

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

LABORATORIO DE INGENIERÍA TÉRMICA E HIDRÁULICA APLICADA

**REPOTENCIACIÓN
DE LA CENTRAL
TERMOELÉCTRICA
VALLE DE MÉXICO**

Tesis
que para obtener el Grado de Maestro en Ciencias
en Ingeniería Mecánica, Opción Energética.

Presenta:

Ing. Leandro Brito Barrera

Director de Tesis:

Dr. MIGUEL TOLEDO VELAZQUEZ



México, D.F. Octubre 2002

AGRADECIMIENTOS

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mi esposa Saturnina Teodora Juárez Betancourt por darme siempre palabras de aliento para seguir adelante. A mi hija Britny Brito Juárez por representar todo en mi vida.

A mi asesor de tesis Dr. Miguel Toledo Velásquez, por su amistad, sus atinados consejos y las facilidades para lograr la terminación del presente trabajo.

A mi madre Basilisa Barrera Mendoza y a mi padre Juan Brito Bustamante por apoyarme cuando lo necesitaba.

A los profesores del Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada (LABINTHAP), Dr. Pedro Quinto Diez, Dr. Florencio Sánchez, Dr. Ignacio Carvajal Mariscal, Dr. Georgy Polupan y especialmente al M. en C. Gilibaldo Tolentino Eslava, por la preparación que me proporcionaron en sus clases y/o como jurado de la presente tesis.

A todos ellos dedico esta tesis.

Brito Barrera Leandro

RELACIÓN DE TABLAS

No. de Tabla	Título	Pag.
1	Ejemplos de repotenciación de calentadores de agua de alimentación y de la caldera.	20
2	Modos de operación de la repotenciación de la termoeléctrica Valle de México.	23
3	Especificaciones de la turbina GT11N2.	58
4	Resultados numéricos de las propiedades termodinámicas de los 32 estados del ciclo Rankine.	88
5	Fracciones de vapor extraídos, flujos de vapor extraídos, calor suministrado, trabajo y eficiencia térmica de la unidad 4.	89
6	Parámetros termodinámicos de la turbina de gas GT11N2.	93
7	Parámetros termodinámicos de la turbina de gas GT11N2, acoplada en ciclo combinado.	97
8	Propiedades termodinámicas de cada estado de la unidad 4 en modo ciclo combinado	98
9	Perfil de temperaturas en el HRSG. Modo ciclo combinado	100
10	Propiedades termodinámicas de cada estado de la unidad 4 en modo híbrido.	102
11	Perfil de temperaturas en el HRSG, modo Híbrido	103

RELACIÓN DE FIGURAS

No. de Figura	Título	Pag.
1	Repotenciación de calentadores del agua de alimentación.	19
2	Repotenciación de la caldera.	20
3	Repotenciación de ciclo combinado puro.	21
4	Repotenciación híbrida.	22
5	Elementos del ciclo Rankine.	24
6	Diagrama Entropía – Temperatura del ciclo Rankine.	25
7	Caída de entalpía en la turbina.	26
8	Diagrama Entropía – Temperatura del ciclo Rankine con recalentamiento.	27
9	Diagrama Entropía – Temperatura del ciclo Rankine con regeneración.	29
10	Diagrama de flujo del ciclo Joule – Brayton.	31
11	Diagrama Entropía – Temperatura del ciclo ideal abierto de Joule – Brayton.	31

RELACIÓN DE TABLAS Y FIGURAS

No. de Figura	Título	Pag.
12	Diagrama Entropía – Temperatura del ciclo real abierto de Joule – Brayton.	37
13	Ejemplo de ciclo combinado puro.	42
14	Recuperador de calor.	43
15	Repotenciación de la unidad 4 de la termoeléctrica Valle de México, ciclo combinado.	44
16	Repotenciación de la unidad 4 de la termoeléctrica Valle de México, modo híbrido.	45
17	Diagrama esquemático de la unidad 4 de la central termoeléctrica valle de México.	47
18	Diagrama Entropía – Temperatura de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México.	48
19	Corte seccional de la turbina de gas GT11N2.	57
20	Diagrama esquemático de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México, trabajando en ciclo combinado.	61
21	Diagrama Entropía – Temperatura de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México, ciclo combinado.	63
22	Diagrama esquemático de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México, trabajando en modo híbrido.	67
23	Diagrama Entropía – Temperatura de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México, modo híbrido.	68
24	Caso general del programa <i>Repotenciación</i> .	73
25	Llamadas a subrutinas de la parte teoría.	73
26	Llamadas a subrutinas de la teoría de los tipos de repotenciación.	74
27	Llamadas a las subrutinas de la teoría de cada ciclo. a) Rankine, b) Joule – Brayton, c) ciclo combinado, d) modo híbrido.	74
28	Llamadas a subrutinas de la parte de programas.	75
29	Diagrama de flujo de la forma en que trabaja el simulador del ciclo Joule – Brayton abierto..	76
30	Diagrama de flujo de la forma en que trabaja el simulador del ciclo Rankine.	77
31	Diagrama de flujo de las subrutinas del ciclo Rankine.	78
32	Diagrama de flujo de la forma en que trabaja el simulador en ciclo combinado.	79
33	Diagrama de flujo de la forma en que trabaja el simulador en modo híbrido.	80
34	Pantalla de inicio del programa.	80
35	Menú principal del programa.	81
36	Menú teoría.	82
37	Menú programas.	83
38	Menú de entrada de datos del ciclo Rankine.	83
39	Pantalla de resultados, ciclo Rankine.	84
40	Menú ciclo Joule – Brayton.	84
41	Menú de entrada de datos del ciclo combinado.	85
42	Pantalla de resultados, ciclo combinado.	85
43	Menú de entrada de datos del modo híbrido.	86
44	Pantalla de resultados, modo híbrido	86

RELACIÓN DE TABLAS Y FIGURAS

No. de Figura	Título	Pag.
45	Variación de la eficiencia térmica respecto de la calidad del vapor a la salida de la turbina de vapor de baja presión.	90
46	Variación de la eficiencia térmica respecto de la presión del vapor a la entrada de la turbina de vapor de alta presión.	91
47	Variación de la eficiencia térmica respecto de la temperatura de entrada a la turbina de vapor de alta presión	91
48	Variación de la eficiencia térmica respecto de la temperatura de condensación.	92
49	Variación del trabajo neto respecto de la relación de compresión.	94
50	Variación de la eficiencia térmica respecto de la relación de compresión.	95
51	Variación del trabajo neto respecto de la temperatura ambiente y de la relación de presiones.	95
52	Perfil de temperatura en el HRSG. Modo ciclo combinado.	99
53	Variación del porcentaje de incremento en la diferencia de temperatura a la entrada del recuperador de calor, respecto de la fracción de flujo que no entra a la turbina de alta presión.	100
54	Variación de la eficiencia térmica respecto de la fracción de flujo de vapor que no entra a la turbina de alta presión, ciclo combinado.	101
55	Perfil de temperaturas en el HRSG, modo híbrido.	104
56	Variación de la eficiencia térmica respecto a la fracción de flujo de vapor que no entra a la turbina de alta presión (m_1), respecto a la fracción de flujo de vapor que suministra la caldera (m_0) y respecto a la fracción de flujo de vapor que se recalienta en la caldera de la turbina de vapor (m_{00}).	105

ABREVIATURAS

CFE = Comisión Federal de Electricidad.

AP = Alta presión.

PI = Presión Intermedia.

BP = Baja presión.

HRSG = Recuperador de calor o caldera de recuperación (Heat Recovery Steam Generator).

NOMENCLATURA

Representación	Significado	Unidades
C	Calor específico	$\text{kJ}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$
DTT	Diferencia de temperatura terminal	$^\circ\text{C}$
f	Factor de pérdida de presión	%
h	Entalpía por unidad de masa	kJ/kg
m	Fracción de flujo másico	
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
n	Número de extracciones	
p	Presión	bar
P	Potencia	Watts
PCI	Poder calorífico inferior	kJ/kg
q	Calor por unidad de masa	kJ/kg
R	Constante particular de cada gas	$\text{kJ}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$
s	Entropía por unidad de masa	$\text{kJ}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$
t	Temperatura	$^\circ\text{C}$
v	Volumen específico	m^3/kg
w	Trabajo por unidad de masa	kJ/kg
x	Calidad del vapor	
X	Fracción de flujo Másico que se extrae en la turbina de vapor	

LETRAS GRIEGAS

η = Eficiencia

Δ = Cambio

π = Relación de presiones

θ = Relación de temperaturas

α = Pérdidas de calor por radiación y convección.

NOMENCLATURA

SUBÍNDICES

s = suministrado, isoentrópico

p = presión

per = perdido

u = útil

t = térmico

e = expansión

SIT = isoentrópico de expansión

SAT = saturado

op = óptimo

g = gaseoso

f = líquido

vsh = Vapor saturado seco o húmedo

vsc = Vapor sobrecalentado

T = turbina

M = mecánico

B = bomba

c = compresor, combustible

N = neto

com = combustible

AD = adiabático

v = volumen constante

V = Turbina de vapor

A = aire

R = real

cc = ciclo combinado

G = turbina de gas

mh = modo Híbrido

RESUMEN

Esta tesis presenta el análisis térmico, para las cuatro formas de trabajo de la repotenciación, que se realiza a la unidad 4 de la termoeléctrica Valle de México. El sistema repotenciado, podrá trabajar en ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento, en ciclo Joule – Brayton, en ciclo combinado y en modo híbrido.

Con la teoría que se proporciona, de cada forma de trabajo del sistema repotenciado y con sus respectivos diagramas esquemáticos, se realizan balances de materia y energía con los que se genera la modelación matemática, de cada uno de los estados térmicos del ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento, del ciclo Joule – Brayton, del ciclo combinado y del modo híbrido, de la repotenciación de la termoeléctrica Valle de México.

Se especifican los datos de la temperatura a la entrada de las turbinas de gas y vapor, relación de compresión, temperatura ambiente, temperatura de condensación y potencia generada la turbina de gas y en la de vapor. Con esto, el modelo matemático se implementa al programa de cómputo llamado *Repotenciación*, realizado en el lenguaje de programación Visual Basic versión 6.

El programa *Repotenciación*, genera los valores de temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía de los estados térmicos. Se calculan el trabajo del compresor, de la turbina de gas, de las bombas y de la turbina de vapor. Se generan los datos de los flujos másicos de los fluidos de trabajo, combustible, aire, gases de combustión y vapor de agua.

Se obtienen también las eficiencias térmicas de cada ciclo, y se observa que el ciclo de mayor eficiencia es el ciclo combinado, lo que reafirma la necesidad de que las nuevas plantas termoeléctricas sean de ciclo combinado puro. A condiciones nominales de trabajo del sistema repotenciado, la eficiencia térmica del modo híbrido es 5.52% inferior a la del ciclo combinado, pero 5.29% superior al ciclo Rankine, con el que originalmente trabaja la unidad 4. Es este incremento de eficiencia, así como el incremento de potencia y la flexibilidad de operación, que hacen que la repotenciación híbrida, sea la mejor opción para plantas termoeléctricas que necesiten repotenciarse.

