadores, basado en ciertas asunciones. Este método puede ser aplicado a cualquier ciclo regenerativo utilizado en las plantas de generación actuales; sin embargo, las condiciones de funcionamiento real en que trabajan dichas plantas produce que los

valores óptimos obtenidos por el método, puedan resultar no ser los mas convenientes, debido a que el ciclo que fue usado en la obtención de las condiciones óptimas no posee equipos auxiliares (ejectores, bombas, válvulas, drenajes, etc), que son indispensables en el funcionamiento de las centrales actuales.

De modo que los valores óptimos obtenidos en la sección anterior, deberán servir únicamente como una referencia, al estudio de las condiciones óptimas en la que los procesos regenerativos deben operar en las centrales actuales. Valores óptimos mas ajustados a la realidad deberán provenir de análisis hechos a ciclos en los cuales se introduzcan los procesos ocurridos en los equipos auxiliares, que afectan de manera significativa en los parámetros del ciclo.

En el capítulo 4, en el cual se analizó la situación actual de las centrales Termoeléctricas de Guayaquil se puede apreciar de alguna manera lo anteriormente dicho acerca de la influencia en los resultados óptimos, de los procesos en equipos auxiliares al ciclo.

El método de obtención de las condiciones óptimas a

través del análisis diferencial de máximos y mínimos y el análisis algebraico, han sido introducidos en un algoritmo para de esta manera usarse desde el programa principal utilizado en la simulación descrito en el capítulo V, de modo que al sistema simulado, pueda obtenerse las condiciones óptimas, a las que debería funcionar para que el consumo de calor sea el mínimo.

En sí el algoritmo se basa en los siguientes pasos:

El ciclo a optimizar debe ser simulado en primera instancia, para introducir todas las condiciones de operación al programa.

Una vez simulado, se tiene la correspondiente situación del ciclo en lo que ha beneficio a base de regeneración ocurre.

En este momento se halla el rango óptimo de la elevación de la entalpía, de acuerdo al número de calentadores dispuestos para el ciclo con la fórmula (6).

Se genera un rango valores para la temperatura final del agua de alimentación, que fijara los nuevos parámetros del agua de alimentación al final del tren de

calentamiento, como son presión de extracción, entalpía final del agua de alimentación, y entalpía del drenaje del calentador, estos valores se hallan con la ayuda de la diferencia terminal de temperaturas, y las tablas de las propiedades del vapor.

Basados en el hecho de que la óptima división de la elevación de entalpía es cuando la elevación en todos los calentadores es la misma, expresión (19), se obtienen las propiedades a la entrada y salida de todos los calentadores restante, como en el paso anterior.

En este momento con los valores de las presiones de extracción para todo el rango de temperaturas finales generado se ingresa al programa principal de simulación, y se obtienen todos los parámetros restantes del ciclo.

Se procede de este modo hasta completar todo el rango de temperaturas finales del agua de alimentación generado, como resultado se obtendrá una serie de valores, que graficados formarán la curva de la variación de la reducción en el consumo de calor con la elevación de la temperatura final del agua de alimentación, además también la variación del rendimiento del ciclo.

6.4 Pruebas y Resultados.

Los resultados que a continuación se presentan, proceden del análisis a las centrales locales, con el método de la sección 6.2, y la ejecución de diversidad de cálculos, realizados con la ayuda del programa en BASIC que simula el ciclo, de manera de obtener toda la variación de los parámetros principales del ciclo y encontrar el punto óptimo de funcionamiento, (mayor rendimiento, o mayor reducción en el consumo de calor).

El cuadro 6.4.1 contiene los rangos totales de elevación de entalpía actuales, que sufre el agua de alimentación en las centrales locales, y los rangos óptimos para todas las centrales operando a régimen de diseño, estos valores fueron hallados con la expresión, $x_n = n/(n+1)$, del análisis de optimización.

	N° de calentadores	Eleva. actual		Eleva. Optima	
		hf-hn	x_n	hf-hn'	x_n
central 1	4	260.9	0.576	420.32	0.8
central 2	5	318.96	0.626	424.66	0.833
central 3	3	216.54	0.579	280.25	0.75

Tabla 6.4.1 Rangos de elevación de entalpía.

Puede observarse que en ninguno de los tres casos las

condiciones actuales son las mismas que las óptimas, en si los valores están bastante alejados, esta situación será discutida en el capítulo 7.

Para poder obtener los resultados, y los puntos óptimos se realizaron pruebas del funcionamiento del ciclo de la central 1 "Ing. Aníbal Santos" a diferentes condiciones de regeneración, en si se varió la temperatura final del agua de alimentación la cual ajusta el resto de valores de las propiedades a lo largo del tren. La curva de la fig. 6.4.1 muestra como la reducción en el consumo de calor se acerca a su óptimo valor al incrementar la temperatura final del agua de alimentación, hasta cierto punto, además la curva de la figura 6.4.2 muestra el mismo efecto para el rendimiento térmico, pero con otro punto óptimo.

Cómo la evaluación de estos valores requieren la simulación del ciclo con un conjunto de condiciones de operación, el cuadro 6.4.2 muestra los valores de las propiedades del agua de alimentación en los puntos importantes del tren calentamiento, entre estas propiedades están la presión de las cuatro extracciones, las temperaturas a la salida de los cuatro calentadores,

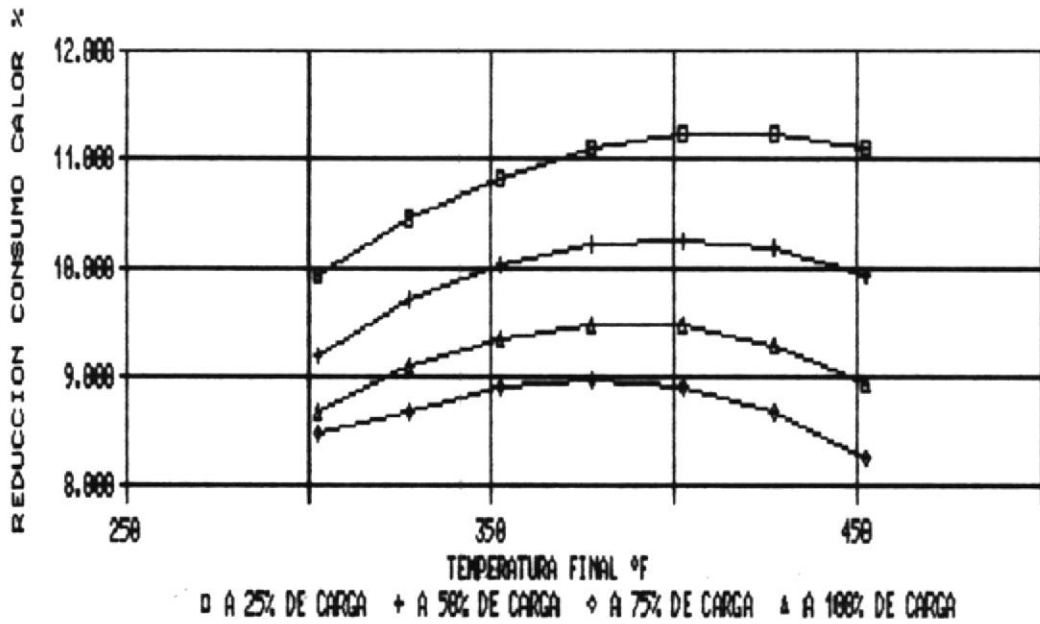


fig. 6.4.1 Variación en la Reducción del consumo de calor.

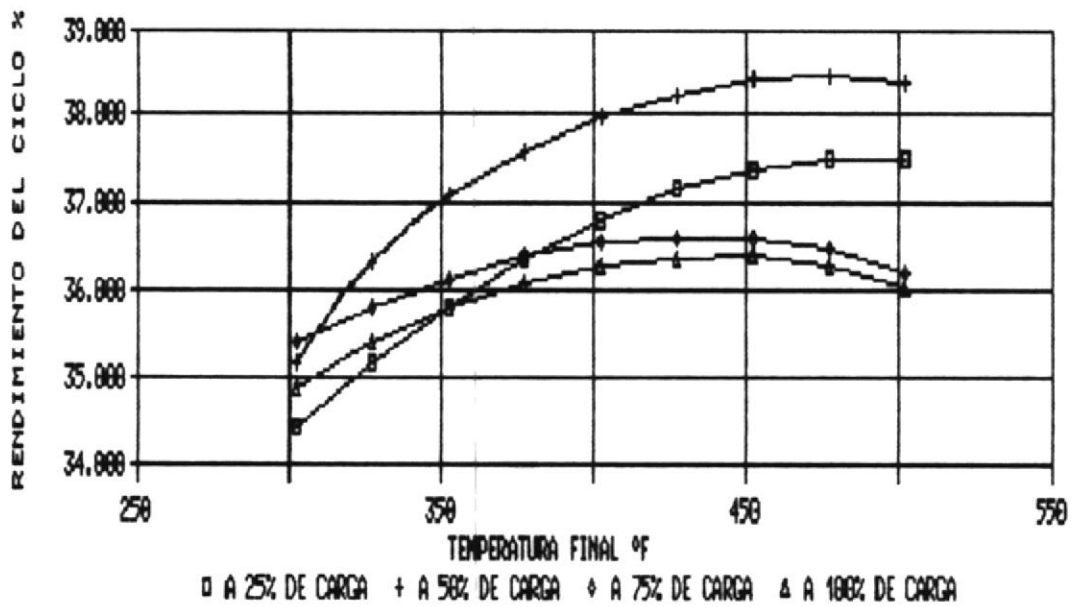


fig. 6.4.2 Variación del Rendimiento Térmico.

la entalpía de salida de los cuatro calentadores, y la temperatura de saturación a la presión de extracción para cada calentador.

Etapa de calentamiento #4				Etapa de calentamiento #3			
Tsalid	Hsalid	Tsat	Pext	Tsalid	Hsalid	Tsat	Pext
508	497.1	512	757.4	417.4	394.8	421.4	313.6
483	467.9	487	604.0	397.1	373.0	401.1	252.9
458	439.6	462	475.7	377.1	351.7	381.1	200.8
433	411.8	437	369.5	357.3	330.9	361.3	158.1
408	384.7	412	282.7	337.7	310.5	341.7	123.3
383	358.0	387	212.6	318.3	290.5	322.3	95.2
358	331.7	362	156.9	299.1	270.8	303.1	72.6
333	305.6	337	113.3	279.9	251.3	283.9	54.7
308	279.9	312	79.9	260.9	232.0	264.9	40.7
Etapa de calentamiento #2				Etapa de calentamiento #1			
Tsalid	Hsalid	Tsat	Pext	Tsalid	Hsalid	Tsat	Pext
321.9	292.6	326.3	98.1	221.8	190.3	226.0	19.4
307.8	278.0	312.2	80.7	214.6	183.1	218.8	17.2
294.0	263.8	298.4	66.0	207.6	176.0	211.8	15.0
280.5	250.0	284.9	53.7	200.7	169.0	204.9	13.1
267.2	236.4	271.6	43.5	193.9	162.2	198.1	11.5
254.1	223.0	258.5	35.1	187.3	155.6	191.5	10.0
241.1	209.9	245.5	28.2	180.7	149.0	184.9	8.8
228.3	196.9	232.7	22.5	174.3	142.5	178.5	7.6
215.5	184.0	219.9	17.8	167.9	136.0	172.1	6.6

Tabla 6.4.2 Datos del tren de calentamiento

C A P I T U L O V I I

ANALISIS DE RESULTADOS

7.1 Comparación de los resultados obtenidos del modelo con los valores reales de operación.

El modelo de la central "Ing. Aníbal Santos" de 33000 Kw de capacidad de generación, es evaluado en el programa "CENTRAL" bajo la opción de "Simulación de la central". Como el programa brinda dos alternativas, la primera simulará una típica central de poder regenerativa, con un arreglo en el tren de precalentadores diseñado por el usuario del programa, ya que el programa le pedirá que se ingresen datos del tren de precalentamiento.

Y la segunda alternativa simulará la central Ing. Aníbal Santos, en este caso el arreglo del tren de precalentamiento es único, y es un modelo del tren real utilizado en las instalaciones de la central, de modo que la simulación de la central utilizará siempre el mismo arreglo de precalentadores, quedando como única opción en la variación de condiciones fuera del diseño, los puntos de extracción sobre la línea de expansión.

Los resultados obtenidos por ambas opciones están ajustados en la mejor forma a valores reales de operación, a través de sus modelos matemáticos, sin embargo debe establecerse lo siguiente antes de una comparación de resultados:

Primero, el propósito del estudio es el análisis de la regeneración de poder utilizada en las centrales locales, pero cómo los parámetros de todo ciclo varían y están sujetos al funcionamiento de toda una instalación de vapor, se debería efectuar modelos de los diferentes equipos y procesos, muy rigurosos a toda clase de perturbación, o a cualquier condición de operación, para que los resultados coincidan con los valores reales, sin embargo esto implicaría mas bien, dedicar un estudio individual a la simulación de los equipos mas influyentes en el proceso, o realizar un estudio voluminoso de la alteración de la sustancia de trabajo en los mínimos procesos, para tener resultados absolutamente reales. Lo anterior es impracticable, ya que no se puede controlar la mínima pérdida en una brida, o tomar en cuenta todas las válvulas que operan en el ciclo, cuando el efecto de todas ellas juntas de despreciable, sin embargo las caídas o pérdidas mayores

en el proceso son consideradas en una forma conveniente para el propósito del estudio.

Segundo, si se realiza la simulación de cualquier de las centrales locales bajo la opción de una "típica central regenerativa", debe tenerse en cuenta que las posibilidades que ofrece esta opción son limitadas, y los resultados son obtenidos de un modelo muy general, que no incluye ningún equipo auxiliar, tales como, secadores, evaporadores, bombas auxiliares, etc., lo cual afecta indudablemente los parámetros del proceso.

La comparación se realizará entre los valores reales de funcionamiento, y los valores de diseño de la central, ya que valores de las propiedades de la sustancia de trabajo actuales, se ven afectados por la edad de los equipos, por tanto los resultados obtenidos por el modelo de la central Ing. Aníbal Santos, serán mas cercanos con los valores dispuestos en los balances térmicos diseñados por los fabricantes de los equipos como se puede observar en las figura 7.1.1, las cantidades entre paréntesis en ambas figuras, son los valores obtenidos en la simulación, de esta manera, se puede realizar un comparación rápida de los resultados.