ABSTRACT

This thesis present the analysis, to the four modes of works of the repowering, that is performed in the unit 4 of the Valle de Mexico thermoelectrical. The repowered system, will works in regenerative with reheating Rankine cycle, in Joule - Brayton cycle, in combined cycle and hybrid mode.

Whit the theory that that is provided, in each way of works of the repowered system and with their respective schematic diagrams, the balances of matter and energy are performed, through this the mathematic model is carried out, in each thermic state of the regenerative with reheating Rankine cycle, of the Joule - Brayton cycle, of the combined cycle and of the hybrid mode of the repowering of the Valle de Mexico thermoelectrical.

The Data of the temperature to the gas turbine and steam turbine enter, relation of pressure and environment temperature, condensation temperature and powering generation in the gas turbine and steam turbine are specified. From the mathematic model implement the computer program name *Repotenciacion*, performed in Visual Basic version 6.

The *Repotenciacion* program, provide the temperature, pressure, specific volume, enthalpy and entropy value of the thermic state. The works of the compression of the gas turbine of the pumps and steam turbine are calculate. The generation of the data of the massic flow of the fluid of works, fuel, air, fuel gases and water steam.

The thermic efficiency of each cycle are had, and is noticed that the major cycle efficiency is the combined cycle, this reaffirm the necessity in that the new thermoelectrical plants in pure combined cycle. To nominal works condition of the repowered system, the thermic efficiency of the hybrid mode is 5.52 inferior to the combined cycle, but 5.29 superior to the Rankine cycle, with the originally the unit 4 works. This is the increase of efficiency, as soon as the increase of powering and flexibility of operation, which make the hybrid repowering the best option for the thermoelectrical plants that need repowering.

CONTENIDO

RELACIÓN DE TABLAS Y FIGURAS	3
NOMENCLATURA.	6
RESUMEN.	8
ABSTRACT.	9
OBJETIVO.	13
JUSTIFICACIÓN.	13
ALCANCE.	14
INTRODUCCIÓN.	15

CAPÍTULO 1. CICLOS TERMODINÁMICOS DE LA REPOTENCIACIÓN.

1.1 REPOTENCIACIÓN.	18
1.1.1 Repotenciación de calentadores de agua de alimentación y de la caldera.	19
1.1.2 Repotenciación de ciclo combinado puro y modo híbrido.	21
1.1.3 Modos de operación de la repotenciación de la termoeléctrica Valle de México.. . . .	23
1.2 CICLO RANKINE.	24
1.2.1 Ciclo Rankine con recalentamiento.	27
1.2.2 Ciclo Rankine regenerativo.	28
1.3 CICLO JOLUE-BRAYTON.	30
1.3.1 Ciclo ideal abierto de Joule-Brayton.	30
1.3.2 Ciclo real abierto de Joule-Brayton.	36
1.4 CICLO COMBINADO.	41
1.4.1 Ciclo combinado puro.	41
1.4.2 Ciclo combinado en la repotenciación.	44
1.4.3 Modo híbrido.	45

CONTENIDO

CAPÍTULO 2. ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE LOS CICLOS DEL SISTEMA REPOTENCIADO.

2.1 TERMODINÁMICA DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4. ..	47
2.1.1 Descripción del sistema.	47
2.1.2 Análisis termodinámico.	48
2.2 TERMODINÁMICA DEL CICLO JOULE - BRAYTON.	57
2.2.1 Características del sistema.	57
2.2.2 Análisis termodinámico.	58
2.3 TERMODINÁMICA DEL CICLO COMBINADO..	61
2.3.1 Descripción del sistema..	61
2.3.2 Análisis termodinámico.	63
2.4 TERMODINÁMICA DEL MODO HÍBRIDO.	67
2.4.1 Descripción del sistema.	67
2.4.2 Análisis termodinámico.	69

CAPÍTULO 3 PROGRAMA DE CÓMPUTO *REPOTENCIACIÓN*.

3.1 PROGRAMA <i>REPOTENCIACIÓN</i>	73
3.1.1 Forma general.	73
3.1.2 Diagramas de flujo de programación.	75
3.2 PRESENTACIÓN AL USUARIO.	80
3.2.1 Pantalla de presentación.	80
3.2.2 Pantallas de teoría.	81
3.2.3 Pantallas de programas.	82

CAPÍTULO 4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1 RESULTADOS DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4.	88
4.1.1 Resultados.	88
4.1.2 Variación de la eficiencia térmica.	90
4.2 RESULTADOS DEL CICLO JOULE- BRAYTON.	92
4.2.1 Resultados.	92
4.2.2 Variación de la eficiencia térmica.	93
4.3 RESULTADOS DEL CICLO COMBINADO.	96
4.3.1 Resultados.	96
4.3.2 Variación de la eficiencia térmica.	100
4.4 RESULTADOS DEL MODO HÍBRIDO..	101
4.4.1 Resultados.	101
4.4.2 Variación de la eficiencia térmica.	104
CONCLUSIONES.	106
REFERENCIAS.	109

OJETIVO

Realizar el análisis termodinámico de la repotenciación de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México y un programa de cómputo, que calcule los valores numéricos del análisis termodinámico.

JUSTIFICACIÓN

La repotenciación proporciona una alternativa económica, para rehabilitar una unidad termoeléctrica, que está llegando al término de su vida útil, para la cual fue diseñada, siempre y cuando se reúnan los siguientes criterios [3].

1. Necesidad de incrementar la capacidad.
2. Capacidad en la red.
3. Ganar ventajas competitivas con una eficiencia mejorada.
4. Disponibilidad de espacio en el sitio existente para el nuevo equipo.
5. Condiciones adecuadas del equipo existente.
6. Disponibilidad de combustible con costos adecuados.
7. Necesidad de reducir las emisiones contaminantes.

La central termoeléctrica Valle de México necesita satisfacer la demanda actual y futura de energía eléctrica en la Ciudad de México y su área metropolitana. El Sistema Eléctrico Interconectado Nacional, tiene la capacidad en red de manejar los Megawatts adicionales que genere el sistema repotenciado [1]. El mejoramiento de la eficiencia mejora los costos. Existe en el predio de la central el espacio suficiente para el nuevo equipo. El equipo de la unidad 4,

ALCANCE

esta en buenas condiciones de operación. El combustible lo suministra su vecino, la estación reductora Venta de Carpio. Y por su cercanía al D.F. se exige su reducción de emisiones contaminantes. Por lo tanto los 7 criterios enumerados anteriormente los cumple la central termoeléctrica Valle de México

El requisito principal para generación de energía eléctrica, es el aumento de eficiencia. Esto implica cálculos de eficiencia, en el caso de la eficiencia térmica, se calcula mediante un análisis termodinámico, por lo que se justifica realizar el análisis termodinámico del proyecto de repotenciación de la central termoeléctrica Valle de México. Además los resultados que se tengan en la repotenciación de la termoeléctrica Valle de México se utilizarán para repotenciar otras centrales termoeléctricas como la de Francisco Villa.

ALCANCE

En la tesis se realiza el análisis termodinámico del ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento, de la unidad 4 de la termoeléctrica Valle de México, del ciclo Joule – Brayton real abierto de las turbinas de gas GT11N2, utilizadas para la repotenciación de la unidad 4, del ciclo combinado y del modo híbrido del sistema repotenciado.

Con la modelación matemática de los ciclos térmicos, se genera un programa de cómputo llamado *Repotenciación*, con el que se obtiene los valores numéricos del análisis térmico. Se calculan los valores de eficiencia térmica, para diferentes condiciones de trabajo del sistema repotenciado.

INTRODUCCIÓN

En el año 2000 la demanda de energía eléctrica en México fue de 0.2 PWhr, y de acuerdo al escenario de demanda de energía eléctrica de la CFE [2], la demanda para el año 2010 será de 0.3PWhr. Para generar el 0.1 PWhr faltantes, se instalan nuevas Plantas de generación eléctrica, las cuales trabajaran en su mayoría en ciclo combinado y se buscará aumentar la capacidad productora de electricidad de las plantas ya instaladas, es decir aumentar su potencia, lo que implica repotenciarlas. Existen diversas tecnologías para repotenciar, la más utilizada, es la repotenciación a centrales termoeléctricas que trabajen con turbinas de vapor, a las cuales se les instalan turbinas de gas para obtener ciclos combinados.

La repotenciación de la central termoeléctrica Valle de México es de tipo híbrido, lo que implica que puede acoplarse el ciclo de turbina de gas con el ciclo de turbina de vapor, sin que funcione la caldera del ciclo de turbina de vapor (ciclo combinado), en tal caso todo el vapor se genera en los recuperadores de calor. En otro caso, puede hacerse el acoplamiento funcionando la caldera, esto implica que parte del vapor lo produce el recuperador de calor y parte la caldera. Esta última forma de acoplamiento es lo que le da el nombre de repotenciación híbrida, y la central termoeléctrica Valle de México es la primera en ser repotenciada en esta modalidad en todo Latinoamérica.

El auge de los ciclos combinados, es porque aumentan la potencia y eficiencia de las centrales termoeléctricas, lo que genera la necesidad de seguir realizando investigaciones en el tema, además con lo avanzado de los sistemas de computación, se deben seguir realizando software que coadyuve al avance de la investigación de los ciclos combinados, porque cada ciclo combinado tiene su particularidad, por tanto generar un software competitivo respecto de los que ya existen no es tarea fácil.

El presente trabajo aporta el análisis termodinámico de la repotenciación de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México y un programa de cómputo, llamado *Repotenciación*, que calcule los valores numéricos del análisis termodinámico. El caso del ciclo combinado de la termoeléctrica Valle de México, es una aportación más al acervo de trabajos realizados en

INTRODUCCIÓN

México sobre el tema, lo cual puede ayudar a generar un software general de ciclo combinado y de repotenciación.

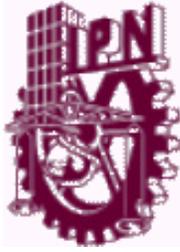
Debido a que varias plantas termoeléctricas tienen un ciclo de vapor similar al de la termoeléctrica Valle de México, el realizar la modelación matemática del análisis termodinámico del modo híbrido y hacer el programa que lo simule, para obtener resultados a diferentes condiciones de operación, proporciona una fuerte herramienta que ayudará a tomar las decisiones para la futura repotenciación de plantas térmicas.

En el primer capítulo se explican las cuatro tecnologías de repotenciación más utilizadas: repotenciación de calentadores de agua de alimentación, repotenciación de la caldera, repotenciación de ciclo combinado puro y modo híbrido. Se proporciona la teoría necesaria para entender los ciclos termodinámicos involucrados en la repotenciación: Ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento, ciclo Joule –Brayton real abierto, Ciclo combinado y modo híbrido.

El segundo capítulo muestra los diagramas esquemáticos de los ciclos involucrados en la repotenciación, y de acuerdo a la teoría proporcionada en el primer capítulo, se obtiene la modelación matemática, resultado del análisis termodinámico a los ciclos: Rankine regenerativo con recalentamiento, Joule –Brayton real abierto, combinado y modo híbrido.

El tercer capítulo presenta el desarrollo del programa de cómputo llamado *Repotenciación*, lo cual se ilustra con los diagramas de flujo de la programación, del modelo matemático obtenido en el segundo capítulo. También se proporciona la información necesaria para que el usuario del programa pueda trabajar en él y conseguir los resultados deseados.

Finalmente en el capítulo cuatro, se reportan los resultados del análisis térmico, de los cuatro ciclos térmicos del sistema repotenciado. Y para diferentes condiciones de trabajo de las turbinas de gas y de vapor, se calculan las eficiencias térmicas.



CAPITULO 1

CICLOS TERMODINÁMICOS DE LA REPOTENCIACIÓN.



En este capítulo se explican las cuatro tecnologías de repotenciación más utilizadas: repotenciación de calentadores de agua de alimentación, repotenciación de la caldera, repotenciación de ciclo combinado puro y modo híbrido. Se proporciona la teoría necesaria para entender los ciclos termodinámicos involucrados en la repotenciación: Ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento, ciclo Joule –Brayton real abierto, Ciclo combinado y modo híbrido.

1.1 REPOTENCIACIÓN.

Repotenciar es aumentar la potencia. Las plantas de generación eléctrica pueden ser repotenciadas de varias formas, que van desde el cambio de equipos que ya no funcionan, y que por eso su potencia la tiene disminuida; el reequipamiento con equipo de mayor calidad, para que tenga mejores resultados de operación; hasta la repotenciación de ciclo combinado.

En la repotenciación de ciclo combinado, una central de vapor existente, se acopla con un ciclo de turbina de gas, por medio de recuperadores de calor. El calor recuperado de los gases de escape, se utiliza en alguna parte del ciclo de la turbina de vapor, dependiendo donde se utilice dicho calor es el nombre que recibe la repotenciación. Por ejemplo si se utiliza para precalentar el agua de alimentación, se llama repotenciación de calentadores de agua de alimentación; si el calor se utiliza para generar todo el vapor que alimenta a la turbina de vapor, entonces se llama repotenciación de ciclo combinado puro.

En la repotenciación de ciclo combinado puro se retira la caldera original y se instalan turbinas de gas con sus correspondientes recuperadores de calor para generar vapor. En la repotenciación híbrida, como el caso de la termoeléctrica valle de México, se basa en agregar una segunda fuente de vapor, por medio de una o más turbinas de gas con sus correspondientes recuperadores de calor para generar vapor, pero en este caso la caldera original se mantiene en operación y proporciona el vapor adicional a la turbina de vapor.

Los objetivos de la repotenciación son [4]:

- Incremento de la potencia y eficiencia de salida.
- Mejor utilización de los activos instalados.
- Mayor flexibilidad operacional.
- Aumento de confiabilidad y disponibilidad.
- Reducción de costos.
- Extensión de la vida de la central.
- Bajar emisiones de contaminantes.

REPOTENCIACIÓN

1.1.1 Repotenciación de calentadores de agua de alimentación y de la caldera.

Los sistemas de repotenciación de calentadores del agua de alimentación, utilizan los gases de escape de las turbinas de gas, para precalentar el agua que entra a la caldera de la turbina de vapor. Esta forma de repotenciar, puede considerarse para eliminar las extracciones de vapor en la turbina de vapor, principalmente las extracciones en la turbina de alta presión, ya que se utilizaría un recuperador de calor, para que con los gases de escape, calentar el agua de alimentación como se muestra en la Figura 1.

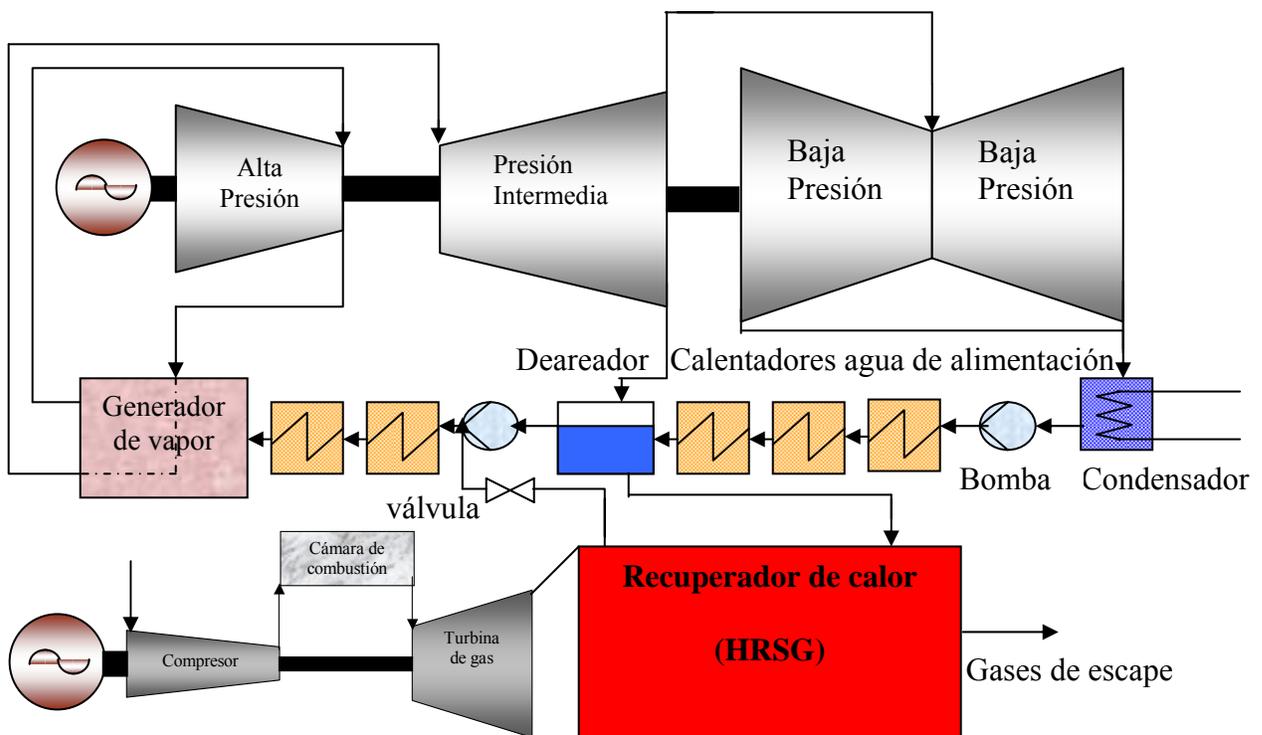


Figura 1. Repotenciación de calentadores del agua de alimentación

La repotenciación de la caldera que alimenta a la turbina de vapor, se realiza para incrementar la potencia térmica y ahorrar combustible, esto se logra al sustituir el calor que se necesitaría suministrar al economizador de la caldera, con el calor de los gases de escape de la turbina de gas, como se muestra en la Figura 2.

REPOTENCIACIÓN

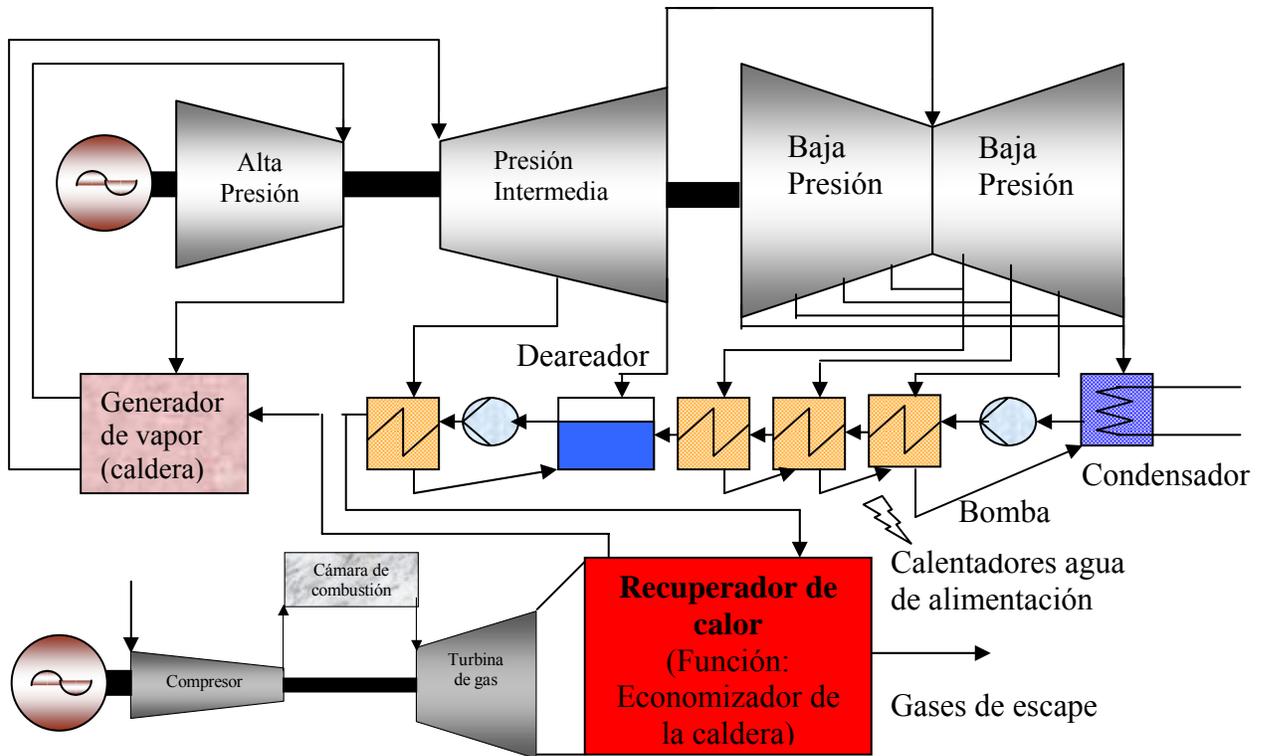


Figura 2. Repotenciación de la caldera

La Tabla 1 muestra un ejemplo de repotenciación de calentadores de agua de alimentación y repotenciación de la caldera. En el primer caso, la turbina de gas debe tener aproximadamente la quinta parte de la potencia de la turbina de vapor [5], al instalar la turbina de gas y su generador, se incrementa la potencia de salida aproximadamente 15% [5]. Para la repotenciación de la caldera, la turbina de gas debe tener aproximadamente la tercera parte de la potencia de la turbina de vapor [5]

Tabla 1. Ejemplo de repotenciación de calentadores de agua de alimentación y de la caldera.