CENTRAL ING. ANIBAL SANTOS

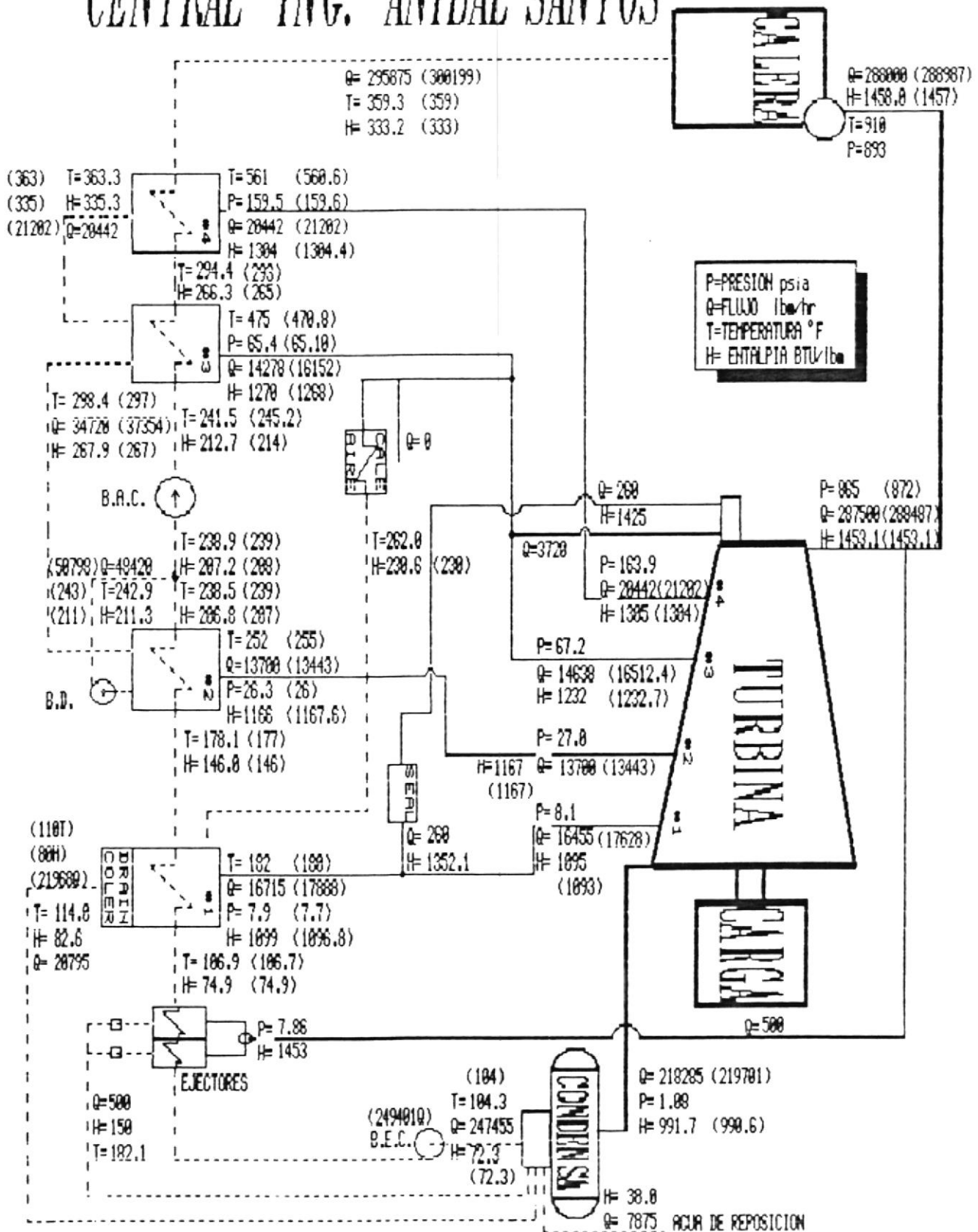


Fig. 7.1.1 COMPARACION DE VALORES DE DISEÑO CON RESULTADOS DEL MODELO

7.2 Análisis del Ahorro de Calor Consumido.

En esta sección se analizarán los diferentes aspectos regenerativos que pueden influenciar en la reducción del consumo de calor. Los datos utilizados para el análisis provienen de pruebas del funcionamiento del ciclo que se simula en el programa principal, se revisará la influencia de los siguientes aspectos:

Numero de etapas de calentamiento, manteniendo las condiciones de operación, el régimen de trabajo y la temperatura final del agua de alimentación constantes.

Temperatura final del agua de alimentación, manteniendo el resto de parámetros constantes.

Numero de Etapas de calentamiento.- Como se vio en el capítulo 3, el ciclo Rankine Regenerativo, posee la mas alta eficiencia, cuando posee infinito numero de calentadores, sin embargo, esto es impracticable, en adelante se analizará el mismo ciclo con las siguientes condiciones de operación:

Presión de caldero= 900 psia

Temperatura a la salida del caldero= 900 °F

Presión en el condensador= 2 psia

Capacidad de generación= 30.000 Kw

Carga de trabajo= 100%

Temperatura final del agua de alimentación= 400°F

Al fijar la temperatura final del agua de alimentación se esta fijando la presión de extracción para la última etapa de calentamiento, (presión de saturación a la temperatura final del agua de alimentación), de modo que se usarán n calentadores, calentando siempre el agua hasta la temperatura final fijada, debido a que la experiencia enseña que un número demasiado grande de calentadores es antieconómico, se pondrá como tope, ocho calentadores, por otra parte, efectuar el calentamiento desde la temperatura de saturación a la presión del condensador, hasta la temperatura final fijada, con un solo calentador es algo impráctico, ya que la masa requerida para el efecto sería muy grande, por tanto, el tope inferior será dos calentadores.

Se analizará un tren con n calentadores, variando de 2 a 8 calentadores, todos del tipo de superficie y utilizan una diferencia terminal de temperatura igual a 4°F, sus drenajes son arreglados en cascada.

El cuadro de la tabla 7.2.1 contiene los datos con los cuales se analizará la influencia del número de etapas de calentamiento en el rendimiento o en la reducción del consumo de calor del ciclo, estos datos pueden analizarse mas fácilmente en la fig. 7.2.1, nótese que la mejora en ambos parámetros es cada vez menor, lo cual justifica el tope elegido para el análisis.

Debe decirse, que las presiones a las cuales fueron tomadas las extracciones en las diferentes pruebas, cumplen la condición de que eleven en iguales cantidades la entalpía del agua de alimentación en cada una de las etapas de calentamiento.

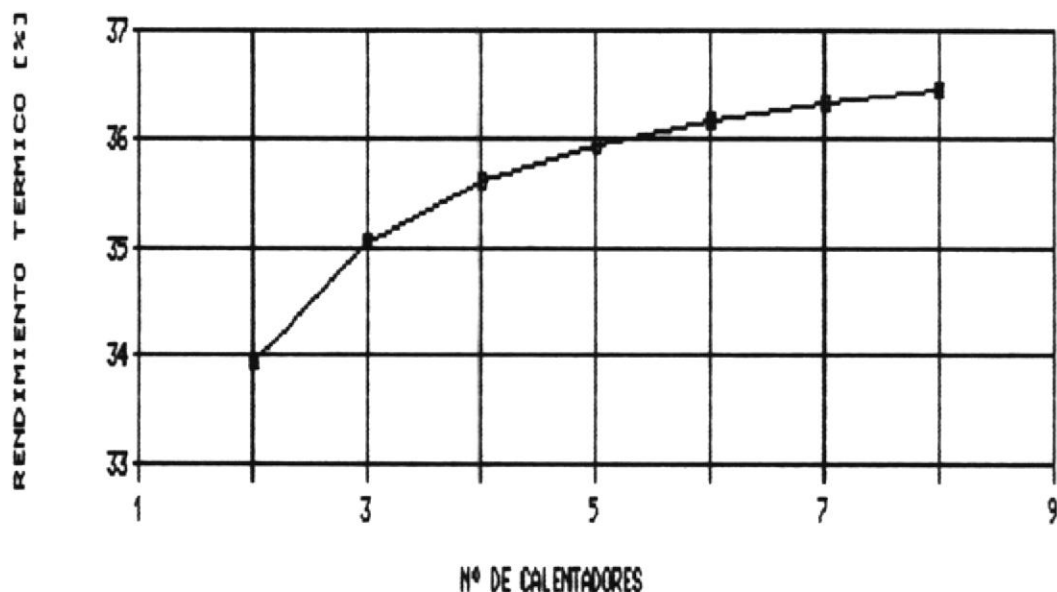


fig 7.2.1 Variación del Rendimiento Térmico del ciclo con el numero de calentadores.

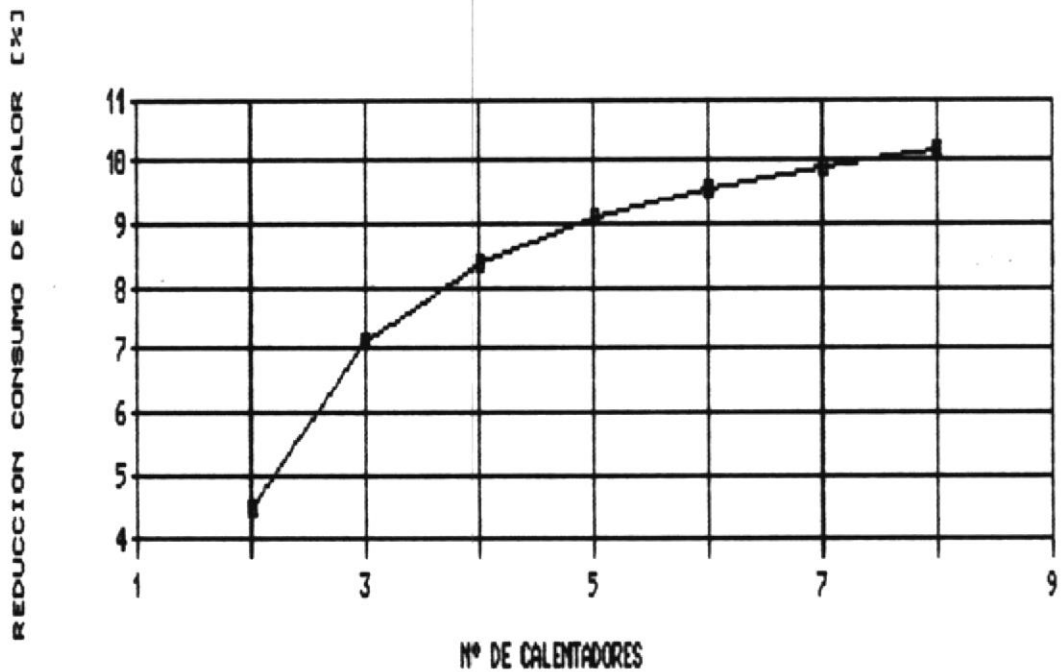


fig 7.2.2 Variación de la reducción del consumo de calor con el número de calentadores.

#	PRESIONES DE EXTRACCION (Psia)								Efi %	Red %
	1	2	3	4	5	6	7	8		
2	39.4	247							33.920	4.509
3	17.4	79.7	247						35.064	7.137
4	10.9	39.5	109	247					35.606	8.409
5	7.1	24.0	60.9	130	247				35.949	9.112
6	6.6	17.4	39.4	79.7	147	247			36.170	9.613
7	5.7	13.4	28.2	54.0	95.7	158	247		36.320	9.950
8	5.1	10.9	21.6	39.4	67.4	109	168	247	36.450	10.200

Tabla 7.2.1 Presiones de las Extracciones y resultados de las pruebas.

Temperatura final del agua de alimentación.- Cualquier ciclo Rankine alcanzará el máximo rendimiento o la máxima reducción en el consumo de calor, cuando se

caliente el agua de alimentación hasta la temperatura de saturación de la caldera, ahora bien, esto se cumple solo para un ciclo con un gran número de etapas de calentamiento, en otras palabras, un ciclo Rankine con un infinito número de calentadores, elevando la temperatura del agua de alimentación al máximo punto posible, posee el mejor rendimiento térmico. En el caso de un número finito de calentadores, el comportamiento varia, como se ha visto el caso de la central Ing. Aníbal Santos en el capítulo anterior.

Se mostrará el comportamiento del rendimiento térmico y de la reducción en el consumo de calor para el mismo ciclo usado en las pruebas anteriores, se realizarán pruebas para 3,4,5, y 6 etapas de calentamiento, variando al temperatura desde la temperatura a la presión del condensador, hasta el valor óptimo de elevación de temperatura recomendado en el capítulo 6 incrementado en un valor conveniente, para observar el efecto de calentar el agua mas allá del valor óptimo recomendado, el resto de parámetros del ciclo permanecerán invariables a los de la prueba anterior, la simulación para cada una de las cuatro pruebas, partirá

con las presiones de extracción utilizadas en las pruebas anteriores del cuadro 7.2.1.

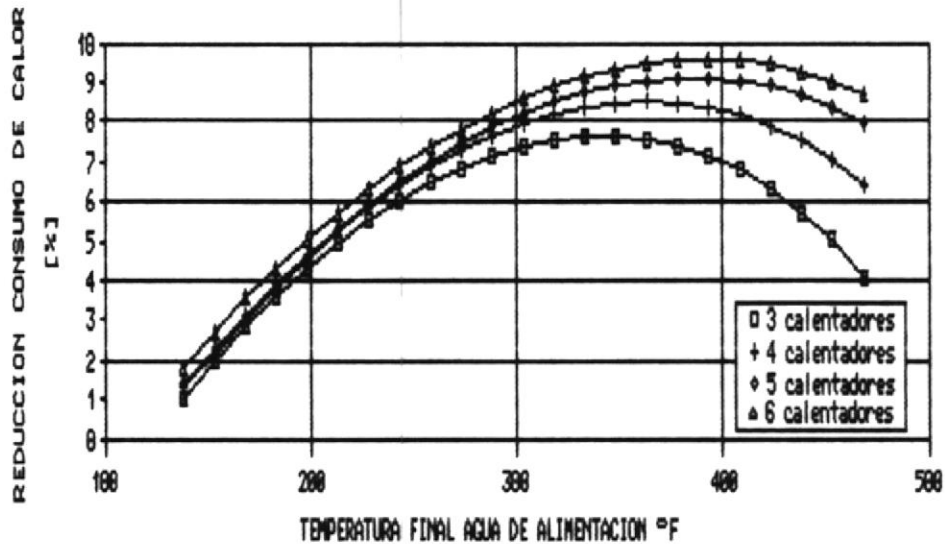


fig 7.2.3 Variación de la reducción en el consumo de calor con el aumento de la temperatura final del agua para varios números de calentadores.

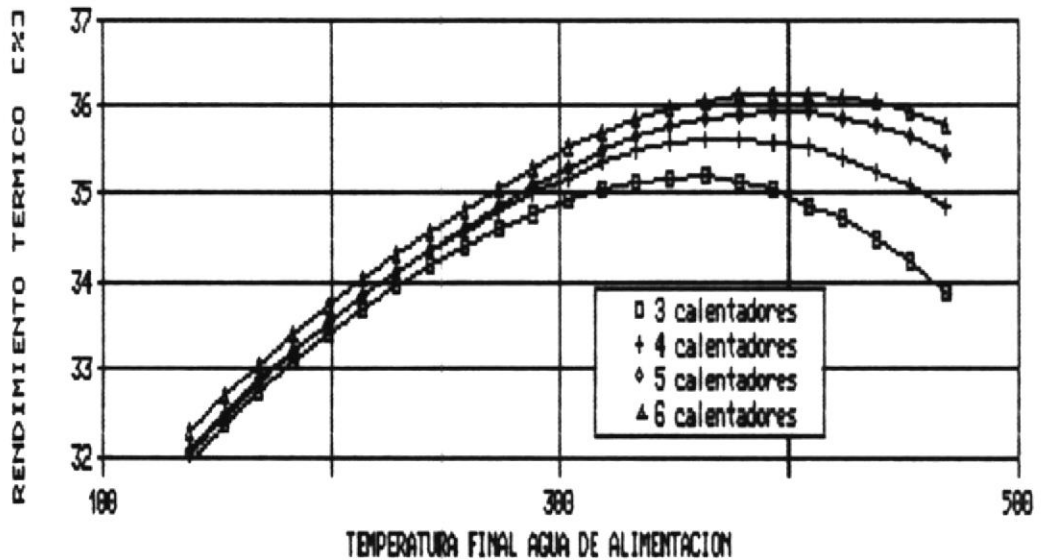


fig 7.2.4 Variación del Rendimiento Térmico con el aumento de la temperatura final, para diferente número de calentadores.

Los datos obtenidos en las diferentes pruebas, variando la temperatura final del agua de alimentación, son tabulados en los siguiente cuadros, y además graficados contra la temperatura final del agua de alimentación el la figuras 7.2.3

7.3 Recomendaciones para lograr óptimo funcionamiento.

La situación actual en que funcionan los ciclos de las centrales de poder locales fueron establecidas, después de un profundo análisis económico y termodinámico, por la edad que tienen las instalaciones, tal vez el enfoque que se le dio a la regeneración utilizada en los ciclos no estaba centrada en el funcionamiento óptimo de éstos, este puede ser el motivo por el cual en ninguno de los tres casos las condiciones de operación de los trenes regenerativos, se encuentran sobre los valores óptimos recomendados por el método analizado en el capítulo seis, en el cuadro 6.4.2 se mencionaron los rangos óptimos de elevación de la entalpía del agua de alimentación, de acuerdo al número de calentadores de cada ciclo.

Ahora se dispondrá de las temperaturas finales óptimas del agua de alimentación, junto con las temperaturas

intermedias óptimas a través del tren de calentamiento, las cuales fijarán las presiones y los flujos de las extracciones para el caso de cada central.