Tecnología de Repotenciación	Lugar donde se realizó	$P_{\text{turbina vapor}}$ (MW)	Turbina de gas	$P_{\text{turbina gas}}$ (MW)	P_{total} (MW)
De agua de alimentación y condensados	Unidad 6 de la planta termoeléctrica Chita en Chubu Japón	700	Una unidad MS7001FA	146.7	846.7
De la caldera	Unidad 6 de la planta termoeléctrica Goi en Tokio Japón	350	Una unidad MS9001E	126	476

1.1.2 Repotenciación de ciclo combinado puro y modo híbrido

En la repotenciación de ciclo combinado puro, una central de turbinas de vapor se transforma en una central de ciclo combinado, agregando al ciclo existente una o varias turbinas de gas y los correspondientes generadores de vapor de recuperación de calor, retirando la caldera original [18], como se muestra en la Figura 3.

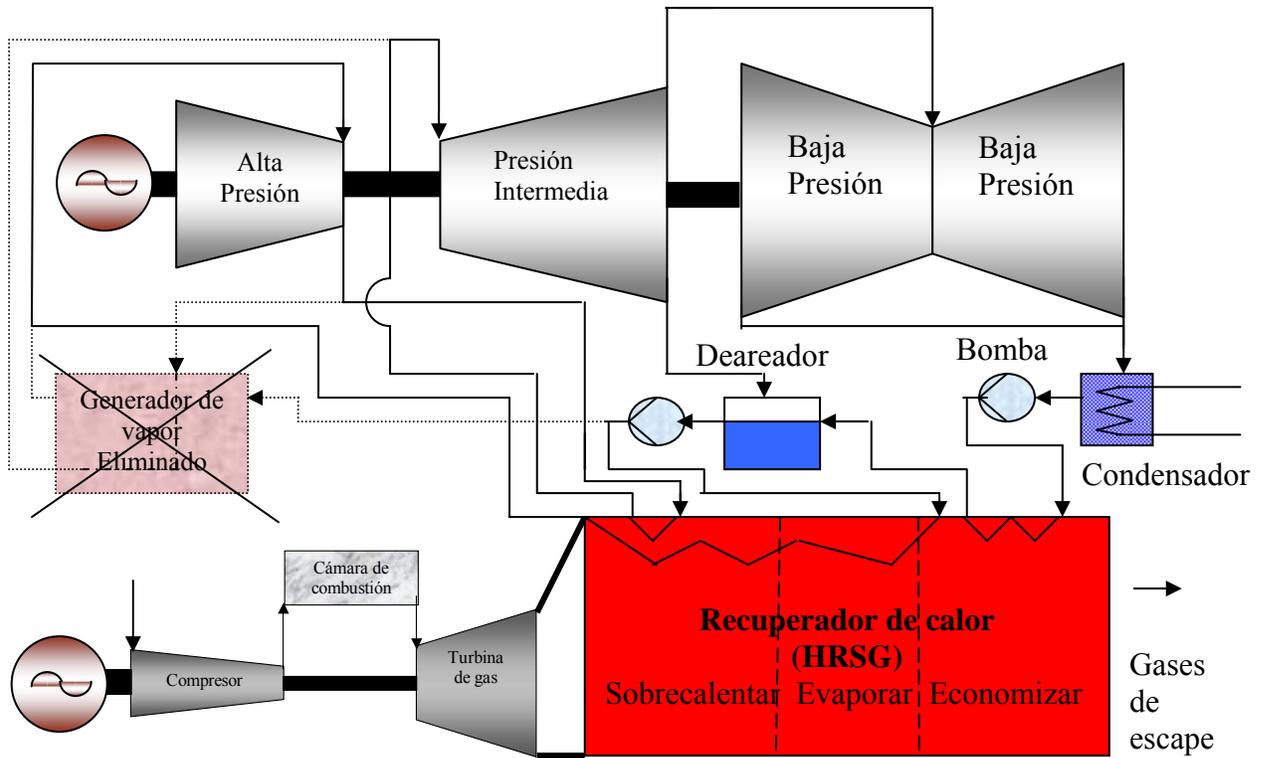


Figura 3 Repotenciación en ciclo combinado puro

Si se utiliza la potencia total de salida de la turbina de vapor, la capacidad requerida de la turbina de gas, será aproximadamente del doble de la potencia de la turbina de vapor existente. En este enfoque, el número de turbinas de gas y recuperadores de calor para generar vapor y los parámetros de vapor, son seleccionados para maximizar la potencia de la turbina de vapor existente, permaneciendo dentro de las limitaciones originales de diseño de las turbinas de vapor.

REPOTENCIACIÓN

Este concepto de repotenciación incrementa la potencia de salida del ciclo aproximadamente en un 200% y mejora significativamente la eficiencia general de la planta, de 43 a 63% [6], rindiendo un enorme beneficio de costo de producción, en el caso de la unidad 4 de la termoeléctrica Valle de México de 300MW se incrementaría la potencia del sistema a 900MW.

La repotenciación híbrida toma todas las ventajas de la repotenciación de ciclo combinado puro, transformando una central de turbinas de vapor en una central de Ciclo Combinado, y además utiliza una caldera convencional.

El concepto se basa en agregar una segunda fuente de vapor por medio de una o varias turbinas de gas con sus correspondientes recuperadores de calor para producir vapor. La caldera convencional existente se mantiene en operación y proporciona el vapor adicional a la turbina de vapor, como se muestra en la Figura 4.

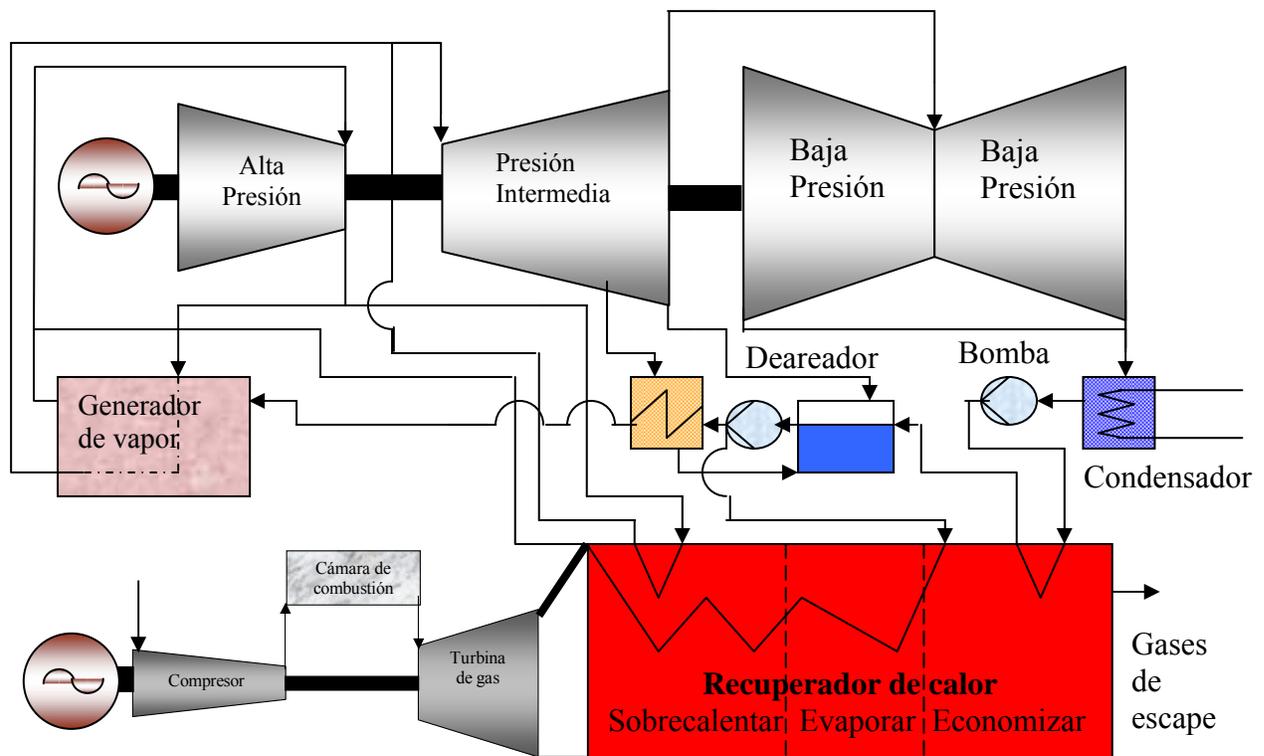


Figura 4. Repotenciación híbrida.

REPOTENCIACIÓN

La nueva capacidad de la turbina de gas instalada, se selecciona para ajustarse exactamente a la demanda de vapor del ciclo de la turbina de vapor existente o menos, generalmente tres cuartas partes de la capacidad de la turbina de vapor existente [6], en el caso de *la central termoeléctrica Valle de México se realiza una repotenciación híbrida* y el nuevo equipo suministrará aproximadamente el 50% del vapor y la caldera existente el otro 50% del vapor que necesita la turbina de vapor de la unidad 4 [28]. La repotenciación de ciclo combinado puro y la repotenciación híbrida, ofrecen el máximo potencial para mejorar la economía de una central de vapor existente.

1.1.3 Modos de operación de la repotenciación de la termoeléctrica Valle de México.

Las cuatro modalidades de operación de la repotenciación de la termoeléctrica Valle de México se muestran en la Tabla 2, y son:

1. La unidad 4 podrá operar independiente, como lo hace actualmente.
2. Se tendrán 3 turbinas de gas que podrán operar en ciclo real abierto de Jolue –Brayton.
3. Se tendrá el arreglo de las 3 turbinas de gas con 3 recuperadores de calor, que generen el vapor de la turbina de vapor de la unidad 4, para que se opere en ciclo combinado.
4. Las 3 turbinas de gas y los 3 recuperadores de calor, generaran aproximadamente el 50% de vapor que consume la turbina de vapor de la unidad 4, además de que la caldera de la unidad 4 suministra el otro 50% del vapor para que se opere en modo híbrido.

Tabla 2. Modos de operación de la repotenciación de la termoeléctrica Valle de México.

MODALIDAD	GENERADOR DE VAPOR	TURBINA DE VAPOR	TURBINAS DE GAS	RECUPERADORES DE CALOR.
1. CV = Ciclo de vapor	En servicio	En servicio	<i>Fuera de servicio</i>	<i>Fuera de servicio</i>
2. CG = Ciclo de gas	<i>Fuera de servicio</i>	<i>Fuera de servicio</i>	En servicio	<i>Fuera de servicio</i>
3. CC = Ciclo combinado	<i>Fuera de servicio</i>	En servicio	En servicio	En servicio
4. MH = Modo híbrido	En servicio	En servicio	En servicio	En servicio

1.2 CICLO RANKINE

1.2 CICLO RANKINE.

La Figura 5 muestra al ciclo de vapor Rankine; consta de cuatro equipos principales: Generador de vapor, Turbina de vapor, condensador y bombas. El generador de vapor recibe agua de alimentación a presión de una bomba y aumenta la temperatura hasta tener vapor sobrecalentado. El vapor se expande en la turbina, generando trabajo. El condensador convierte el vapor de escape de la turbina en líquido. Y la bomba aumenta la presión del líquido que sale del condensador y lo envía hacia el generador de vapor.