El propósito de éste estudio como el título lo dice es un análisis a la regeneración usada, al hablar de las recomendaciones para lograr un óptimo funcionamiento, tal vez se esté mencionando situaciones imposibles de llevar a la práctica, sin embargo desde el punto de vista termodinámico que se ha hecho este estudio, estas recomendaciones dejan pie para diseños, o selección de equipos posteriores.

El número de etapas de calentamiento a usarse para dar la temperatura final al agua de alimentación, es un compromiso entre óptima economía y óptima funcionabilidad. La tabla 7.3.1 muestra una económica selección, hecha por normas para el respecto, para cierto número de unidades de distinta capacidad de generación, y diversas condiciones de vapor.

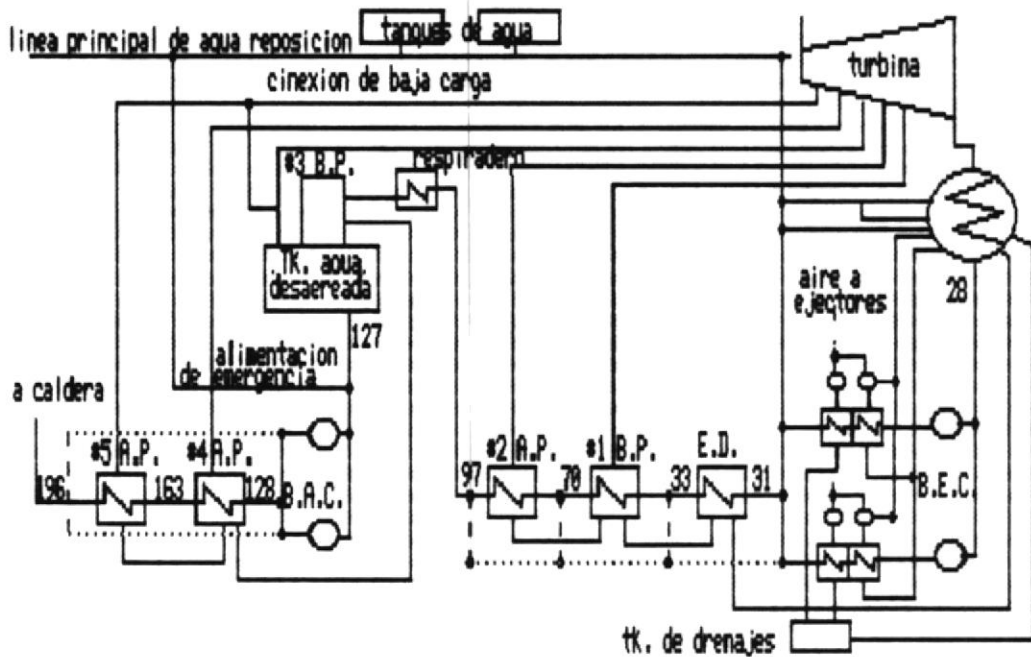
La tabla 7.3.1 muestra que el promedio de elevación de la temperatura, a través de cada calentador esta en el rango de 28 a 33°C.

Capacidad MW	Condiciones entrada Turbina		Temperatura Final °C	Etapas de calenta.
	Presion (psia)	Temperat. °C		
30	600	454	166	4
60	900	482	196	5
60	1500	566	204	5
100	1500	566	210	6

Tabla 7.3.1 Trenes de calentamiento en uso .

En los ciclos sin recalentamiento una óptima eficiencia es obtenida con elevaciones iguales de entalpía a través de cada calentador (capítulo 6), pero en el ciclo con recalentamiento se obtiene una mejora con una gran elevación en los calentadores que toman vapor antes del recalentador. Diagrama de un típico arreglo para sistemas de alimentación de unidades de 60 es mostrado en la figura 7.3.2

Una vez establecidas las condiciones termodinámicas y económicas mas convenientes para la generación de energía, se pueden usar las recomendaciones para conseguir un mejor arreglo de los calentadores del agua de alimentación.



- Bay-pass a los calentadores
- B.A.C. Bomba de alimentación a la caldera
- B.E.C. Bomba de extracción del condensador
- A.P. Calentadores de alta presión
- B.P. Calentadores de baja presión
- x las temperaturas están en grados centígrados

fig 7.3.2 Diagrama del sistema de alimentación para una unidad de 60 MW.

Los varios tipos de calentadores, pueden ser arreglados de muchas maneras, sin embargo los sistemas de alimentación incluidos en esta sección pertenecen a un patrón el cual a funcionado con los mejores resultados en diferentes lugares, durante muchos años de operación. La combinación de un desaerador (calentador tipo contacto directo), con un tanque de almacenamiento

dispuesto en posición elevada en la succión de la bomba de alimentación, asegura una presión positiva en el lado de la succión para cualquier condición de operación, el almacenamiento de agua desaerada suple las demandas de la caldera, particularmente durante períodos de cambio de carga, el nivel del desaerador es repuesto por el agua de reposición en el condensador. Los calentadores de alta presión son del tipo de superficie con sus drenajes en cascada desde calentador a calentador, y sus drenajes combinados levantados hasta el desaerador, por la diferencia de presiones entre el primer calentador y el desaerador, los calentadores de baja presión son también del tipo de superficie con sus drenajes combinados entrando a un enfriador de drenajes, antes de entrar al condensador, o también pueden ser del tipo de contacto directo.

En años anteriores, no existía almacenamiento del agua desaerada, y cualquier demanda en la caldera que excedía el condensado suministrado por el condensador causaba un vaciado del agua desde tanques de reserva a la succión de la bomba de alimentación como se ve en la fig. 7.3.3

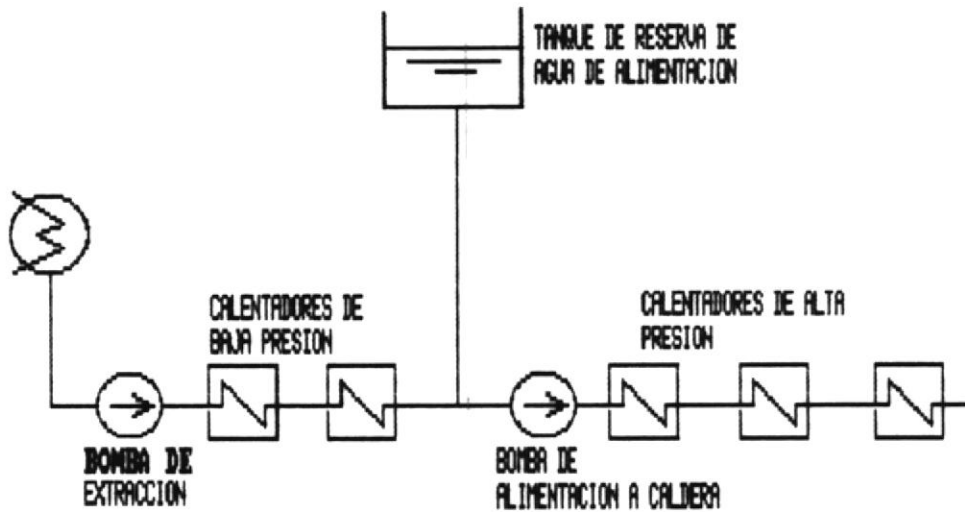


fig 7.3.3 Sistema de alimentación sin almacenamiento de agua desaerada.

Una mejora en algunas estaciones de poder fue el uso de un tanque de almacenamiento cerrado y un desaerador de derivación en el vaciado del tanque de almacenamiento abierto. (ver fig. 7.3.4)

El agua en el tanque de reserva estaba reciclando continuamente a través del desaerador y estaba disponible en condición desaerada para suplir cualquier demanda anormal en la caldera, o en los arranques de la planta.

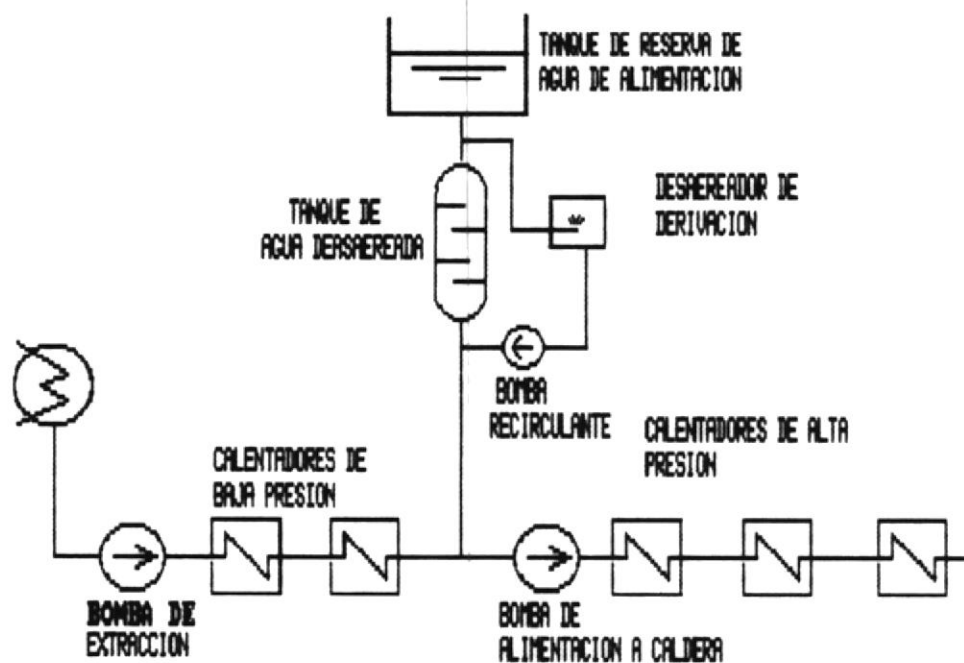


fig 7.3.4 Sistema de alimentación con un desaireador de derivación, y un tanque de almacenamiento de agua desaerada.

Una mejora mas adelante fue el uso en ciertas unidades de calentadores de contacto directo en serie, en vez de los calentadores de baja presión del tipo de superficie. (ver fig. 7.3.5), los cuales proveen facilidades para un desaeramiento adicional.

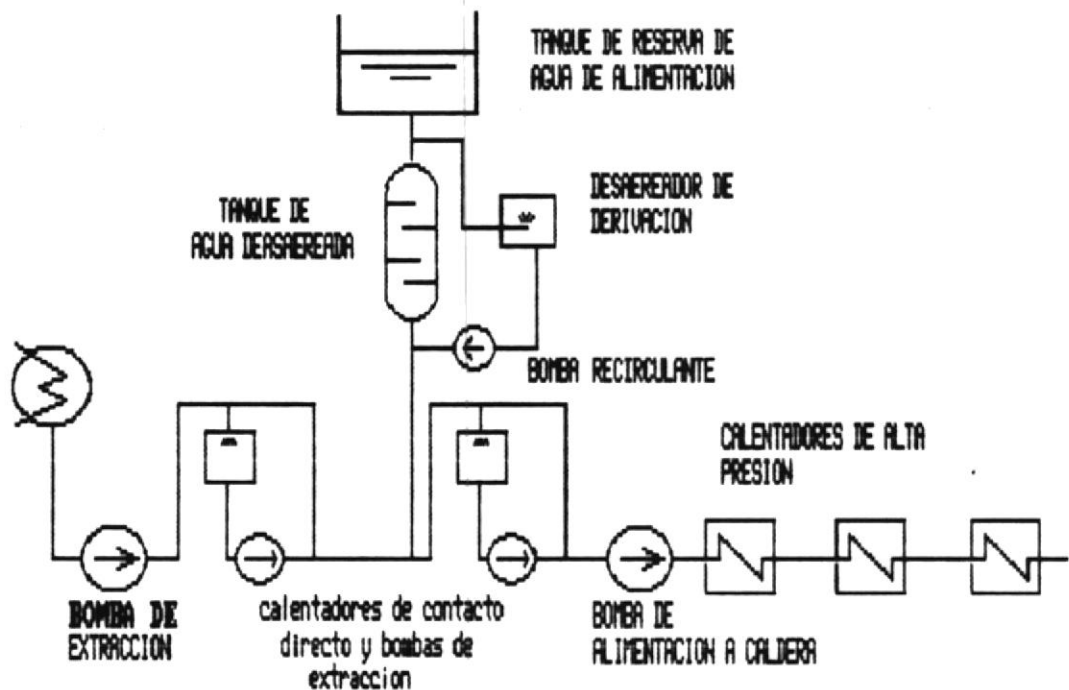


fig 7.3.5 Sistema de alimentación con calentadores de contacto directo, y un desaereador de derivación.

El sistema de alimentación con desaereador elevado encierra las mejores características de los sistemas de alimentación anteriores, desde el punto de vista de desaereación, y también simplifica problemas de bombeo.

Otro aspecto que debe tenerse en cuenta al seleccionar los equipos del sistema regenerativo, es la **Diferencia Terminal de Temperaturas** en los precalentadores. Una disminución en la reducción del consumo de calor extra

puede obtenerse si se disminuye la diferencia terminal de temperaturas (DTT), el valor de esta mejora se compararía con el costo extra de la superficie de intercambio de calor, requerida por los calentadores para lograr el mejor funcionamiento, la figura 7.3.6, muestra como se relaciona la superficie de calentamiento con la DTT, se ha usado un línea punteada por la parte de la curva correspondiente a DTT de 2 o 3, ya que aunque teóricamente esto es posible, en la práctica es muy difícil de conseguir por la gran superficie de transferencia que se necesitaría.

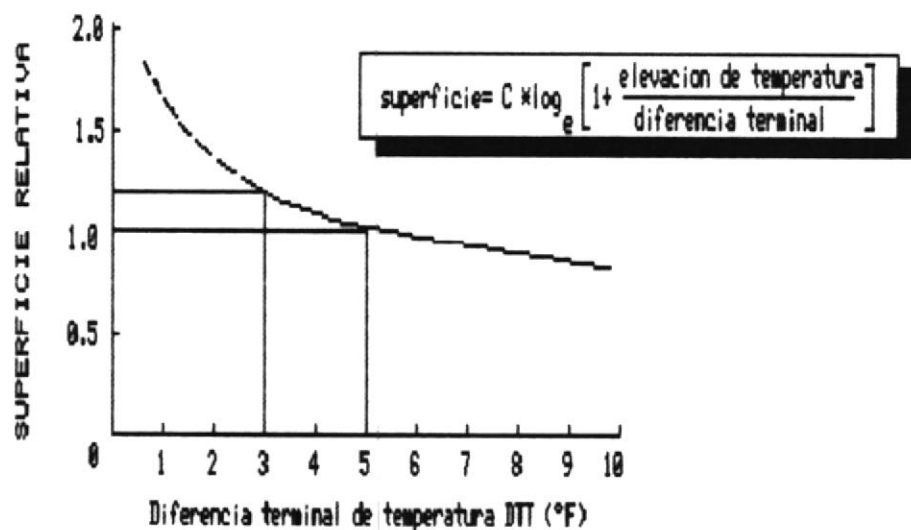


fig 7.3.6 Superficie de Transferencia para diversas diferencias terminales de temperatura.

La relación entre la superficie de transferencia, y la DTT, puede ser simplemente derivada de las dos formulas básicas de transferencia de calor, asumiendo el calor específico del agua, y la cantidad de agua fluyendo a través del calentador constante.

En lo referente a las bombas a través del tren de alimentación, la decisión de la ubicación de la bomba causará diferentes efectos económicos, y termodinámicos. Hay una ventaja termodinámica al poner la bomba después del calentador final, pero esto es contrarrestado por el incremento en el trabajo de compresión resultante del aumento en el volumen específico del agua de alimentación a la temperatura final. Los efectos de estas dos tendencias, en magnitudes relativas, dependen de la superioridad o inferioridad termodinámica que los arreglos presenten, sin embargo una valoración realística debe tomar en cuenta otros aspectos auxiliares al funcionamiento de las bombas, como son las pérdidas por fugas en ambos arreglos.

7.4 La limitación Económica.

Los beneficios obtenidos por cualquiera de los métodos recomendados para el mejor funcionamiento de los ciclos

conducen definitivamente a una reducción en el costo de generación en cada una de las instalaciones, mas sin embargo la situación de actual funcionamiento esta establecida, en realidad un cambio pequeño en el esquema actual de funcionamiento no puede pasar inadvertido, de modo que cualquier intento de modificación implicaría mas bien una decisión profunda en el cambio del funcionamiento de las estaciones.

La inversión necesaria para obtener la mayor reducción en el consumo de calor, involucra necesariamente la modificación en otros componentes, el simple hecho de subir una cantidad pequeña el agua de alimentación, necesitaría una modificación de los puntos de extracción, y una variación en el arreglo del tren, implicaría modificación en todos los componentes de este. Cualquier recomendación dada en la sección anterior, para ser aplicable, a mas de un análisis termodinámico profundo, necesitaría un análisis económico minucioso, que involucre:

- ◆La inversión de todos los componentes en el cambio.
- ◆El costo de producción de un KW-hr con el nuevo proyecto.
- ◆Calendario de recuperación de capital.

◆Costos del Proyecto, y varios.

El resultado a obtenerse definitivamente es una reducción en el costo del Kw-hr. Definitivamente el proceder a una modificación de esta clase no es aplicable a ninguno de las estaciones locales, por la proporción de mejora en costos a obtener. Mas en la evaluación de un nuevo proyecto para una instalación a vapor, la aplicación de los procedimientos analizados en este estudio se tornan obligatorios en el diseño final de la estación.

C O N C L U S I O N E S

La intención de este trabajo es primero, presentar una metodología de análisis a los ciclos de vapor regenerativos en general, y una metodología en combinación con el análisis de la regeneración para encontrar el óptimo funcionamiento del ciclo a vapor desde un punto de vista regenerativo, y segundo, es demostrar la aplicación de ambas metodologías a los ciclos de las centrales locales operando en Guayaquil, utilizando para esto un programa de Simulación de ciclos a vapor. Los análisis presentados en el capítulo 4 y capítulo 6 facilitan el procedimiento de la toma de decisiones concernientes al diseño, selección, y o optimización, operación, investigación y desarrollo.

Los resultados de la simulación muestran que los métodos aplicados aquí pueden ser de mucho uso en el análisis, evaluación y mejoramiento del funcionamiento de Ciclos de Poder a vapor.

Los métodos pueden revelar y evaluar oportunidades de mejoras las cuales no eran obvias en primera instancia, todas las técnicas presentadas en este trabajo, son completamente generales, y pueden ser aplicadas a cualquier ciclo de poder regenerativo, que no incluya recalentamiento.

Debido a que la variación de los costos de inversión causados por las modificaciones en los procesos no han sido estimadas en el presente trabajo, algunos de las siguientes modificaciones presentadas, identificadas por la reducción en el consumo de calor del ciclo para las plantas en referencia no pueden ser hechos con toda confianza, su validez ha de ser examinada a través de simples balances de costos, cuando los costos de las modificaciones son conocidos.

Modificaciones recomendadas a los procesos de los ciclos.

Analizando las curvas de la figura I puede recomendarse lo siguiente:

- Para el ciclo de la central Ing. A. Santos, se obtiene la mayor Reducción en el consumo de 9.22%, cuando se calienta el agua de alimentación en los 4 precalentadores actuales hasta 380 °F, o sea 21 °F mas de la temperatura final actual, este valor óptimo corresponde a una primera extracción a 205.2 psia.

- Para el ciclo de la central Ing. Mec. G. Cevallos, la mayor reducción en el consumo de calor de 10.82%, se obtiene calentando el agua de alimentación en los cinco precalentadores hasta 451 °F, es decir 33.26 °F mas que

la temperatura final actual, esto corresponde a una primera extracción de 442.1 psia.

REDUCCION DEL CONSUMO DE CALOR I

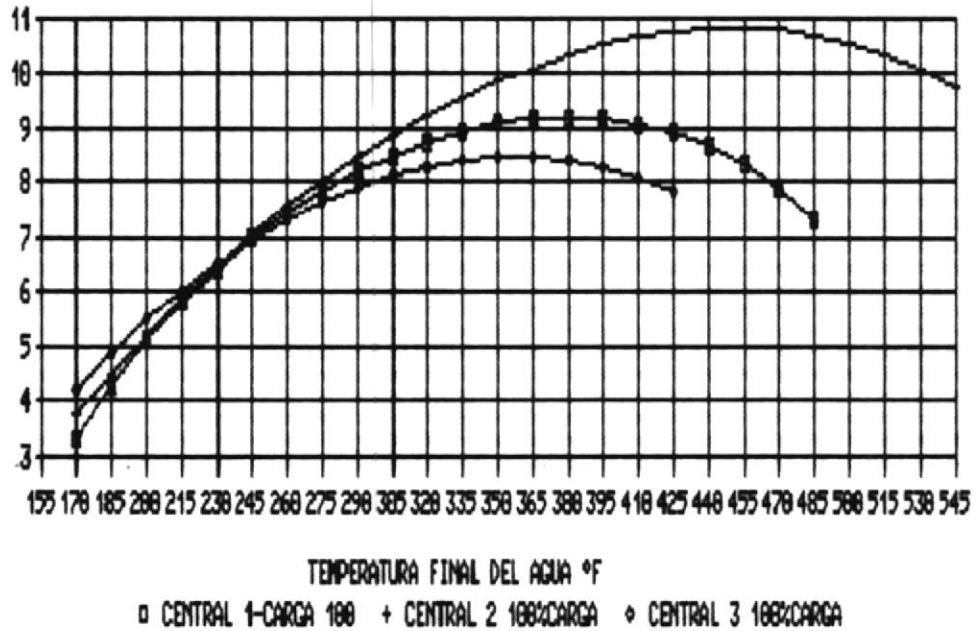


fig. I Valores de la reducción en el consumo de calor para todo el rango de temperatura finales del agua de alimentación en los ciclos de las tres centrales locales, al 100% de carga de trabajo.

- Para el ciclo de la planta a vapor "Guayaquil" la mayor reducción en el consumo de calor de 8.49 se puede conseguir calentando el agua de alimentación en los tres precalentadores, hasta 353 °F, es decir 35 °F mas de lo que se lo hace actualmente, correspondiendo esta temperatura a una primera extracción de 147.2 psia.

Los valores óptimos para la Central 1 fueron hallados considerando en la simulación todos los equipos del ciclo termodinámico, mientras que los valores de las otras dos centrales se hallaron con la simulación de ciclos sin la inclusión de los equipos auxiliares.

La figura 2 contiene la forma como varía la magnitud del rendimiento Térmico del ciclo con el aumento de la temperatura final de este gráfico se concluye en:

- El mayor rendimiento alcanzado por modificaciones regenerativas se obtuvo calentando el agua hasta una temperatura de 440 °F en los cuatro calentadores, esto es 60°F mas que el punto de máxima reducción en el consumo de calor, y 81 °F por encima de la condición de funcionamiento actual. Por tanto el potencial regenerativo del ciclo se aprovechara al máximo cuando se calienta hasta el punto de máximo rendimiento térmico, pero en el caso de la instalación actual mas ventaja práctica y económica se obtiene con una elevación de 21°F.

- Los puntos de máximo rendimiento térmico para las otras dos centrales, no tienen la confiabilidad de el caso

anterior, por ser hallados con la simulación de un modelo muy general, es por esta razón que los valores resultan coincidentes.

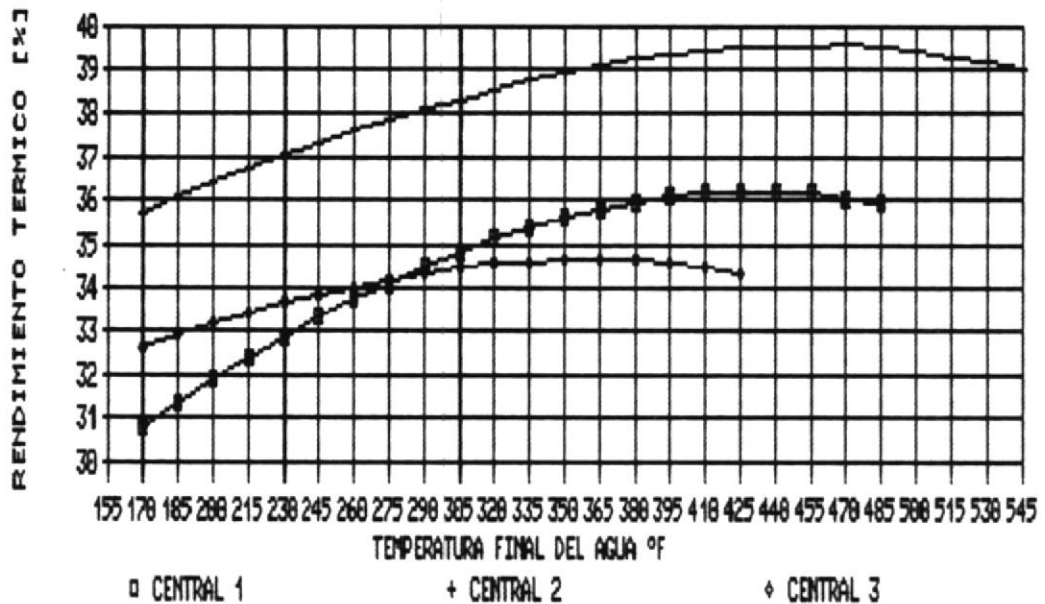


Fig. 2 Variación del Rendimiento Térmico en todo el rango de temperatura del agua de alimentación para los ciclos de las 3 centrales locales, al 100% de carga.

En el ciclo de la central 3 es decir la Planta a vapor "Guayaquil", la modificación de la temperatura final del agua de alimentación en 35 °F subiría la reducción en el consumo de calor de 5.77% a 8.49% es la mayor mejora producida en los tres ciclos, esto se debe a que las extracciones no son usadas eficientemente para el propósito de regeneración.

Con respecto al número de calentadores, y el arreglo de estos en el sistema de precalentamiento, de acuerdo a los esquemas tradicionales, los tres ciclos operan en condiciones aceptables, pero sin embargo, en el caso de realizar alguna modificación para cualquiera de los tres ciclos, si es respecto al número de precalentadores, las siguientes figuras servirán de guía en el estudio.

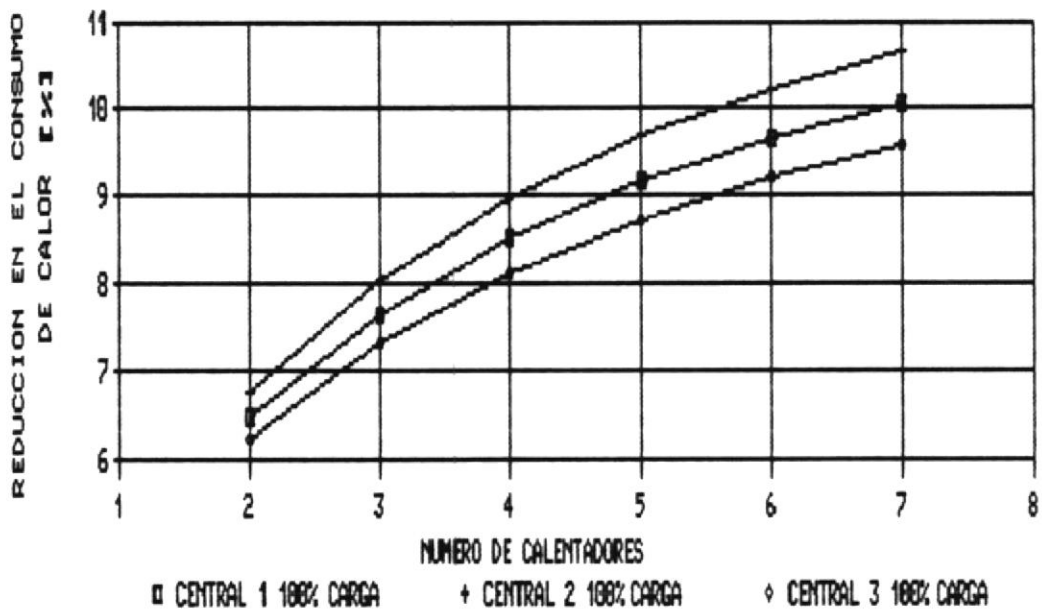


fig. 3 Variación de la reducción de calor de los tres ciclos locales, con el número de calentadores.

Cabe recordar, que la instalación de cualquier número de precalentadores, requiere de la selección de las respectivas presiones de extracción con las que trabajarán los calentadores, en el caso de las figuras 3, y 4 los valores de

las propiedades intermedias del tren están tabuladas en el cuadro de la tabla I.

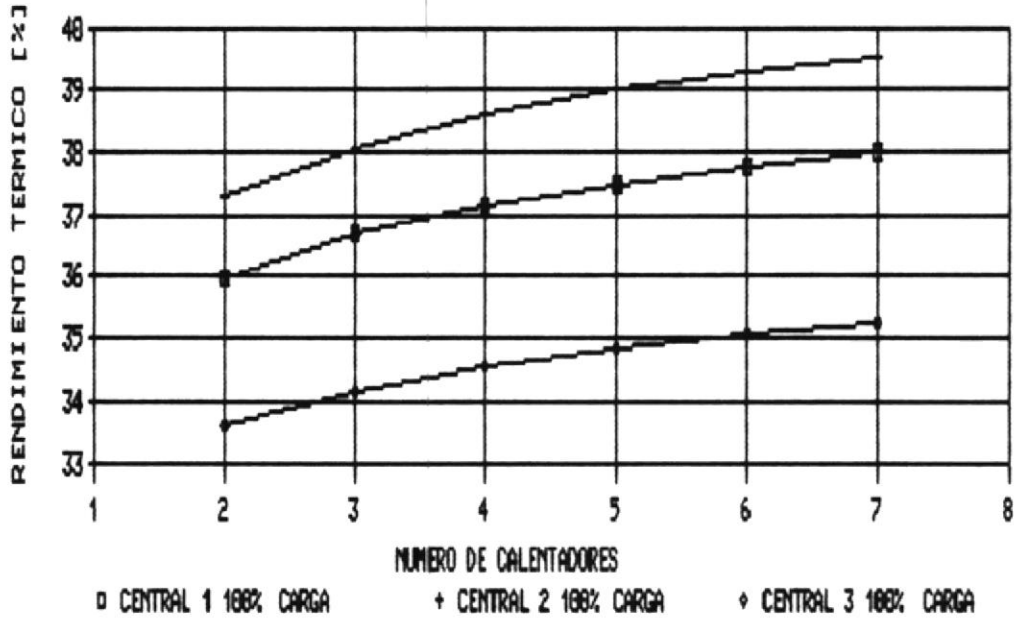


fig. 4 Variación del rendimiento térmico para diversos números de calentadores.

Las conjugaciones que se pueden realizar con los parámetros regenerativos del tren de alimentación son tantas, que lo establecido en este estudio, no es mas que una guía de selección y diseño, para casos particulares deberán establecerse todas las circunstancias relacionadas al funcionamiento de la planta, y a la reducción del costo de generación del ciclo.

Tabla I. Datos de las propiedades intermedias óptimas de los sistemas de alimentación de los ciclos de las tres centrales.