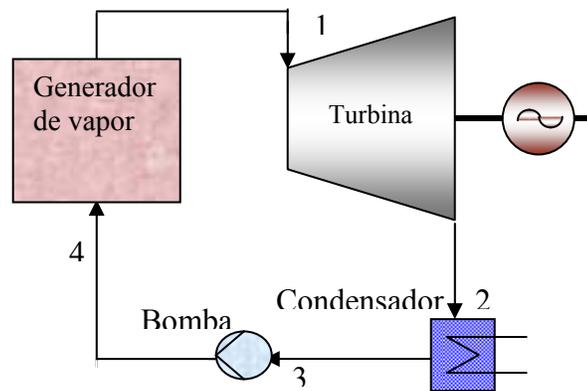


Figura 5. Elementos del Ciclo Rankine

En el diagrama entropía temperatura de la Figura 6, se representan los procesos que se llevan a cabo en el ciclo Rankine normal, los cuales son [26]:

- Proceso 1-2. Expansión isentrópica en fase de vapor y al final la iniciación de cambio de fase vapor-líquido (Vapor con cierta humedad a la salida de la turbina).
- Proceso 2-3. Condensación isobárica en cambio de fase vapor-líquido (Condensador).
- Proceso 3-4. Compresión adiabática en fase líquida (Bomba).
- Proceso 4-4a. Calentamiento isobárico en fase líquida (Generador de vapor).
- Proceso 4a-4b. Cambio de fase líquido-vapor (Generador de vapor).
- Proceso 4b-1. Sobrecalentamiento isobárico en fase de vapor (Generador de Vapor).

1.2 CICLO RANKINE

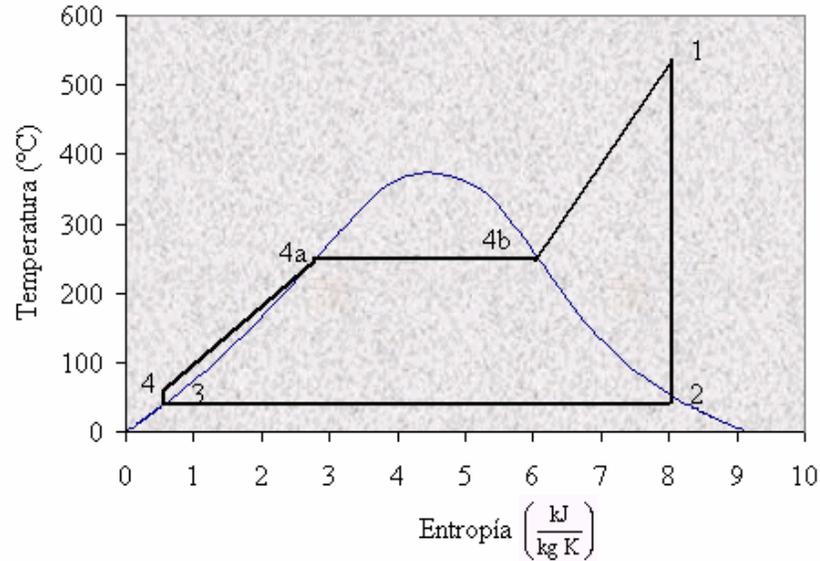


Figura 6 Diagrama Entropía-Temperatura del Ciclo Rankine

El calor suministrado en la caldera es:

$$q_s = h_1 - h_4 \quad (1)$$

Donde: h_1 = Entalpía del vapor sobrecalentado a la entrada de la turbina de alta presión

h_4 = Entalpía del agua comprimida a la entrada de la caldera

El calor perdido en el condensador es:

$$q_p = h_2 - h_3 \quad (2)$$

Donde: h_2 = Entalpía del vapor a la entrada del condensador

h_3 = Entalpía del agua a la entrada de la bomba

El trabajo útil es:

$$w_u = q_s - q_p \quad (3)$$

Lo anterior implica que el trabajo útil es igual al trabajo de expansión menos el trabajo de compresión.

La eficiencia termodinámica resulta:

$$\eta_t = \frac{w_u}{q_s} = \frac{h_1 - h_4 - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (5)$$

1.2 CICLO RANKINE

RENDIMIENTO DE EXPANSIÓN DE LA TURBINA

La Figura 7 muestra los puntos de entrada y salida de la turbina, representados en el diagrama de Mollier [17]. El punto 1 representa las condiciones de presión y temperatura, p_1 y t_1 , del vapor a la entrada de la turbina. El punto 2', el estado del vapor a la salida de la turbina con las condiciones p_2 y t_2' .

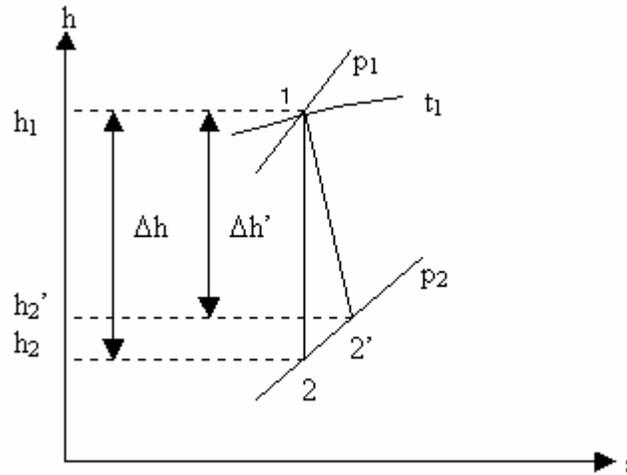


Figura 7. Caída de entalpía en la turbina.

Una expansión adiabática reversible, caracterizada por entropía constante, situaría al punto 2' en el punto sobre la vertical del punto 1 y la caída de entalpía a disposición de la turbina se transformaría enteramente en energía mecánica, excepto las pérdidas no termodinámicas, tales como fugas, rozamientos mecánicos, etc.

En la turbina hay una degradación de energía térmica, la entropía del fluido crece y la posición del punto 2' indica una energía efectivamente transformada h_1-h_2 , la cual resulta ser inferior a la energía puesta a disposición de la máquina. La diferencia $h_2'-h_2$ representa la energía disipada por la radiación, los rozamientos internos del fluido, los rozamientos del fluido con los álabes, choques, etc.

Por lo anterior, la eficiencia de expansión de la turbina es:

$$\eta_e = \frac{h_1 - h_2'}{h_1 - h_2} \quad (6)$$

1.2 CICLO RANKINE

Esta eficiencia no es la misma para todos los álabes, por lo que se define la eficiencia isentrópica de expansión que se supone es la misma para todos los álabes y su valor varía del 70% al 90% [18].

$$\eta_{\text{SIT}} = \frac{h_1 - h_2'}{h_1 - h_{2s}} \quad (7)$$

Además de estas pérdidas, existen en la turbina pérdidas de energía externas generadas principalmente por los rozamientos mecánicos y las fugas.

1.2.1 Ciclo Rankine con recalentamiento.

El recalentamiento intermedio consiste en recalentar a presión constante la totalidad del flujo de vapor que trabaja en una parte de la turbina y reintroducirlo en ella, a fin de hacerlo trabajar de nuevo como se muestra en la Figura 8, donde el recalentamiento es a presión constante y se representa por los puntos 1a y 1b.

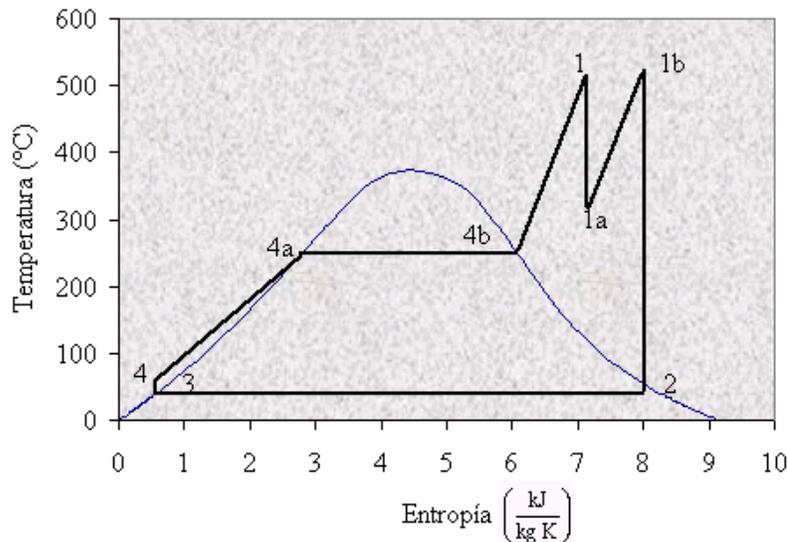


Figura 8. Diagrama Entropía – Temperatura del ciclo Rankine con recalentamiento.

El recalentamiento en el ciclo Rankine proporciona aumento del rendimiento de los álabes debido a la reducción de la humedad del vapor en los últimos pasos de la turbina. Generalmente el recalentamiento se realiza al vapor que sale de la turbina de alta presión y se reintroduce a la entrada de la turbina de presión intermedia.

1.2 CICLO RANKINE

Considerando el ciclo que se muestra en la Figura 8 [19], se tiene que:

El trabajo de la turbina es: $w_T = h_1 - h_{1a} - (h_{1b} - h_2)$ (8)

El calor suministrado es: $q_s = h_1 - h_4 + h_{1b} - h_{1a}$ (9)

Por lo tanto, el rendimiento termodinámico es:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_{1a} - (h_{1b} - h_2)}{h_1 - h_4 + h_{1b} - h_{1a}} \quad (10)$$

El beneficio directo del recalentamiento sobre la eficiencia del ciclo es generalmente del 2% al 4% [19], además de que el recalentamiento disminuye la humedad del vapor y permite aumentar la presión de admisión sin aumentar la temperatura. Cuanto mayor sea el trabajo útil del ciclo con recalentamiento tanto mayor será la mejora del rendimiento termodinámico.

1.2.2 Ciclo Rankine regenerativo.

El Ciclo Rankine regenerativo consiste en extraer de uno o varios puntos intermedios de la turbina, vapor que ya ha convertido en trabajo una parte de su entalpía y servirse de él para precalentar el flujo de condensado antes de entrar al generador de vapor, con el fin de que el fluido llegue con mayor temperatura al generador de vapor y entonces se necesite suministrar menos calor para alcanzar la temperatura que requiere el fluido a la entrada de la turbina.

El calor latente de vaporización del vapor que se extrae ya no se pierde en el agua de enfriamiento del condensador, sino que permanece en el ciclo, lo que mejora el rendimiento. Por otra parte, debido a que la cantidad de vapor que circula a través de los pasos de baja presión (B.P.) de la turbina es menor, es posible elevar el límite superior de la potencia de la turbina, estando limitada la turbina por la velocidad en su valor máximo admisible, para el diámetro y la longitud de los álabes del último paso.