N° calen.	CENTRAL 1		CENTRAL 2		CENTRAL 3	
	P. extra. psia.	Temp final e intermed °F	P. extra. psia.	Temp. final e intermed. °F	P. extrac. psia.	Temp. final e intermed °F
2	60.4; 12.6	293.0; 200.3	74.3; 14.6	302.0; 207.8	49.2; 10.6	276.0; 192.0
3	105.9; 35.2 8.3	328; 225.7 180.2	124.4; 41.8 9.8	340; 266; 188	98.9; 33.3 8.1	323; 252; 179
4	138.1; 58.8 21.8; 6.1	348; 287.4 228.3; 166.4	198; 83.1 29.9; 7.9	377; 310.7 246.2; 178.1	127.7; 55.2 20.6; 5.9	342; 283.3 225.6; 165.7
5	198.0; 99.3 43.9; 17.1 5.2	377; 323.3 268.5; 215.7 160.0	233; 117.3 51.5; 20.3 6.2	391.0; 335.6 278.9; 224.9 167.3	149.1; 76.5 34.8; 14.3 4.8	354; 304.9 255; 206.6 156.1
6	220.2; 124 64.2; 29.7 12.6; 4.3	386; 340 293.1; 245.5 200.3; 152.3	311.9; 157 89.6; 40.5 16.8; 5.5	417; 367.1 316; 264 214.9; 162.3	198; 112.9 59; 27.7; 12.0 4.3	377; 332.7 287.6; 241.8 197.9; 151.7
7	282.7; 173 98.8; 51.8 24.1; 10.9 4.0	408; 365.9 322.9; 279.2 235.0; 193.3 148.8	336.2; 206 117.9; 61.8 29.1; 13.0 4.7	424; 380.5 335.9; 290.6 244.7; 202.0 155.8	215.1; 133.2 77.3; 41.6 20.5; 9.5 3.7	384.0; 345.2 305.7; 265.7 225.3; 186.8 146.1

```

10 '*****
20 '*****
30 '*****
40 '***** PRPGRAMA DE SIMULACION DE CENTRALES TERMoeLECTRICAS CON *****
50 '***** SISTEMA DE ALIMENTACION REGENERATIVO. *****
60 '***** Y SIMULACION DEL CICLO REGENERATIVO DE LA CENTRAL A VAPOR *****
70 '***** ING. ANIBAL SANTOS VELASCO DE E M E L E C. *****
80 '***** ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL *****
90 '***** FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA *****
100 '*****          GUAYAQUIL-ECUADOR   25 DE JUNIO DE 1991 *****
110 '*****
120 '*****
130 '*****
140 KEY OFF:SCREEN 0,1
150 DEF SEG
160 DIM HE(15),TE(15),HER(15),EFI(15),E(10),X1(10),SE(15),TSAEX(15),CAL(15),PEP(
15),MEXT(15),HA(15),HC(15),XEXT(15),ERROR1(15),L(15),PE(15),DRAIN(15),XTU(15),TI
PD$(15),TSATEX(15),DTT(15),TESAT(15),TA(15)
170 REM ***** PRESENTACION DEL PROGRAMA *****
180 CLS
190 COLOR 7,0,15
200 LOCATE 12,3: PRINT " PROGRAMA QUE SIMULA UNA CENTRAL  TERMoeLECTRICA DE CONDE
NSACION OPERANDO EN UN "
210 LOCATE 14,25 :PRINT " CICLO RANKINE REGENERATIVO "
220 COLOR 0,4
230 LOCATE 24,20: PRINT " PRESIONE BARRA ESPACIADORA PARA CONTINUAR " :COLOR 7,0
240 POKE 160,0
250 CMD$=INKEY$
260 IF CMD$= "" THEN 250
270 IF CMD$= " " THEN 290
280 BEEP :GOTO 240
290 CLS:SCREEN 0
300 DEF SEG
310 CLS:SENAL=1: COLOR 0,7
320 LOCATE 7,30:PRINT " M E N U "
330 LOCATE 12,13
340 PRINT " INSTRUCCIONES.....1 "
350 LOCATE 13,13
360 PRINT " SIMULACION DE UNA TIPICA CENTRAL REGENERATIVA.....2 "
370 LOCATE 14,13
380 PRINT " SIMULACION DE LA CENTRAL ING. ANIBAL SANTOS V.....3 "
390 LOCATE 15,13
400 PRINT " TERMINAR SESION .....TECLA ¡ESC¡ "
410 COLOR 0,7:LOCATE 19,13 :PRINT" INGRESE SU OPCION ==> " :COLOR 7,0:PRINT " ";
420 POKE 160,0
430 CMD$=INKEY$: IF CMD$="" THEN 430
440 CLAVE1$=CMD$
450 IF ASC(CMD$)=27 THEN 4340
460 IF CMD$="3" OR CMD$="2" THEN 490
470 IF CMD$="1" THEN CHAIN "a:instruc"
480 BEEP: GOTO 410

```

```

490 '*****
                        MENU # 2
                        *****
500 SIMUL1$="SIMULACION DE UNA TIPICA CENTRAL REGENERATIVA"
510 SIMUL2$="SIMULACION DE LA CENTRAL ING. ANIBAL SANTOS V."
520 SENAL=4:IF CLAVE1$="3" THEN 550
530 CLS:COLOR 0,7:LOCATE 9,20:PRINT SIMUL1$;:COLOR 7,0:PRINT " ";
540 GOTO 560
550 CLS:COLOR 0,7:LOCATE 9,20:PRINT SIMUL2$;:COLOR 7,0:PRINT " ";
560 LOCATE 12,20:PRINT "EJECUTAR SIMULACION.....1"
570 LOCATE 13,20:PRINT "AL DIAGRAMA DE LA CENTRAL .....2"
580 LOCATE 14,20:PRINT "OTRAS OPCIONES .....3"
590 LOCATE 15,20:PRINT "OPTIMIZAR ..... 4"
600 LOCATE 16,20:PRINT "AL MENU ANTERIOR .....5"
610 COLOR 0,7:LOCATE 19,20 :PRINT" INGRESE SU OPCION ==> ":COLOR 7,0:PRINT " ";
620 POKE 160,0
630 CMD$=INKEY$: IF CMD$="" THEN 630
640 IF CMD$= "5" THEN 310
650 IF CMD$="4" THEN 720
660 IF CMD$="3" THEN 720
670 IF CMD$="2" THEN 700
680 IF CMD$="1" THEN 1160
690 BEEP: GOTO 610
700 IF 0<1 AND CLAVE1$="2" THEN BEEP: LOCATE 21,5 :PRINT "OPCION NO DISPONIBLE S
IN UNA SIMULACION PREVIA":FOR R=1 TO 2000 :NEXT R:GOTO 520
710 CLS :GOTO 10570
720 IF 0<1 THEN BEEP :LOCATE 21,5: PRINT " OPCION NO DISPONIBLE SIN UNA SIMULACI
ON PREVIA": FOR R=1 TO 2000 :NEXT R :GOTO 490
730 IF CMD$="4" THEN 12430
740 CLS: LOCATE 2,10 :PRINT "PRESIONE EL NUMERO DE OPCION DESEADA"
750 LOCATE 6,5:PRINT " (1) .... Observar la variacion de la eficiencia de la pla
nta con ":LOCATE 7,5 : PRINT "          cambio de alguno de los parametros de la
planta "
760 LOCATE 11,5 :PRINT " (2) .... Impresion en pantalla de parametros de la plan
ta"
770 LOCATE 15,5 :PRINT " (3) .... Impresion en papel de parametros de la planta"
780 LOCATE 19,5 :PRINT " (4) .... AL MENU ANTERIOR ":GOTO 810
790 POKE 160,0:CMD$=INKEY$:IF CMD$="" THEN 790
800 RETURN
810 GOSUB 790:OPCION1=VAL(CMD$):IF OPCION1<1 OR OPCION1>4 THEN BEEP :GOTO 810
820 ON OPCION1 GOTO 830,12120,12110,490
830 CONTOP=0
840 IF CMD$=" " THEN CLS:CONTROL$="VERDAD":GOTO 1970
850 SENAL=3:CLS :LOCATE 5,1 : PRINT "variacion de la eficiencia de la planta con
el cambio de cualesquiera de los siguientes parametros ",:COLOR 0,7:PRINT "UNI
DADES":A$:COLOR 7,0
860 COLOR 0,7:LOCATE 8,1: PRINT "          caldera          turbina          cond
ensador          tren de alimentacion":COLOR 7,0
870 LOCATE 10,1 :PRINT "(1) presion a la          (4)eficiencia          (7)presion de
(8) numero y tipo"
880 LOCATE 11,1 :PRINT "          salida caldero          condensacion
calentadores"

```

```

890 LOCATE 12,1 :PRINT "(2) temperatura      (5)presion de
900 LOCATE 13,1 :PRINT " salida caldero      extraccion "
910 LOCATE 14,1 : PRINT "(3) exeso de aire    (6)carga "
920 LOCATE 16,1:PRINT "PRESIONE ¡ESC¿ PARA IR AL MENU ANTERIOR ó PRESIONE EL NUM
ERO DEL PARAMETRO      A CAMBIAR"
930 CONTROL$="FALSO"
940 IF CONTOP>0 THEN 950 ELSE GOSUB 790
950 IF SENAL3=3 THEN SENAL3=0:GOSUB 1000:GOTO 840
960 CONTOP=CONTOP+1 :IF ASC(CMD$)=27 THEN 740
970 OPCION2=VAL(CMD$):ON OPCION2 GOSUB 1010,1030,1040,1050,1070,1110,1120,1130
980 IF OPCION2<=0 OR OPCION2>8 THEN BEEP:GOSUB 790:GOTO 970
990 GOTO 840
1000 LOCATE 25,3:COLOR 0,7:PRINT " PRESIONE BARRA ESPACIADORA PARA EJECUTAR O ES
COJA OTRO PARAMETRO ";:COLOR 7,0:GOSUB 790:RETURN
1010 LOCATE 20,4:INPUT " INGRESE NUEVA PRESION DE CALDERA ==>","PCAL:GOSUB 10
00
1020 RETURN
1030 LOCATE 20,4:INPUT "INGRESE NUEVA TEMPERATURA DE CALDERA ==>","TCAL:GOSUB 100
0:RETURN
1040 LOCATE 20,4:INPUT "INGRESE EL NUEVO EXESO DE AIRE PARA COMBUSTION ¡¿==>","E
XEAIR :GOSUB 1000:RETURN
1050 LOCATE 20,4:INPUT "INGRESE NUEVA EFICIENCIA DE TURBINA ¡¿ ==>","NT:GOSUB 10
00:RETURN
1060 LOCATE 18,1:PRINT "### recuerde que la numeracion de calentadores es de baj
a a alta presion ###"
1070 FOR I=NE TO 1 STEP -1
1080 LOCATE 19,4:PRINT "PRESION ACTUAL DE LA EXTRACCION #";:PRINT USING "#, => #
##.##";I,PE(I)
1090 INPUT "NUEVA PRESION DE LA EXTRACCION =>","PE(I)
1100 NEXT I:GOSUB 1000:RETURN
1110 LOCATE 20,4:INPUT " INGRESE EL NUEVO VALOR DE CARGA ¡¿==>","CARGA:GOSUB
1000:RETURN
1120 LOCATE 20,4:INPUT "INGRESE NUEVA PRESION DE CONDENSACION ¡pulg. de Hg¿==>","
PCOND:PCOND=PCOND*.4911:GOSUB 1000:RETURN
1130 GOTO 1620
1140 GOSUB 1000: IF CONTROL$<>"falso" THEN 840
1150 ***** MENU DE SISTEMA DE UNIDADES *****
1160 CLS:COLOR 0,7
1170 IF CLAVE1$="2" THEN LOCATE 8,13:PRINT SIMUL1$:GOTO 1190
1180 LOCATE 8,13 :PRINT SIMUL2$
1190 LOCATE 14,13: PRINT " SELECCIONE EL SISTEMA DE UNIDADES "
1200 LOCATE 15,13: PRINT " INGLESAS (BTU,PSIa,lbm,°F).....1 "
1210 LOCATE 16,13: PRINT " SISTEMA INTERNACIONAL (Kcal,KPa o Kgf,kgm,°C).....2 "
1220 COLOR 0,7:LOCATE 25,38:PRINT "DIGITE SU OPCION==>";:COLOR 7,0: PRINT " ";
1230 SENAL2$=" "
1240 POKE 160,0
1250 CMD$=INKEY$: IF CMD$="" THEN 1250
1260 IF CMD$="2" THEN US$="SI":A$="DEL S.I.":GOTO 1290
1270 IF CMD$="1" THEN US$=" ":A$="INGLESAS":GOTO 1330
1280 BEEP: GOTO 1220
1290 CLS:PRINT " Ud. ha escogido el SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES"

```

```

1300 PRINT "      Los valores de PRESION le gustaria ingresarlos en:"
1310 PRINT "      ";:COLOR 0,7:PRINT "1";:COLOR 7,0:PRINT " Kg/cm2  o  "
;:COLOR 0,7:PRINT "2";:COLOR 7,0:PRINT " KPa."
1320 GOSUB 790:UNID=VAL(CMD$):IF UNID<1 OR UNID>2 THEN BEEP:GOTO 1320
1330 CLS
1340 '***** INGRESO DE DATOS PARA SIMULACION DE LA PLANTA *****
1350 CONT5=0
1360 LOCATE 2,1 :PRINT " INGRESE LOS SIGUIENTES VALORES DE OPERACION DE LA PLANT
A EN UNIDADES ";:COLOR 0,7:PRINT A$:COLOR 7,0
1370 LOCATE 3,2: PRINT "Y PRESIONE ;ENTER;"
1380 IF CLAVE1$="2" THEN LOCATE 5,5:LINE INPUT "CAPACIDAD DE GENERACION DE LA PL
ANTA EN ;Kw;=>",KW$:KW=VAL(KW$)
1390 GOTO 1420
1400 IF KW<=0 OR KW>500000! THEN GOSUB 1410:GOTO 1380:ELSE GOTO 1420
1410 BEEP:LOCATE 25,5:COLOR 0,7 :PRINT "VALOR FUERA DE RANGO ESTIMABLE";:COLOR 7
,0:FOR I=1 TO 2000:NEXT I:LOCATE 25,5:PRINT "
";
RETURN
1420 LOCATE 7,5: LINE INPUT " PORCENTAJE DE CARGA DE OPERACION DE LA PLANTA ;%;=
=>", CARGA$:CARGA=VAL(CARGA$)
1430 IF CARGA<=0 OR CARGA>126 THEN GOSUB 1410:GOTO 1420
1440 LOCATE 9,5 :LINE INPUT " PRESION DE CALDERA==>", PCAL$:PCAL=VAL(PCAL$)
1450 IF PCAL<=25 OR PCAL>3000 THEN GOSUB 1410:GOTO 1440
1460 PRESS=PCAL:NUM=25:GOSUB 4940:CONT5=0: TSAT=INT(TSAT)
1470 LOCATE 11,5 :LINE INPUT " TEMPERATURA DE SALIDA DE CALDERA==>",TCAL$:TCAL=V
AL(TCAL$)
1480 IF TCAL<=TSAT THEN COLOR 0,7:LOCATE 13,5:PRINT "TEMP. DE VAPOR HUMEDO.  RE
INGRESAR TEMP >";TSAT:COLOR 7,0:GOTO 1470
1490 US$=" "
1500 LOCATE 13,5:LINE INPUT " PRESION DEL CONDENSADOR ==> " ,PC
OND$:PCOND=VAL(PCOND$)
1510 IF PCOND <=0 OR PCOND>28 THEN GOSUB 1410:GOTO 1500
1520 LOCATE 15,5:LINE INPUT " TEMPERATURA AMBIENTAL ==>",TA$:TAMB=VAL(TA$)
1530 IF TAMB <=-20 OR TAMB>120 THEN GOSUB 1410:GOTO 1520
1540 LOCATE 17,5:LINE INPUT " HUMEDAD RELATIVA ;%;=>",HR$:HR=VAL(HR$)
1550 IF HR <=0 OR HR>100 THEN GOSUB 1410:GOTO 1540
1560 LOCATE 20,5 :PRINT "ESTAN CORRECTOS TODOS LOS VALORES INGRESADOS ;S/N;"
1570 POKE 160,0
1580 CMD$=INKEY$: IF CMD$="" THEN 1580
1590 IF CMD$="s" OR CMD$="S" THEN 1630
1600 IF CMD$="n" OR CMD$="N" THEN 1330
1610 BEEP: GOTO 1560
1620 '***** INGRESO DE DATOS DE EXTRACCIONES *****
1630 CLS
1640 LOCATE 1,5:PRINT"INGRESE LAS PRESIONES DE CADA EXTRACCION Y PRESIONE ;RETUR
N;"
1650 LOCATE 3,5 :PRINT "INGRESE VALORES DE DIFERENCIA TERMINAL DE TEMPERATURA DE
CADA CALENTADOR";:COLOR 0,7:PRINT " DTT";:COLOR 7,0
1660 IF CLAVE1$="2" THEN LOCATE 2,5:PRINT "INGRESE ADEMAS EL TIPO DE PRECALENTAD
OR
";:COLOR 0,7:PRINT "A";:COLOR 7,0:PRINT "BIERTO
";:COLOR 0,7:P
RINT "C";:COLOR 7,0:PRINT "ERRADO"
1670 LOCATE 5,5:PRINT "LOS CALENTADORES VAN DE ALTA A BAJA PRESION NUMERADOS DEF
ORMA DESCENDENTE"
1680 LOCATE 7,20:INPUT" NUMERO DE EXTRACCIONES A USAR ==>",NE
1690 IF NE>10 AND CLAVE1$="3" THEN PRINT "LA TURBINA DE ESTA PLANTA NO PERMITE T
ANTAS EXTRACCIONES":BEEP:GOTO 1630

```

```

1700 CONT1=0:COLUM=1 : PE(NE+1)=PCAL
1710 FOR N=NE TO 1 STEP -1
1720 LOCATE 9+CONT1,COLUM:COLOR 0,7:PRINT " EXTRACCION #";N;:COLOR 7,0
1730 LOCATE 10+CONT1,COLUM:LINE INPUT "PRESION ==>",PE$(N):PE(N)=VAL(PE$(N))
1740 IF PE(N)<=PCOND OR PE(N)>PE(N+1) THEN GOSUB 1410 :GOTO 1730
1750 IF CLAVE1$="3" THEN 1810
1760 IF CLAVE1$="2" THEN LOCATE 11+CONT1,COLUM:PRINT "TIPO=>";TIPO$(N)=INKEY$:
IF TIPO$(N)="" THEN 1760 ELSE 1770
1770 IF TIPO$(N)="A" OR TIPO$(N)="C" OR TIPO$(N)="a" OR TIPO$(N)="c" THEN 1790
1780 BEEP:GOTO 1760
1790 PRINT TIPO$(N)
1800 IF TIPO$(N)="A" OR TIPO$(N)="a" THEN 1830
1810 LOCATE 12+CONT1,COLUM:LINE INPUT"DTT ==>",DTT$(N):DTT(N)=VAL(DTT$(N))
1820 IF DTT(N)<0 OR DTT(N)>10 THEN GOSUB 1410:GOTO 1810
1830 IF NE<>4 OR CLAVE1$="2" THEN EFI(N)=.85:EFI(0)=.85
1840 CONT1=CONT1+4:IF CONT1>12 AND NE>7 THEN COLUM=63:CONT1=0:GOTO 1860
1850 IF CONT1>12 THEN COLUM=30 :CONT1=0
1860 NEXT N
1870 LOCATE 25,5 :PRINT "ESTAN CORRECTOS TODOS LOS VALORES INGRESADOS iS/N¿";
1880 POKE 160,0
1890 CMD$=INKEY$: IF CMD$="" THEN 1890
1900 IF CMD$="s" OR CMD$="S" THEN 1930
1910 IF CMD$="n" OR CMD$="N" THEN 1630
1920 BEEP: GOTO 1870
1930 CONT5=0
1940 IF CONTROL$="FALSO" THEN CLS:SENAL3=3:GOTO 850
1950 MEJE=500:HAMB=38:CP=.51:E=.1:K=.087:HO=.18*10^.33:D=6:LONG=35
1960 '***** CALCULO DE LAS EFICIENCIAS DE CADA ETAPA DE EXPANSION *****
1970 IF A$="DEL S.I." THEN GOSUB 10350
1980 IF CLAVE1$="3" AND OPCION2=6 THEN 2010
1990 IF CLAVE1$="2" THEN 2230
2000 IF CONTROL$="verdad" THEN 2330
2010 PEJE=7.86:PRESS=PEJE:NUM=2:GOSUB 4940:HEJEO=HF
2020 DRAINC=.091*CARGA-1.4
2030 IF CARGA >=0 AND CARGA<=49 THEN 2040 ELSE 2100
2040 EFI(4)=.002*CARGA+.5936:VPS1=-90+3.6*CARGA : VPS2=250+32*CARGA
2050 EFI(3)=.9523-(CARGA*.00124):HVPS=1348+.56*CARGA: HSEALD=1376.01-4.7*CARGA
2060 EFI(2)=.7779+(CARGA*.004704): DELTAH=23.5-.276*CARGA:MAH=200+97.6*CARGA
2070 EFI(1)=.9036-(CARGA*.001216):PAH=12.6+1.056*CARGA:NT=.875+.00096*CARGA
2080 EFI(0)=.7515+(CARGA*.002244)
2090 GOTO 2230
2100 IF CARGA >=50 AND CARGA<=74 THEN 2110 ELSE 2170
2110 EFI(4)=.002*CARGA+.5936:VPS1=-130+4.4*CARGA:VPS2=30+36.4*CARGA
2120 EFI(3)=1.0139-(CARGA*.002356):HVPS=1316+1.2*CARGA:MAH=5640-11.2*CARGA
2130 EFI(2)=1.0913-(CARGA*.002716):PAH=78.2-.256*CARGA:HSEALD=927.79+4.2*CARGA
2140 EFI(1)=.8684-(CARGA*.000512):DELTAH=15.9-.124*CARGA:NT=.885+.00076*CARGA
2150 EFI(0)=.7991+(CARGA*.00192)
2160 GOTO 2230

```

```

2170          IF CARGA >=75 THEN 2180 ELSE 2330
2180 EFI(4)=.811-(CARGA*.000616):VPS1=20+2.4*CARGA:VPS2=-120+38.4*CARGA
2190 EFI(3)=.902-(CARGA*.000864):HVPS=1313+1.12*CARGA:MAH=6960-28.8*CARGA
2200 EFI(2)=.745+(CARGA*.00111):PAH=126.2-.896*CARGA:HSEALO=917.36-4.3*CARGA
2210 EFI(1)=.686+(CARGA*.00192):DELTAH=9.890001-.044*CARGA :NT=.927+.0002*CARGA
2220 EFI(0)=1.054-(CARGA*.0021)
2230 DEF FNDELTA(D,W,V)=((3.36*10^(-4))*(.0055*(1+((36/D)+1)^.33))*W*V)/(D^5)
2240 DEF FNM (P)=3.32*LOG(P)-10
2250 DEF FNN (T)=.005*T-4
2260 DEF FNF (M,N)=.343+.071*M-.043*N-.058*M*N+.028*M*M+.041*N*N
2270 DEF FNCDEF (W,D,F)=2.44*(W^.8/D^1.8)*F
2280 DEF FNU(D,L,E,HI)=(1/(1/((3.1416*D*L/12)*HI)+1/((3.1416*(D+E)*L/12)*HO))+LOG
((D+E)/D)/(2*3.1416*K*(L/12)))
2290 DEF FNA(D,L)=3.1416*D*L/12
2300 DEF FNDTLM(T1,T2)=(T2-T1)/(LOG((T2-TAMB)/(T1-TAMB)))
2310 DEF FNG(U,A,DTLM)=U*A*DTLM
2320 MO=116+71.16001*CARGA
2330 '***** DESARROLLO DE LA SIMULACION DE LA CENTRAL *****
2340 '***** FUNCION QUE CALCULA LA PERDIDA DE PRESION EN TUBERIAS *****
2350 CLAVE=0
2360 O=0+1
2370 PRESS=PCAL:TEMP=TCAL
2380 'datos de tuberia principal
2390 D=6: LONG=45
2400 NUM=29
2410 GOSUB 4940
2420 IF CARGA<=49 THEN NT=.875+.00096*CARGA
2430 IF CARGA>=50 AND CARGA<=74 THEN NT=.885+.00076*CARGA
2440 IF CARGA >=75 THEN NT=.927+.0002*CARGA
2450 IF CLAVE1$="3" THEN KW=33000!
2460 W=8.16*(KW*CARGA/100)+5740
2470 CAIDA = FNDELTA(D,W,V)*LONG/100
2480 CLS
2490 PTURBO=PCAL-CAIDA
2500 '*****
2510 IF CLAVE1$="3" THEN WT=1126950!*CARGA:GOTO 2530
2520 BTU=KW*1000/.2931:WT=BTU*CARGA*NT/100
2530 '*****
2540 '***** CALCULO DE LA CAIDA DE TEMPERATURA EN TUBERIAS *****
2550 QASU=W*CP*(10)
2560 TASU=TCAL-QASU/(W*CP)
2570 M=FNM(PTURBO):N=FNN(TASU)
2580 IF PCAL<200 THEN F=.244+.000132*(TASU-327)
2590 F=FNF(M,N)
2600 HI=FNCDEF(W,D,F)
2610 A=FNA(D, LONG):U=FNU(D, LONG,E,HI)
2620 DTLM=FNDTLM(TCAL, TASU)
2630 Q=FNG(U,A,DTLM)
2640 IF ABS(Q-QASU)/Q<.05 THEN GOTO 2660 ELSE QASU=Q
2650 GOTO 2560

```

```

2660 TASU=TCAL-Q/W/CP:NUM=27
2670 PRESS=PCAL:TEMP=TCAL:GOSUB 4940
2680 HCAL=H
2690 '***** CALCULO DE PROPIEDADES A LA ENTRADA DE LA TURBINA *****
2700 PTURBO=PCAL-CAIDA:TTURBO=TASU
2710 PRESS=PTURBO:TEMP=TTURBO
2720 GOSUB 4940
2730 HTURBO=H
2740 NUM=28
2750 HEJEI=HTURBO
2760 GOSUB 4940
2770 STURBO=S
2780 NUM=35
2790 PRESS=PCOND
2800 ENTR=STURBO
2810 GOSUB 4940
2820 HCI=H
2830 '***** CALCULO DE LAS ENTALPIAS FINALES REALES DE CADA EXPANSION *****
2840 CLS
2850 HER(NE+1)=HTURBO:SE(NE+1)=STURBO
2860 PE(0)=PCOND
2870 HUMEDO$="NO"
2880 FOR N=NE TO 0 STEP -1
2890 NUM=35
2900 PRESS=PE(N):ENTR=SE(N+1)
2910 GOSUB 4940
2920 HE(N)=H
2930 NUM=25
2940 GOSUB 4940
2950 TSATEX(N)=TSAT
2960 HER(N)=HER(N+1)*(1-EFI(N))+EFI(N)*HE(N)
2970 IF HUMEDO$="SI" THEN 3040
2980 NUM=31
2990 ENTH=HER(N)
3000 GOSUB 4940
3010 TE(N)=T
3020 IF TE(N)<=TSAT THEN 3040
3030 GOTO 3200
3040 TE(N)=TSATEX(N):NUM=2
3050 GOSUB 4940
3060 NUM=10
3070 GOSUB 4940
3080 HFG=HG-HF
3090 CAL(N)=(HER(N)-HF)/HFG
3100 NUM=4
3110 GOSUB 4940
3120 NUM=12
3130 GOSUB 4940
3140 SF6=S6-SF
3150 SE(N)=SF+CAL(N)*SF6

```

```

3160 IF HUMEDO$="SI" THEN 3180
3170 HU=N
3180 HUMEDO$="SI":LOCATE N+10,5:PRINT "LA EXTRACCION #";N;"ES VAPOR HUMEDO"
3190 GOTO 3240
3200 TEMP=TE(N)
3210 NUM=28
3220 GOSUB 4940
3230 SE(N)=S
3240 NEXT N
3250 NUM=25:HUMEDO$="NO"
3260 '***** CALCULO DE ENTALPIA DE SALIDA DEL CONDENSADOR *****
3270 PRESS=PCOND
3280 GOSUB 4940
3290 TCOND=TSAT
3300 IF CLAVE1$="2" THEN TA(0)=TCOND
3310 NUM=1
3320 TEMP=TCOND
3330 GOSUB 4940
3340 HCONDO=HF
3350 CLAVE=0:CLAVE5=0:CONT7=0:ACUM3=0:DELTAH2=0
3360 '***** CALCULO DE LAS MASAS POR METODO DE TANTEO *****
3370 IF NE=0 THEN 4580
3380 ACUM2=0:ACUM1=0:DELTAH1=0:CONT6=0
3390 CLS:NUM=2
3400 IF CLAVE1$="2" OR CLAVE=0 THEN 3560
3410 CLAVE=0
3420 NUM=2 :FOR I=NE TO 1 STEP -1:PRESS=PEP(I):GOSUB 4940: HC(I)=HF:NUM=25:GOSUB
4940:TESAT(I)=TSAT
3430 PSUCC=HC(I):PBOMBA=PCAL+500
3440 IF I<3 THEN PRESION=PSUCC ELSE PRESION=PBOMBA
3450 TA(I)=TESAT(I)-DTT(I):NUM=32:PRESS=PRESION:TEMP=TA(I):GOSUB 4940: HA(I)=H
3460 NEXT I
3470 MEXT(4)=(MQ*(HA(4)-HA(3)))/(HER(4)-HC(4)):MAGUA(4)=MQ
3480 M13=(MQ*(HA(3)-HEE)-MEXT(4)*(HC(4)-HC(3)))/(H113-HC(3)):MAGUA(3)=MQ
3490 IF CARGA <=50 THEN MAH1=0 ELSE MAH1=MAH
3500 MEXT(3)=M13-VPS2+MAH1
3510 MEXT(2)=(MB*(HA(2)-HA(1))-MD*(HC(3)-HC(2)))/(HER(2)-HC(2)+HA(2)-HA(1)):MAGU
A(2)=MB
3520 M11=(MB*(HA(1)-HA(0))-MAH*(HA0-HC(1)))/(H11-HC(1)):MAGUA(1)=MB
3530 MEXT(1)=M11-VPS1
3540 FOR I=NE TO 1 STEP -1 :XEXT(I)=MEXT(I)/W:NEXT I
3550 GOTO 3870
3560 CLAVE=1
3570 FOR I=NE TO 1 STEP -1
3580 PRESS=PE(I): GOSUB 4940:HC(I)=HF

```

```

3590 PSUCC=HC(I);PBOMBA=PCAL+500
3600 IF I<3 THEN PRESION=PSUCC ELSE PRESION=PBOMBA
3610 NUM=25;GOSUB 4940; TESAT(I)=TSAT;TA(I)=TESAT(I)-DTT(I);NUM=32;PRESS=PBOMBA;
TEMP=TA(I);GOSUB 4940;HA(I)=H
3620 NEXT I
3630 IF CLAVE1$="3" THEN HA(0)=((W*HCONDO+MEJE*HEJEI-MEJE*HEJED)/W)*1.18; ELSE H
A(0)=HCONDO
3640 IF CLAVE1$="2" THEN 3750
3650 M=W;ACUM2=0
3660 FOR I=NE TO 1 STEP -1
3670 ACUM2=ACUM2+MEXT(I+1)
3680 IF CLAVE1$="3" AND I=1 THEN ACUM3=ACUM2
3690 IF CLAVE1$="3" AND I<=2 THEN M=W-ACUM2
3700 IF CLAVE1$="3" AND I=2 THEN DELTAH2=(HA(2)-HA(1))
3710 MEXT(I)=(M*(HA(I)-HA(I-1))-(ACUM2-ACUM3)*(HC(I+1)-HC(I)))/(HER(I)-HC(I)+DEL
TAH2)
3720 XEXT(I)=MEXT(I)/W
3730 NEXT I
3740 GOTO 3870
3750 MEXT(NE+1)=0;ACUM6=0;ACUM7=0;ACUM5=0
3760 FOR N=NE TO 1 STEP-1
3770 ACUM5=ACUM5+MEXT(N+1);CLAVE5=0
3780 IF N=NE AND (TIPO$(N)="C" OR TIPO$(N)="c") THEN MEXT(N)=(W*(HA(N)-HA(N-1))
/(HER(N)-HC(N)); ACUM6=ACUM6+MEXT(N);MAGUA(N)=W;GOTO 3860
3790 IF N=NE THEN MEXT(N)=(W*(HA(N)-HA(N-1)))/(HER(N)-HA(N-1));ACUM7=ACUM7+MEXT(
N);MAGUA(N)=W;GOTO 3860
3800 IF TIPO$(N)="C" OR TIPO$(N)="c" THEN MEXT(N)=((W-ACUM7)*(HA(N)-HA(N-1))-ACU
M6*(HC(N+1)-HC(N)))/(HER(N)-HC(N)); ACUM6=ACUM6+MEXT(N);MAGUA(N)=W-ACUM7;ACUM7=0
;GOTO 3820
3810 MEXT(N)=((W-ACUM5)*(HA(N)-HA(N-1))-ACUM6*(HC(N+1)-HA(N)))/(HER(N)-HA(N-1));
MAGUA(N)=W-ACUM5;ACUM6=0;ACUM7=0
3820 FOR I=N TO NE
3830 IF TIPO$(I)="A" OR TIPO$(I)="a" THEN CLAVE5=1
3840 IF CLAVE5=1 THEN ACUM7=ACUM7+MEXT(I)
3850 NEXT I
3860 XEXT(N)=MEXT(N)/W;NEXT N
3870 MM=W;ACUM1=0;DELTAH1=0
3880 PRINT "mm=";MM
3890 FOR I=NE TO 0 STEP -1
3900 ACUM1=ACUM1+XEXT(I+1)
3910 DELTAH1=DELTAH1+(HER(I+1)-HER(I))*(1-ACUM1)
3920 NEXT I
3930 MTURBO=WT/(NT*DELTAH1)
3940 IF CLAVE1$="2" THEN W=MTURBO;GOTO 3960
3950 W=MTURBO+MEJE+MO
3960 CONT6=CONT6+1
3970 ERROR1(CONT6)=ABS(W-MM)/W
3980 ERROR1(0)=1
3990 IF ERROR1(CONT6)>ERROR1(CONT6-1) AND CONT6>1 THEN PRINT "la funcion no conv
erge ^^^";STOP
4000 IF ERROR1(CONT6)<.03 AND CLAVE1$="3" THEN CLAVE=1;CONT7=CONT7+1;GOTO 4030