1.2 CICLO RANKINE

En la Figura 9 la extracción se efectúa en el punto 2 y se condensa a presión constante hasta alcanzar las condiciones del punto 7. El calor cedido en este proceso se aprovecha para precalentar el vapor condensado antes de entrar al generador de vapor, con lo que se obtiene un ahorro de combustible equivalente al calor regenerado y por lo tanto se mejora la eficiencia.

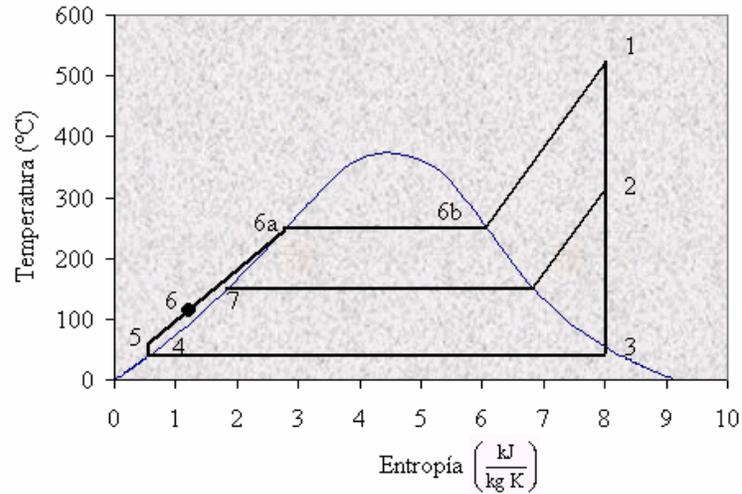


Figura 9 Diagrama Entropía – Temperatura del ciclo Rankine con regeneración.

El vapor extraído, cuya entalpía disminuye en h_2-h_7 recalienta el vapor restante ya condensado aumentándole su entalpía en h_6-h_5 . Entonces el calor recuperado se calcula mediante el balance de energía del intercambiador de calor con el que se realiza la regeneración del calor [22].

$$X(h_2 - h_7) = (1 - X)(h_6 - h_5) \quad (11)$$

Donde X es la fracción de flujo másico que se extrae.

El calor suministrado es:

$$q_s = h_1 - h_6 \quad (12)$$

El calor perdido es:

$$q_{per} = (1 - X)(h_3 - h_4) \quad (13)$$

El trabajo de la turbina es:

$$w_T = h_1 - h_2 + (1 - X)(h_2 - h_3) \quad (14)$$

1.2 CICLO RANKINE

Por lo tanto, el rendimiento termodinámico de este Ciclo Rankine regenerativo es:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2 + (1 - X)(h_2 - h_3)}{h_1 - h_6} \quad (15)$$

El punto 6 se puede encontrar sobre la línea de líquido comprimido a la presión de trabajo en un intervalo que varía del punto 5 a un punto sobre dicha línea, con temperatura menor a la del punto 7, dependiendo de la cantidad de vapor de la extracción.

La fracción de flujo másico X que se extrae se calcula despejándola de la ecuación 11.

$$X = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_7 + h_6 - h_5} \quad (16)$$

En la generación de electricidad con plantas de fuerza de vapor, se utiliza generalmente la combinación de los dos ciclos anteriores para formar el Ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento, como es el caso de la central termoeléctrica Valle de México.

El funcionamiento del Ciclo Rankine para generar electricidad, se centra en tres equipos: la caldera, la turbina y el condensador. No importa cuan extenso sea el resto del equipo, estos tres equipos constituyen el grupo principal que produce la potencia y todo el resto del equipo mecánico como los calentadores de agua de alimentación, bombas, ventiladores, alimentadores de combustible, etc. están a su servicio.

1.3 CICLO JOLUE-BRAYTON.

1.3.1 Ciclo ideal abierto de Joule-Brayton

Una planta termoeléctrica con turbina de gas consta de una turbina de gas, una cámara de combustión y un compresor, como se muestra en la Figura 10. El aire se comprime en un compresor movido por la turbina. El aire pasa posteriormente a una cámara de combustión en

1.3. CICLO JOULE - BRAYTON

la que se quema combustible, que eleva la temperatura y aumenta de volumen a presión constante. Los gases de combustión se expanden en la turbina y se descargan a la atmósfera.

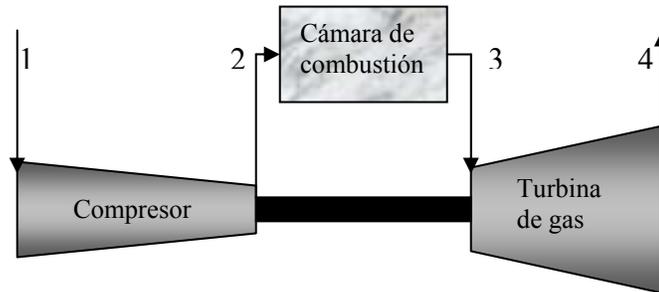


Figura 10 Diagrama de flujo del ciclo Joule-Brayton.

La Figura 11 muestra el ciclo ideal abierto de Joule-Brayton, el cual está compuesto de los siguientes procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica.
- 2-3 Suministro de calor a presión constante.
- 3-4 Expansión isentrópica.
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante.

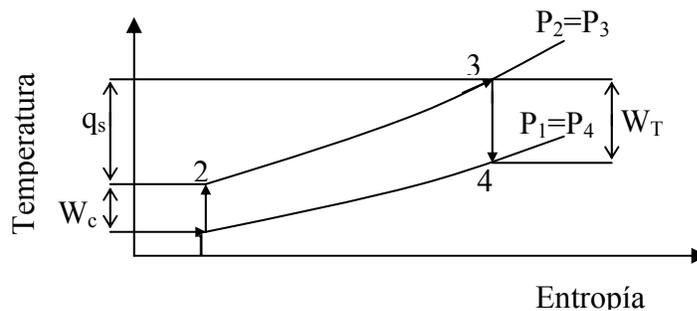


Figura 11 Diagrama Entropía - Temperatura del Ciclo ideal abierto de Joule-Brayton.

El análisis de este ciclo se realiza considerando lo siguiente [20].

- El fluido de trabajo es de masa unitaria por unidad de tiempo.
- El fluido de trabajo a través los equipos del ciclo es aire.
- Los calores específicos son constantes.
- El rendimiento del compresor es 100%.

1.3. CICLO JOULE - BRAYTON

- El rendimiento de la turbina es del 100%.
- El rendimiento de la cámara de combustión es del 100%.
- No existen pérdidas de calor del sistema hacia los alrededores.
- No existen caídas de presión del fluido de trabajo en los ductos que interconectan a los equipos.
- La presión del fluido de trabajo a la entrada del compresor es igual a la presión de salida de la turbina.
- El flujo másico de combustible se considera despreciable en comparación con el flujo másico de aire.

Trabajo específico ideal del compresor:

$$|w_c| = h_2 - h_1 \quad (17)$$

Calor específico ideal suministrado:

$$q_s = h_2 - h_1 \quad (18)$$

Trabajo específico ideal de la turbina:

$$w_T = h_3 - h_4 \quad (19)$$

Trabajo específico ideal neto:

$$w_N = w_T - |w_c| \quad (20)$$

Por definición de calor específico:

$$C_p = \left(\frac{dh}{dt} \right)_p \Rightarrow \int_1^2 dh = C_p \int_1^2 dt \Rightarrow (\Delta h)_{1-2} = h_2 - h_1 = C_p (\Delta t)_{1-2}$$

Así de la ecuación 17, el trabajo específico ideal suministrado al compresor es:

$$|w_c| = C_p (t_2 - t_1) \Rightarrow |w_c| = C_p t_1 \left(\frac{t_2}{t_1} - 1 \right) \quad (21)$$

Considerando el proceso 1-2, adiabático reversible y utilizando su ecuación característica, así como la ecuación general de los gases ideales, se tiene que:

1.3. CICLO JOULE - BRAYTON

$$\frac{p_1 v_1}{t_1} = \frac{p_2 v_2}{t_2} \Rightarrow \frac{p_1 t_2}{t_1 p_2} = \frac{v_2}{v_1} \quad \text{y} \quad p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \Rightarrow \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k$$

Estipulando la relación de presiones del compresor como $\pi_c = \frac{p_2}{p_1} > 1$, se tiene que:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k = \left(\frac{p_1 t_2}{t_1 p_2} \right)^k \Rightarrow \frac{t_2}{t_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} \quad (22)$$

Sustituyendo la ecuación (22) en la ecuación (21), el trabajo específico ideal requerido por el compresor, en función de la relación de presiones, es:

$$|w_c| = C_p t_1 \left[(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (23)$$

De la definición de calor específico a presión constante, la diferencia de entalpías (h_3-h_4), queda como:

$$C_p = \left(\frac{dh}{dt} \right)_p \Rightarrow \int_4^3 dh = C_p \int_4^3 dt \Rightarrow (\Delta h)_{3-4} = h_3 - h_4 = C_p (t_3 - t_4)$$

Así de la ecuación (19), el trabajo específico ideal entregado por la turbina es:

$$w_T = C_p t_3 \left(1 - \frac{t_4}{t_3} \right) \quad (24)$$

Del proceso 3-4, adiabático reversible, y utilizando su ecuación característica, así como la ecuación general de los gases perfectos, se tiene que:

$$\frac{p_3 t_4}{t_3 p_4} = \frac{v_4}{v_3} \quad \text{y} \quad \frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^k \Rightarrow \frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^k = \left(\frac{p_3 t_4}{t_3 p_4} \right)^k \Rightarrow \frac{t_4}{t_3} = \frac{1}{\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

y como en este análisis $p_2=p_3$ y $p_1=p_4$ y definiendo θ como la relación de temperaturas

$\theta = \frac{t_3}{t_1} \Rightarrow t_3 = \theta t_1$, sustituyendo esto en la ecuación 24.

1.3. CICLO JOULE - BRAYTON

$$\frac{t_4}{t_3} = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{1}{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}}} \therefore w_T = C_p t_1 \theta \left[1 - \frac{1}{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}}} \right] \quad (25)$$

De igual forma, de la definición de calor específico a presión constante, la diferencia de entalpías h_3-h_2 y de la ecuación (18), el calor específico suministrado a la cámara de combustión es:

$$Q_s = C_p(t_3 - t_2) = C_p(t_1\theta - t_2) = C_p t_1 \left(\theta - \frac{t_2}{t_1} \right) = C_p t_1 \left[\theta - (\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (26)$$

El rendimiento adiabático se define como:

$$\eta_{AD} = \frac{W_T - |W_c|}{Q_s} = \frac{W_N}{Q_s} = \frac{C_p t_1 \theta \left[1 - \frac{1}{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}}} \right] - C_p t_1 \left[(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{C_p t_1 \left[\theta - (\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \frac{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (27)$$

TRABAJO ESPECÍFICO IDEAL NETO ÓPTIMO

Derivando el trabajo respecto a la relación de presiones e igualando a cero se obtiene:

$(\pi_c)_{OP} = \left(\frac{t_3}{t_1} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}}$ que es la relación de presiones óptima, la cual proporciona el trabajo

específico ideal neto óptimo y con la ecuación de Mayer $R=C_p-C_v$ y el exponente adiabático,

$k=C_p/C_v$ se tiene que: $C_p = \frac{kR}{k-1}$, entonces:

$$(w_N)_{OP} = \frac{kR}{k-1} t_1 \left\{ \theta \left[1 - \frac{1}{(\pi_c)_{OP}^{\frac{k-1}{k}}} \right] - \left[(\pi_c)_{OP}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\} \quad (28)$$

1.3. CICLO JOULE - BRAYTON

CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

De acuerdo a las consideraciones establecidas inicialmente para el estudio de ciclo ideal abierto de Joule-Brayton, el flujo másico del fluido de trabajo es de 1 kg/s. Por lo tanto el flujo de calor suministrado es:

$$\dot{q}_s = \dot{m}_A C_p t_1 \left[\theta - (\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (29)$$

El flujo de calor suministrado en condiciones ideales se puede igualar al proporcionado por el combustible, que es igual al consumo de combustible (\dot{m}_{com}) por el poder calorífico inferior (PCI) del mismo.

$$\dot{q}_s = \dot{m}_{com} PCI \quad (30)$$

Igualando las ecuaciones (29) y (30) y se obtiene el consumo de combustible, esto es:

$$\dot{m}_{com} = \frac{\dot{m}_A \frac{kR}{k-1} t_1 \left[\theta - (\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{PCI} \quad (31)$$

CONSUMO TÉRMICO UNITARIO

El ciclo ideal abierto de Joule-Brayton, requiere del suministro de una cierta cantidad de energía térmica, conocida como consumo térmico unitario adiabático, CTU_{AD} , para obtener una energía mecánica de 1 kWh, equivalente a 3600 kJ. Si el CTU_{AD} , se expresa en las unidades kJ/kWh, el rendimiento adiabático también se puede expresar por:

1.3. CICLO JOULE - BRAYTON

$$\eta_{AD} = \frac{3600}{CTU_{AD}} \quad (32)$$

El consumo térmico unitario adiabático, también equivale al flujo térmico, kJ/h, que se requieren suministrar a la turbina por poder obtener un mismo kW de potencia mecánica. Igualando las ecuaciones de eficiencia (27) y (32) y despejando el consumo térmico unitario se tiene que:

$$\frac{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{3600}{CTU_{AD}} \Rightarrow CTU_{AD} = \frac{3600(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}}}{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \quad (33)$$

1.3.2 Ciclo real abierto de Joule-Brayton.

El ciclo real abierto de Joule Brayton es el ciclo en el cual operarán las tres turbinas de gas GT11N2 de la repotenciación de la termoeléctrica Valle de México y para analizar el comportamiento de este ciclo se toman las siguientes consideraciones [21].

- El fluido de trabajo es de masa unitaria por unidad de tiempo.
- El fluido de trabajo a través de todos los equipos del ciclo es aire.
- Los calores específicos son constantes
- El rendimiento del compresor es menor al 100%.
- El rendimiento de la turbina es menor al 100%.
- Existen pérdidas de calor del sistema hacia los alrededores.
- Existen caídas de presión del fluido de trabajo en los ductos.
- La presión del fluido de trabajo a la entrada del compresor es menor que la presión a la salida de la turbina.
- El flujo másico del combustible se considera despreciable en comparación del flujo másico de aire.
- Existen pérdidas mecánicas en el compresor y la turbina.

1.3. CICLO JOULE - BRAYTON

La Figura 12 muestra el ciclo real abierto de Joule-Brayton, donde el (') indica el estado ideal.

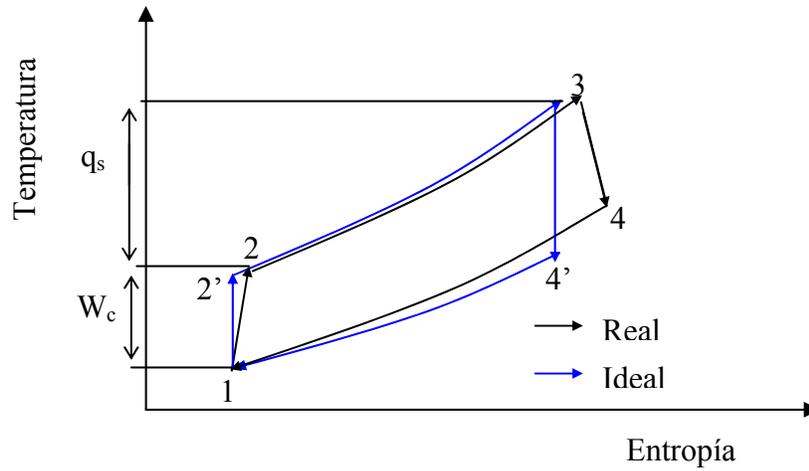


Figura 12. Diagrama Entropía - Temperatura del ciclo real abierto de Joule-Brayton

De la definición de calor específico a presión constante, $(\Delta h) = C_p(\Delta T)$ y definiendo el rendimiento isoentrópico del compresor como:

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo ideal}}{\text{Trabajo real}} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{C_{p1-2'}(T_{2'} - T_1)}{C_{p1-2}(T_2 - T_1)} \quad (34)$$

además, considerando los calores específicos constantes, para los diferentes procesos, $C_{p1-2'} = C_{p1-2} = C_p$, se tiene que el trabajo específico real que se entrega al compresor es:

$$|(\Delta h)_{1-2}| = |w_c|_R = \frac{1}{\eta_c} C_p (t_{2'} - t_1) = \frac{1}{\eta_c} C_p t_1 \left(\frac{t_{2'}}{t_1} - 1 \right) \quad (35)$$

Para el proceso 1-2', adiabático reversible se tiene:

1.3. CICLO JOULE - BRAYTON

$$\frac{t_{2'}}{t_1} = \left(\frac{p_{2'}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} \quad (36)$$

Sustituyendo la ecuación (36) en la ecuación (35), el trabajo específico real que se entrega al compresor es [9]:

$$|w_c|_R = \frac{1}{\eta_c} C_p t_1 \left[(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \Rightarrow |w_c|_R = \frac{1}{\eta_c} \frac{kR}{k-1} t_1 \left[(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (37)$$

En la cámara de combustión, el calor específico ideal suministrado es:

$$q_{2-3} = \frac{kR}{k-1} t_1 \left(\frac{t_3}{t_1} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_c} \frac{kR}{k-1} t_1 \left[(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{kR}{k-1} t_1 \left\{ (\theta - 1) - \frac{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \right\} \quad (38)$$

El rendimiento de la cámara de combustión se define como el calor específico ideal suministrado, q_{2-3} , entre el calor específico real suministrado, $(q_s)_R$, es decir:

$$\eta_{cc} = \frac{q_{2-3}}{(q_s)_R} \quad (39)$$

El calor específico real suministrado, sustituyendo la ecuación (38) [9], es:

$$(q_s)_R = \frac{1}{\eta_{cc}} \frac{kR}{k-1} t_1 \left\{ (\theta - 1) - \frac{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \right\} \quad (40)$$

Definiendo el rendimiento isoentrópico de la turbina como:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo real}}{\text{Trabajo ideal}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4'}} = \frac{C_{p_{3-4}} (t_3 - t_4)}{C_{p_{3-4'}} (t_3 - t_{4'})} \quad (41)$$

1.3. CICLO JOULE - BRAYTON

Considerando los calores específicos constantes para los diferentes procesos, $C_{p_{3-4'}} = C_{p_{3-4}} = C_p$, entonces, el trabajo específico real que entrega la turbina es:

$$(\Delta h)_{3-4} = (w_T)_R = \eta_T C_p (t_3 - t_{4'}) = \eta_T C_p t_3 \left(1 - \frac{t_{4'}}{t_3} \right) \quad (42)$$

Como

$$\frac{t_{4'}}{t_3} = \frac{1}{\left(\frac{p_3}{p_{4'}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (43)$$

Y sustituyendo la ecuación (43) en la ecuación (42) y recordando que,

$$(w_T)_R = \eta_T \frac{kR}{k-1} t_3 \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_{4'}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (44)$$

De acuerdo a las consideraciones establecidas para el estudio del ciclo real abierto de Joule-Brayton, existen caídas de presión del fluido de trabajo, y la presión a la entrada del compresor es menor que la presión a la salida de la turbina, por lo que se establece un factor de pérdida de presión que se expresa como:

$$f = \frac{\pi_T}{\pi_c} \text{ donde } \pi_c > \pi_T \therefore f < 1 \text{ \& } \pi_T = f\pi_c \quad (45)$$

Sustituyendo la ecuación (45) en la ecuación (44), se tiene el trabajo específico real que entrega la turbina [9].

$$(w_T)_R = \eta_T \frac{kR}{k-1} \theta t_1 \left(1 - (f\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (46)$$

El trabajo específico real neto disponible en el eje es: $(w_N)_R = (w_T)_R - |w_c|_R$

1.3. CICLO JOULE - BRAYTON

Considerando los rendimientos mecánicos (η_M) de la turbina y del compresor, y sustituyendo las ecuaciones (37) y (46), el trabajo específico real neto disponible en el eje es:

$$(w_N)_R = \frac{kR}{k-1} t_1 \left\{ \eta_{MT} \eta_T \theta \left(1 - (f\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} \right) - \frac{\left((\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{Mc} \eta_c} \right\} \quad (47)$$

Si el rendimiento térmico del ciclo real abierto de Joule-Brayton se define como:

$$\eta_{th} = \frac{(w_N)_R}{(q_s)_R} \quad (48)$$

Sustituyendo las ecuaciones (40) y (47) en la ecuación (48) y considerando que las pérdidas de calor por convección y radiación (α) lo afectan en forma directamente proporcional, el rendimiento térmico para el ciclo real abierto de Joule-Brayton es:

$$\eta_{th} = \eta_{cc} (1 - \alpha) \frac{\eta_{MT} \eta_T \theta \left(1 - (f\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} \right) - \frac{\left((\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{Mc} \eta_c}}{(\theta - 1) - \frac{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c}} \quad (49)$$

RELACIÓN DE PRESIÓN ÓPTIMA

Se calcula derivando el trabajo respecto a la relación de presiones e igualando a cero.

$$(\pi_c)_{op} = \left\{ \frac{\eta_{MT} \eta_T \eta_{Mc} \eta_c \theta}{f^{\frac{k-1}{k}}} \right\}^{\frac{k}{2(k-1)}} \quad (50)$$

1.3. CICLO JOULE - BRAYTON

Donde $(\pi_c)_{op}$ es la relación de presiones óptima, la cual proporciona el trabajo específico ideal neto óptimo.

CONSUMO TÉRMICO UNITARIO.