```

```

4010 IF ERROR1(CONT6)<.03 AND CLAVE1$="2" THEN 4040
4020 IF CLAVE1$="2" THEN 3750
4030 '***** CALCULO DE LA MASA AL CONDENSADOR *****
4040 HCONDI=HER(0)
4050 MCOND=MTURBO-MEXT(1)-MEXT(2)-MEXT(3)-MEXT(4)
4060 IF CLAVE1$="2" THEN 4580
4070 NUM=25
4080 '
4090 '***** CALCULOS DE LOS PARAMETROS DEL TREN DE ALIMENTACION *****
4100 '***** DE LA CENTRAL ING. ANIBAL SANTOS *****
4110 NUM =29
4120 FOR I=NE TO 1 STEP -1
4130 NUM=29:D=6:L(I+4)=15:L(1)=4:L(2)=27:L(3)=150:L(4)=380
4140 IF CAL(I)=0 THEN 4160
4150 NUM=22:PRESS=PE(I):QUAL=CAL(I):GOSUB 4940:GOTO 4170
4160 PRESS=PE(I):TEMP=TE(I):GOSUB 4940
4170 M=MEXT(I):LONG=L(I):CAIDA=FDELTA(D,M,V)*LONG/100
4180 PEP(I)=PE(I)-CAIDA
4190 NUM=2:PRESS=PEP(I):GOSUB 4940
4200 HC(I)=HF
4210 NEXT I
4220 IF CLAVE1$="3" THEN H8=HC(4):H7=HC(3):H6=HC(2):HID=HC(1)
4230 NUM=2
4240 PRESS=PAH
4250 GOSUB 4940
4260 HAH0=HF
4270 HSEAL0=1352.15
4280 NUM=25: PRESS=PEJE: GOSUB 4940:TEJED=T
4290 H11=(MEXT(1)*HER(1)+VPS1*HSEAL0)/(MEXT(1)+VPS1)
4300 H113=(VPS2*(HVPS)+MEXT(3)*HER(3))/(VPS2+MEXT(3))
4310 NUM=31: PRESS=PEP(3):ENTH=H113:GOSUB 4940 : T113=T
4320 PRESS=PEP(1):ENTH=H11:GOSUB 4940: T11=T
4330 GOTO 4360
4340 CLS
4350 END
4360 IF CLAVE1$="2" THEN 4580
4370 M113=VPS2+MEXT(3)
4380 M13=M113-MAH
4390 MD=MEXT(4)+M13
4400 MC=MEXT(2)+MD
4410 M11=MEXT(1)+VPS1
4420 ME = M11+MAH
4430 MB = MCOND+MEJE+ME+MO
4440 MQ=MB+MC
4450 HB=(MB*HCONDO+MEJE*HEJEI-MEJE*HEJED)/MB
4460 NUM=34:PRESS=INT(HB):ENTH=HB:GOSUB 4940
4470 TB=T:TA(0)=TB+DRAIN
4480 TEMP=TA(0):NUM=32:GOSUB 4940:HA(0)=H
4490 H5=(MB*HB+ME*HID-MB*HA(0))/ME
4500 HE=(MC*HC(2)+MB*HA(2))/MQ
4510 HEE=HE+DELTAH
4520 IF CONT7=1 THEN 4540

```

```

4530 GOTO 3360
4540 NUM=34
4550 PRESS=PBOMBA:ENTH=HEE:GOSUB 4940
4560 TEE=T
4570 PRESS=HE:ENTH=HE:GOSUB 4940: TE=T
4580 '***** MODELAJE DE LA CALDERA *****
4590 '***** CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA CALDERA SEGUN ASTM *****
4600 CARBON=.865:HIDROG=.125:OXIG=0:AZUFR=.1:MEZCLA=0:NITROG=0:T60=350:RADPE=0:D
UTY=150:ETC=0
4610 IF CONTROL$(<)"FALSO" THEN EXEAIR =20
4620 HHV=14500*CARBON+62000*(HIDROG-.125*OXIG)+4000*AZUFR:LHV=HHV-9270*HIDROG-1
110*MEZCLA
4630 SVP=.08+281*10^-9*TAMB^3.25:MEZAIR=.00622*HR*SVP/(14.7-.01*HR*SVP)
4640 AIRT=11.53*CARBON+34.3*(HIDROG-.125*OXIG)+4.29*AZUFR:G=8.939999*HIDROG+.01*
AIRT*EXEAIR*MEZAIR+MEZCLA
4650 L1=24*(AIRT*(1+.01*EXEAIR)*(1+MEZAIR)+1-G)*(T60-TAMB)/HHV:L2=100*(9*HIDROG+
MEZCLA)*(1080+.46*T60-TAMB)/HHV
4660 L3=46*MEZAIR*AIRT*(1+.01*EXEAIR)*(T60-TA)/HHV:L4=10^(.62-.1824*LOG(DUTY)):L
4=.5*(RADPE+L4+ABS(RADPE-L4))
4670 EFICA=100-(L1+L2+L3+L4+ETC):EFICB=EFICA*HHV/LHV
4680 '
4690 MCOMB=M0*(HCAL-HG6)*100/(EFICA*HHV)
4700 IF CLAVE1$="2" THEN MCOMB=M*(HCAL-HA(NE))*100/(EFICA*HHV)
4710 J=778
4720 NUM=6:PRESS=PCOND:GOSUB 4940
4730 VEC=VF
4740 IF CLAVE1$="2" THEN 4760
4750 EFIPLAN=((MTURBO*((HER(5)-HER(4))+(1-XEXT(4))*(HER(4)-HER(3)))+(1-XEXT(4)-X
EXT(3))*(HER(3)-HER(2))+(1-XEXT(4)-XEXT(3)-XEXT(2))*(HER(2)-HER(1))+(1-XEXT(4)-X
EXT(3)-XEXT(2)-XEXT(1))*(HER(1)-HCONDI))-(VEC*(PCAL-PEP(2)))/J)/(M*(HCAL-HA(4)
))*100
4760 SUM1=0:WORKT=0
4770 FOR N=NE TO 0 STEP -1
4780 WORKT=WORKT+((1-SUM1)*(HER(N+1)-HER(N)))
4790 SUM1=SUM1+XEXT(N)
4800 NEXT N
4810 WORKT=WORKT*MTURBO
4820 J=778:WORKP=M*(VEC*(PCAL-PCOND)*144)/J
4830 QA=(M*(HCAL-HA(NE)))
4840 EFITER=(WORKT-WORKP)/QA*100:IF CLAVE1$="2" THEN EFIPLAN=EFITER
4850 SUMA2=0
4860 FOR I=1 TO NE : SUMA2=SUMA2+((HER(I)-HCONDI)*XEXT(I)*100):NEXT I
4870 HEATCOM=100*(1-((HTURBO-HA(NE))/(HTURBO-HCONDO))*(1+(SUMA2/(100*(HTURBO-HCO
NDO)-SUMA2))))
4880 REDUCC=100*(1-(QA*MTURBO/(WORKT*M))/((HER(NE+1)-HCONDO)/(HER(NE+1)-HCONDI)
))
4890 IF A$="DEL S.I." THEN GOSUB 10440
4900 IF OPTIMO=0 THEN 10570
4910 RETURN
4920 GOTO 10570
4930 STOP

```



```

10350 'subrutina para convertir variavles de entrada del SI al sist. ingles
10360 IF UNID=2 THEN PCAL=PCAL/6.894757;PCOND=PCOND/6.894757;GOTO 10380
10370 PCAL= PCAL*14.22;PCOND=PCOND*14.22
10380 TCAL=(9/5*TCAL)+32;TAMB=(TAMB*9/5)+32
10390 IF UNID=2 THEN 10420
10400 FOR I=1 TO NE :PE(I)=PE(I)*14.22;DTT(I)=DTT(I)*1.8;NEXT I
10410 RETURN
10420 FOR I=1 TO NE :PE(I)=PE(I)/6.894757;DTT(I)=DTT(I)*1.8;NEXT I
10430 RETURN
10440 'SUBRRUTINA PARA CONVERTIR VARIABLES DE SALIDA DEL SIST. INGLES AL S.I.
10450 IF UNID=1 THEN CONV=1/14.22 ELSE CONV=6.894757
10460 PCAL=PCAL*CONV;PTURBO=PTURBO*CONV;PEJE=PEJE*CONV;PCOND=PCOND*CONV
10470 FOR I=1 TO NE :PE(I)=PE(I)*CONV;PEP(I)=PEP(I)*CONV;NEXT I
10480 TCAL=(TCAL-32)*5/9;TTURBO=(TTURBO-32)*5/9;TA=(TA-32)*5/9;TEJEO=(TEJEO-32)*
5/9
10490 FOR I=1 TO NE :TE(I)=(TE(I)-32)*5/9;DTT(I)=DTT(I)/1.8
10500 TA(I)=(TA(I)-32)*5/9;TE(I)=(TE(I)-32)*5/9
10510     NEXT I
10520 HCAL=HCAL/1.8;HTURBO=HTURBO/1.8;HCONDI=HCONDI/1.8;HCONDO=HCONDO/1.8;HE=HE/
1.8;HFF=HFF/1.8;HGG=HGG/1.8;HEE=HEE/1.8
10530 FOR I=1 TO NE :HER(I)=HER(I)/1.8;HA(I)=HA(I)/1.8;HC(I)=HC(I)/1.8;NEXT I
10540 FOR I=1 TO NE :MEXT(I)=MEXT(I)/2.2;MAGUA(I)=MAGUA(I)/2.2; NEXT I;MCOMB=MCO
MB/2.2;MCOND=MCOND/2.2;MB=MB/2.2;MC=MC/2.2;MD=MD/2.2;MQ=MQ/2.2
10550 W=W/2.2;MTURBO=MTURBO/2.2;TCOND=(TCOND-32)*5/9
10560 RETURN
10570 SENAL=5;IF CONTROL$="falso" THEN SENSOR=0
10580 CONTROL$="cierto"
10590 '***** DIAGRAMA DE LA PLANTA ING. ANIBAL SANTOS *****
10600 SENSOR=0
10610 CLS
10620 SENAL2$=" ":SCREEN 2
10630 KEY OFF
10640 REM TUBERIA PRINCIPAL
10650 LINE (28,7)-(200,7)
10660 LINE (28,7)-(28,30)
10670 LINE (200,7)-(200,40)
10680 REM CALDERA
10690 LINE (5,30)-(75,70),,B
10700 REM TURBINA
10710 LINE (200,30)-(500,15)
10720 LINE (200,40)-(500,55)
10730 LINE (500,15)-(500,55)
10740 LINE (500,55)-(500,65)
10750 LINE (500,65)-(555,65)
10760 LINE (555,65)-(555,75)
10770 REM CARGA
10780 LINE (500,33)-(520,33)
10790 LINE (500,37)-(520,37)
10800 LINE (525,35)-(515,28)

```

```

10810 LINE (525,35)-(515,42)
10820 REM CONDENSADOR
10830 LINE (525,25)-(580,45),,B
10840 PAINT (526,26),1
10850 LOCATE 5,68:PRINT"CARGA"
10860 LINE (500,75)-(610,95),,B
10870 PI=3.1415927#
10880 CIRCLE (500,85),25,,PI/2,3*PI/2
10890 CIRCLE (610,85),25,,3*PI/2,PI/2
10900 LINE (515,95)-(595,103),,B
10910 LINE (555,103)-(555,150)
10920 REM BOMBA DE CONDENSADO
10930 CIRCLE (555,150),10
10940 IF CLAVE1#="3" OR NE=0 THEN LINE (555,154)-(30,154)
10950 IF CLAVE1#="3" THEN 11230
10960 REM ***** CALENTADORES *****
10970 ESPA=INT(305/NE)
10980 FOR G=NE TO 1 STEP -1
10990 XX1=201+(NE-G)*ESPA
11000 XX2=XX1+INT(ESPA/2)
11010 YY1=143:YY2=164
11020 LINE (XX1,YY1)-(XX2,YY2),,B
11030 IF TIPO$(G)="A" OR TIPO$(G)="a" THEN PAINT (XX1+1,YY1+1),1
11040 XTU(G)=XX1:X66=XTU(NE):LINE (30,154)-(X66,154)
11050 IF G=1 AND (TIPO$(1)="A" OR TIPO$(1)="a") THEN LINE (XX2,154)-(555,154):GOTO
11070
11060 IF G=1 THEN LINE (XX1,154)-(555,154)
11070 IF TIPO$(G)="A" OR TIPO$(G)="a" THEN LINE (XX2,154)-(XX2+ESPA/2,154):GOTO
11090
11080 LINE (XX1,154)-(XX1+ESPA,154)
11090 ESPA2=INT(15/NE)
11100 XL1=(XX1+((XX2-XX1)/2))
11110 YL1=143
11120 XL2=XL1
11130 YL2=40+(ESPA2*(NE-G))
11140 LINE (XL1,YL1)-(XL2,YL2)
11150 DRAIN(G)=XX1+ESPA/3:XD=DRAIN(G):XDA=DRAIN(G+1):XA=XX1+ESPA/6
11160 IF TIPO$(G)="C" OR TIPO$(G)="c" THEN LINE (XD,164)-(XD,180)
11170 IF TIPO$(G+1)="C" OR TIPO$(G+1)="c" THEN LINE (XA,164)-(XA,180):LINE (XDA,
180)-(XA,180)
11180 IF G=1 AND (TIPO$(1)="C" OR TIPO$(1)="c") THEN LINE (XD,180)-(610,180):LIN
E(610,180)-(610,101):LINE (610,101)-(595,101)
11190 NEXT G
11200 LINE (28,154)-(28,70):REM linea de alimentacion
11210 CIRCLE (28,154),10
11220 GOTO 11600
11230 '*****C A L E N T A D O R E S *****

```

11240 LINE (450,143)-(505,164),,B
11250 LINE (340,143)-(395,164),,B
11260 LINE (175,143)-(230,164),,B
11270 LINE (65,143)-(120,164),,B
11280 LINE (28,154)-(28,70): REM LINEA DE ALIMENTACION A LA CALDERA VERT.
11290 LINE (365,43)-(365,56)
11300 LINE (395,47)-(395,80)
11310 LINE (425,51)-(425,90)
11320 LINE (455,53)-(455,143)
11330 LINE (365,56)-(105,56)
11340 LINE (395,80)-(205,80)
11350 LINE (425,90)-(370,90)
11360 LINE (105,56)-(105,143)
11370 LINE (205,80)-(205,143)
11380 LINE (370,90)-(370,143)
11390 CIRCLE (290,154),9
11400 LINE (95,164)-(95,175)
11410 LOCATE 3,4:PRINT CHR\$(24)
11420 LOCATE 13,4:PRINT CHR\$(24)
11430 LOCATE 11,58:PRINT CHR\$(25)
11440 LOCATE 15,77:PRINT CHR\$(25)
11450 LINE (195,164)-(195,175)
11460 LOCATE 15,70:PRINT CHR\$(24)
11470 LINE (95,175)-(195,175)
11480 LINE (210,164)-(210,180)
11490 LINE (360,164)-(360,180)
11500 LINE (360,180)-(210,180)
11510 LINE (380,164)-(380,175)
11520 LINE (320,154)-(320,175)
11530 CIRCLE (320,154),3
11540 LINE (320,175)-(380,175)
11550 LINE (515,95)-(595,103),,B
11560 LINE (455,164)-(455,180)
11570 LINE (455,180)-(610,180)
11580 LINE (610,180)-(610,101)
11590 LINE (610,101)-(595,101)
11600 LOCATE 6,3: PRINT "Caldera"
11610 LOCATE 11,65: PRINT "Condensador"
11620 IF CLAVE1\$="2" THEN 11670
11630 LOCATE 19,14:PRINT "##4"
11640 LOCATE 19,28:PRINT "##3"
11650 LOCATE 19,48:PRINT "##2"
11660 LOCATE 19,61:PRINT "##1"
11670 LOCATE 5,53:PRINT"Turбина":LOCATE 25,1,0
11680 LOCATE 2,8:PRINT USING "####";PCAL;;PRINT "P"
11690 LOCATE 8,2:PRINT "mc=";;PRINT USING "####";MCOMB
11700 IF CLAVE1\$="2" THEN PROPI\$="VALORES TABULADOS": GOTO 11970
11710 LOCATE 6,20:PRINT USING "####";MEXT(4);:PRINT "M"
11720 LOCATE 7,22:PRINT USING "###";PE(4);:PRINT "P"

```

11730 LOCATE 2,27:PRINT USING "#####";MTURBO;:PRINT "M"
11740 LOCATE 9,30:PRINT USING "#####";MEXT(3);:PRINT "M"
11750 LOCATE 10,32:PRINT USING "###";PE(3);:PRINT "P"
11760 LOCATE 15,3:PRINT USING "#####";MQ;:PRINT "M"
11770 LOCATE 13,48:PRINT USING "#####";MEXT(2);:PRINT "M"
11780 LOCATE 14,50:PRINT USING "###";PE(2);:PRINT "P"
11790 LOCATE 15,61:PRINT USING "###";PE(1);:PRINT "P"
11800 LOCATE 16,59:PRINT USING "#####";MEXT(1);:PRINT "M"
11810 LOCATE 8,65:PRINT USING "##.##";PCOND;:PRINT "P"
11820 IF SENSOR=1 OR SENSOR=3 OR SENSOR=5 THEN 11840
11830 PROP$="T";PROPI$="ENTALPIAS";FF=TA(3);E=TA(2);BO=TA(1);COND=TCOND;GG=TA(4)
:SUB4=TE(4);SUB3=TE(3);SUB2=TE(2);SUB1=TE(1);CAL=TCAL :GOTO 11850
11840 PROPI$="TEMPERATURAS";PROP$="H";FF=HA(3);E=HA(2);BO=HA(1);COND=HCONDO;GG=H
A(4);CAL=HCAL;SUB1=HER(1);SUB2=HER(2);SUB3=HER(3);SUB4=HER(4)
11850 LOCATE 5,67:PRINT CARGA;:LOCATE 5,71:PRINT "% "
11860 LOCATE 14,6:PRINT USING "###";GG;:PRINT PROP$
11870 LOCATE 3,6:PRINT USING "###.#";CAL;:PRINT PROP$
11880 LOCATE 5,19:PRINT USING "###.#";SUB4;:PRINT PROP$
11890 LOCATE 8,29:PRINT USING "###.#";SUB3;:PRINT PROP$
11900 LOCATE 15,47:PRINT USING "###.#";SUB2;:PRINT PROP$
11910 LOCATE 17,58:PRINT USING "###.#";SUB1;:PRINT PROP$
11920 LOCATE 19,17:PRINT INT(FF):LOCATE 19,21:PRINT PROP$
11930 LOCATE 19,31:PRINT INT(E):LOCATE 19,35:PRINT PROP$
11940 LOCATE 19,51:PRINT INT(BO):LOCATE 19,55:PRINT PROP$
11950 LOCATE 17,71:PRINT INT(COND):LOCATE 17,75:PRINT PROP$
11960 IF CLAVE1$="2" THEN EFIPLAN=EFITER
11970 LOCATE 13,28:PRINT "EFICIENCIA=":LOCATE 13,40:PRINT USING "###.##";EFIPLAN
11980 LINE (610,101)-(595,101)
11990 LOCATE 25,1:PRINT "1 MENU PRINCIPAL          2";PROPI$;"      3 PANTALLA
PREVIA      ";:PRINT " ";
12000 SENAL2$=" ":SENAL=4
12010 POKE 160,0
12020 CMD$=INKEY$: IF CMD$="" THEN 12020
12030 IF CMD$="1" THEN 290
12040 IF CMD$="2" AND CLAVE1$="2" THEN 12120
12050 IF CMD$="2" THEN 12090
12060 IF CMD$="3" THEN CLS:SCREEN 0:ON SENAL GOTO 310,490,830,520
12070 IF CMD$="4" THEN CLS:SCREEN 0:END
12080 BEEP:GOTO 12020
12090 SENSOR=SENSOR+1
12100 GOTO 10610
12110 CHAIN "a:impreso",,ALL
12120 CLS:REM ***** SUBRRUTINA QUE CREA UNA TABLA CON LOS VALORES DE LAS PRO
PIEDADES DEL FLUIDO DE TRABAJO DEL CICLO *****
**
12130 SCREEN 0:COLOR 7,0,15
12140 LOCATE 1,5:PRINT "CAPACIDAD DE GENERACION DE LA PLANTA .....";KW
12150 LOCATE 2,5:PRINT "CARGA DE TRABAJO .....";CARGA

```

```

12160 LOCATE 3,5:PRINT "PRESION A LA SALIDA DEL CALDERO .....";PCAL
12170 LOCATE 4,5:PRINT "TEMPERATURA A LA SALIDA DEL CALDERO .....";TCAL
12180 LOCATE 5,5:PRINT "NUMERO Y DISTRIBUCION DE LOS PRECALENTADORES ..";FOR N=
NE TO 1 STEP -1 :PRINT "#";N;TIPO$(N);:NEXT N
12190 LOCATE 8,21: COLOR 0,7:PRINT "DATOS DE LA TURBINA";:COLOR 7,0
12200 LOCATE 9,24:PRINT " ENTRADA | SALIDA "
12210 LOCATE 10,5:PRINT "ENTALPIAS";:PRINT USING "      ###.# |###.#";HT
URBO;HER(0)
12220 LOCATE 11,5:PRINT "ENTROPIAS";:PRINT USING "      #.### | #.###";
STURBO;SE(0)
12230 LOCATE 12,5:PRINT "HUMEDAD";:PRINT USING "      | ##.##";C
AL(0)
12240 LOCATE 15,30:COLOR 0,7:PRINT "DATOS DEL TREN DE PRECALENTAMIENTO";:COLOR 7
,0
12250 LOCATE 16,22:PRINT "  TEMPERATURAS          ENTALPIAS          FLUJO DE AG
UA "
12260 LOCATE 17,22:PRINT " SALIDA | ENTRADA          SALIDA | ENTRADA"
12270 FOR N=NE TO 1 STEP -1 :LOCATE 18+CONT8,5:PRINT "CALENTADOR #";N;:PRINT USI
NG "      ###.# | ###.#          ###.# | ###.#          #####.#";TA(N);TA(N-1);HA(N)
;HA(N-1);MAGUA(N);:CONT8=CONT8+1:NEXT N:CONT8=0
12280 IF CONT8>7 THEN 60SUB 12300
12290 60SUB 12300
12300 LOCATE 25,1:PRINT "1 MENU PRINCIPAL          2 MAS VALORES
3 PANTALLA PREVIA";
12310 CMD$=INKEY$: IF CMD$="" THEN 12310
12320 IF CMD$="1" THEN 290
12330 IF CMD$="2" THEN 12360
12340 IF CMD$="3" THEN ON SENAL GOTO 310,490,830,520,10570
12350 RETURN
12360 CLS:LOCATE 2,30:COLOR 0,7:PRINT "DATOS DE LAS EXTRACCIONES ";:COLOR 7,0
12370 LOCATE 3,20:PRINT " PRESION | FLUJO MASICO | ENTALPIA | ENTROPIA | HUME
DAD"
12380 FOR N=NE TO 1 STEP -1:LOCATE 4+CONT9,5:PRINT "EXTRACCION #";N;:PRINT USING
"      ###.# | #####.# | ###.# | #.### | #.###";PE(N);MEXT(N);HER(N);
SE(N);CAL(N);CONT9=CONT9+1:NEXT N:CONT9=0
12390 LOCATE 6+NE,15:COLOR 0,7:PRINT "RENDIMIENTO TERMICO DEL CICLO ;%...";EFIT
ER;:COLOR 7,0
12400 LOCATE 7+NE,15:COLOR 0,7:PRINT "REDUCCION DEL CONSUMO DE CALOR ;%...";HEAT
COM;:COLOR 7,0
12410 60SUB 12300
12420 '##### SUBRRUTINA QUE GENERA UN LAZO PARA LA EVALUACION CONSECUTIVA##
12430 ' ##### DE LA SIMULACION VARIANDO LA TEMPERATURA FINAL DEL AGUA. ###
12440 CLS: PRINT " EN ESTE INSTANTE UNA SUBRRUTINA SIMULARA CONSECUTIVAMENTE EL
CICLO Y OBTENDRA"
12450 PRINT " SUS PRINCIPALES PARAMETROS DEL FUNCIONAMIENTO, LOS GRABARA EN ARC
HIVOS DE "
12460 PRINT " DATOS, DE MODO DE PODER OBSERVAR LA VARIACION DE ESTOS PARAMETROS
CON EL "

```

```

12470 PRINT " AUMENTO DE LA TEMPERATURA FINAL DEL AGUA DE ALIMENTACION, Y DE ES
TE MODO PODER"
12480 PRINT " HALLAR EL PUNTO DE OPTIMO FUNCIONAMIENTO"
12490 PRINT:PRINT " LA EVALUACION CONSECUTIVA TOMA APROXIMADAMENTE DE 20 A 30 M
IN. DEPENDIENDO DE"
12500 PRINT " EL NUMERO DE ETAPAS DE CALENTAMIENTO QUE EL CICLO TENGA, Y DURANT
E ESTE TIEMPO"
12510 PRINT " LA COMPUTADORA NO PODRA EJECUTAR NINGUNA OTRA FUNCION."
12520 PRINT :PRINT :PRINT "DESEA PROCEDER (S/N) ==>"
12530 CMD$=INKEY$:IF CMD$="" THEN 12530
12540 IF CMD$="N" OR Q1$="n" THEN 490
12550 IF CMD$="S" OR Q1$="s" THEN 12570
12560 BEEP: GOTO 12430
12570 IF A$="DEL S.I." THEN GOSUB 10350
12580 NUM=2:PRESS=PCAL: GOSUB 4940: HFCAL=HF
12590 RISE=(NE/(NE+1))*(HFCAL-HA(0))
12600 HA(NE)=HA(0)+RISE
12610 NUM=34:PRESS=PBOMBA:ENTH=HA(NE):GOSUB 4940: TA(NE)=T
12620 FINRANG=INT(TA(NE))+30:INIRANG=INT(TA(0))
12630 DATOS=CINT((FINRANG-INIRANG)/15)
12640 INIRANG=FINRANG-(DATOS*15)+30
12650 OPEN "optimum" FOR OUTPUT AS #1
12660 OPEN "data" FOR OUTPUT AS #2
12670 PSUCC=35:TFINAL=TA(NE)
12680 CLS
12690                FOR TFINAL=FINRANG TO INIRANG STEP -15
12700 OPTIMO=1:CONT4=CONT4+1
12710 NUM=32: TEMP=TFINAL:PRESS=PBOMBA:GOSUB 4940: HA(NE)=H
12720 TE(NE)=TFINAL+DTT(NE)
12730 NUM=26:TEMP=TE(NE):GOSUB 4940:PE(NE)=PSAT
12740 PRINT #2,USING "###.#,###.#,###.#,###.#, ";TFINAL,HA(NE),TE(NE),PE(NE)
12750 DH=(HA(NE)-HA(0))/NE
12760                FOR N=NE-1 TO 1 STEP -1
12770 HA(N)=HA(N+1)-DH
12780 IF N<=2 THEN PRESS=HA(N) ELSE PRESS=PBOMBA
12790 NUM=34:ENTH=HA(N):GOSUB 4940:TA(N)=T
12800 TE(N)=TA(N)+DTT(N)
12810 NUM=26 : TEMP=TE(N): GOSUB 4940: PEP(N)=PSAT
12820 M=MEXT(N):LONG=L(N)
12830 IF CAL(N)=0 THEN NUM=29: PRESS=PEP(N):TEMP=TE(N):GOSUB 4940: GOTO 12850
12840 NUM=22:PRESS=PEP(N):QUAL=CAL(N):GOSUB 4940
12850 CAIDA=FDELTA(D,M,V)*LONG/100
12860 PE(N)=PEP(N)+CAIDA
12870 PRINT #2,USING "###.#,###.#,###.#,###.#, ";TA(N),HA(N),TE(N),PE(N)
12880                NEXT N
12890 GOSUB 1970
12900 PRINT #1,USING "###,##.###,##.###, ";TFINAL,EFITER,HEATCOM
12910 NEXT TFINAL
12920 OPTIMO = 0:CONT4=0:CLOSE #2,#1

```

```
12920 OPTIMO = 0:CONT4=0:CLOSE #2,#1
12930 CLS
12940 OPEN "optimum" FOR INPUT AS #1
12950 PRINT "TFINAL","RENDIMIENTO","REDUCCION DEL CONSUMO DE CALOR"
12960 FOR I=1 TO DATOS+1
12970 INPUT #1,TFINAL,EFITER,HEATCOM,P
12980 PRINT I,TFINAL,EFITER,HEATCOM
12990 NEXT I
13000 CLOSE #1
13010 LOCATE 25,1:COLOR 0,7:PRINT "PRESIONE ;ESC¿ PARA REGRESAR AL MENU ANTERIOR
";:COLOR 7,0
13020 CMD%=INKEY%:IF CMD%="" THEN 13020
13030 IF ASC(CMD%)=27 THEN 490
13040 BEEP:GOTO 13010
```

B I B L I O G R A F I A

1. Reynolds W., Termodinámica, Mc. Graw Hill, 1965
2. Reay D., Heat Recovery Systems and Equipment, Spon E & In. , 1979
4. Rizhkin V., Centrales Termoléctricas, MIR, 1979
7. Babcock & Wilcox Company, Steam; It's Generation and use., Babcock & Wilcox, 1963
8. Morse F., Centrales Eléctricas; Teoría y Práctica, CESA, 1961.
9. General Electric, Modern Power Station Practice V-7, Pergamon Press, 1971.
10. Desert Research Institute, Thermoeconomic Analisis of Power Plant, EPRI., 1984
11. Moteverde J. Cálculo Matemático y Termodinámico de una Turbina de Condensación, y diseño de loa forma de sus alabes. ESPOL Tesis de Grado, 1990
12. Schegliaiev A. Turbinas de Vapor., Mir Moscu, 1985