El ciclo real de Joule-Brayton, requiere del suministro real de una cierta cantidad de energía térmica, conocida como consumo térmico unitario, CTU, para obtener una energía mecánica de 1kWh, equivalente a 3600 kJ. Si el CTU, se expresa en unidades de kJ/kWh, el rendimiento térmico también se puede expresar por:

$$\eta_t = \frac{3600 \text{ kJ/kWh}}{\text{CTU kJ/kWh}} \quad (51)$$

Despejando el CTU de la ecuación (51) y sustituyendo la eficiencia térmica de la ecuación (49) se obtiene:

$$\text{CTU} = \frac{3600(\theta-1) - \frac{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c}}{\eta_{cc}(1-\alpha)\eta_{MT}\eta_T\theta\left(1 - (f\pi_c)^{\frac{k-1}{k}}\right) - \frac{\left(\frac{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{Mc}\eta_c}\right)}{\eta_{Mc}\eta_c}} \quad (52)$$

1.4 CICLO COMBINADO.

1.4.1 Ciclo combinado puro

El ciclo combinado puro esta formado por una o varias turbinas de gas, un recuperador de calor que genera vapor con los gases de escape de la turbina de gas y un ciclo de turbina de vapor. En ocasiones el recuperador de calor contiene post-combustión para aumentar más la temperatura de los gases de escape [16].

1.4. CICLO COMBINADO

En un ciclo combinado típico, con caldera de recuperación sin post-combustión, la energía que se puede recuperar con la turbina de vapor, es casi la mitad de aquella producida por la turbina de gas.

Por lo tanto una instalación formada por dos turbinas de gas resulta muy equilibrada, cada una con su recuperador de calor y una turbina de vapor alimentada por los dos recuperadores de calor. De este modo se obtienen tres grupos prácticamente iguales, con tres generadores eléctricos idénticos, como se muestra en la Figura 13.

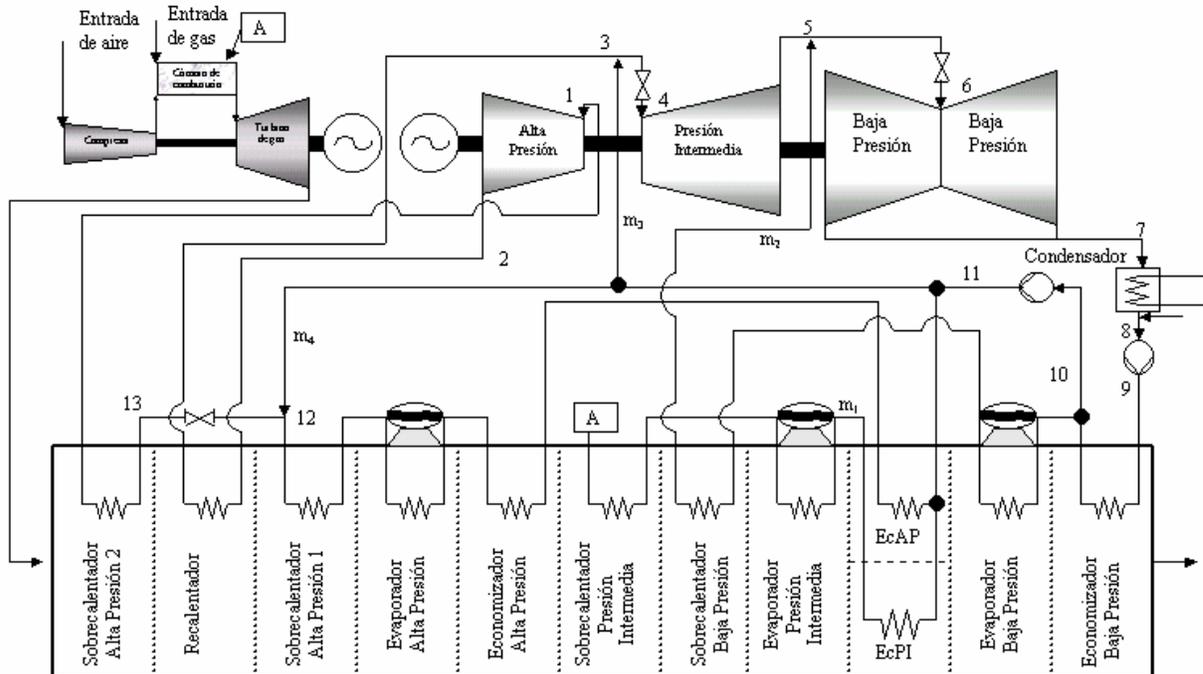


Figura 13. Ejemplo de ciclo combinado puro.

Sin embargo, existe otra forma de utilizar el ciclo combinado no en nuevas instalaciones, sino en la modernización de plantas ya existentes; este proceso se denomina *repotenciación* (repowering). Con este término se entiende el sistema de modernizar una instalación de generación eléctrica con turbinas de vapor mediante el reemplazo de la caldera de vapor, ya obsoleta, con un recuperador de calor para generación de vapor (Heat Recovery Steam Generation, HRSG) y una turbina de gas.

1.4. CICLO COMBINADO

Los recuperadores de calor son de dos tipos: 1. Para enfriar un flujo, 2. Para calentar un fluido (que es el caso de la repotenciación). De acuerdo al fluido a calentar se clasifican en: 1. circulación natural, 2. circulación forzada. También se pueden clasificar de acuerdo a la presión del fluido a calentar en: 1. De una presión, 2. de múltiples presiones (pudiendo ser de dos, tres, ... Presiones).

Finalmente también se clasifican de acuerdo al calor extra suministrado en: 1. Sin quemadores, 2. Con calor suplementario (calor auxiliar), 3. Con quemadores. En dado caso que se necesiten quemadores en el HRSG, el oxígeno para la combustión se obtiene directamente de los gases de escape de la turbina de gas; sólo en caso de que se le inyecte vapor de agua a la turbina de gas, se requerirá de introducir aire al HRSG para realizar la combustión.

El recuperador de calor de los gases de escape de la turbina de gas, Figura 14 [12], debe poder satisfacer la presión y la temperatura del vapor a la entrada de la turbina de vapor. El recuperador de calor utilizado en la repotenciación de la central termoeléctrica Valle de México, es de tres presiones y de circulación forzada sin quemadores.



Figura 14. Recuperador de calor

1.4. CICLO COMBINADO

1.4.2 Ciclo combinado en la repotenciación.

El ciclo combinado en la repotenciación de la central termoeléctrica Valle de México es modelo KA11N2 de tres presiones. Se forma uniendo al ciclo Joule-Brayton de la 3 turbinas de gas GT11N2, con el ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento de la unidad 4, mediante los 3 HRSG de tres presiones sin combustión, como se muestra en la Figura 15 y sin que trabaje el generador de vapor de la unidad 4.

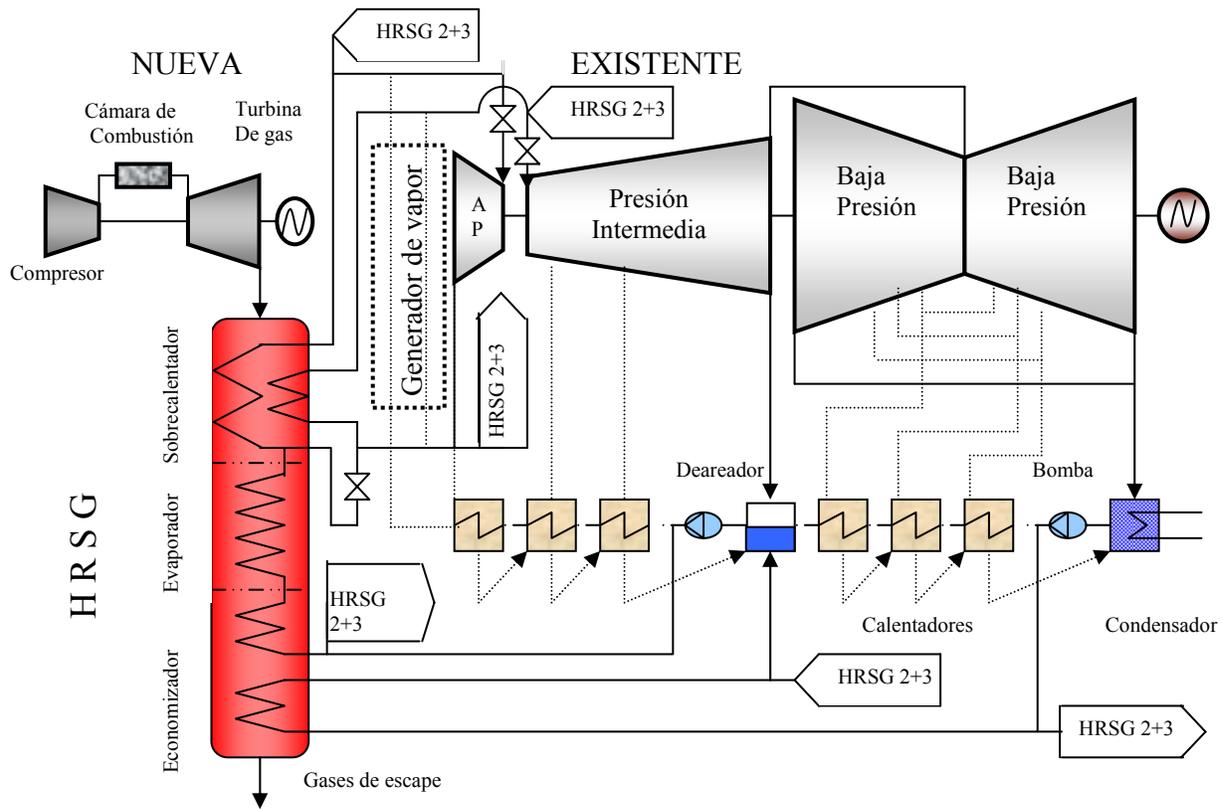


Figura 15. Repotenciación de la unidad 4 de la termoeléctrica Valle de México, ciclo combinado.

Las líneas punteadas en la Figura 15 muestran los equipos y tubería que se deberían quitar definitivamente si se deseara trabajar al sistema única y definitivamente en modo ciclo combinado. Pero en este caso sólo se cerrarán las válvulas que regulan las extracciones de las turbinas de media y de baja presión, así como se cerrará el paso del flujo de agua hacia la caldera de generación de vapor; sólo se mantiene la extracción hacia el deaerador, para eliminar los condensables.

1.4. CICLO COMBINADO

El flujo másico de agua cuando sale de un equipo de la unidad 4, si tiene que pasar por al HRSG, se separa en tres flujos másicos iguales y cuando el flujo másico regresa a otro equipo de la unidad 4 los tres flujos másicos iguales se juntan y cuando tiene que pasar al HRSG se vuelven a separar.

1.4.3 Modo híbrido

El modo híbrido en la repotenciación de la central termoeléctrica Valle de México, se forma uniendo al ciclo Joule-Brayton de las 3 turbinas de gas GT11N2, con el ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento de la unidad 4. La unión es mediante los 3 HRSG que suministrarán aproximadamente el 50% del vapor a la turbina de vapor. En modo híbrido el generador de vapor, si sigue trabajando suministrando aproximadamente el otro 50% del vapor a la turbina de vapor, como se muestra en la Figura 16.

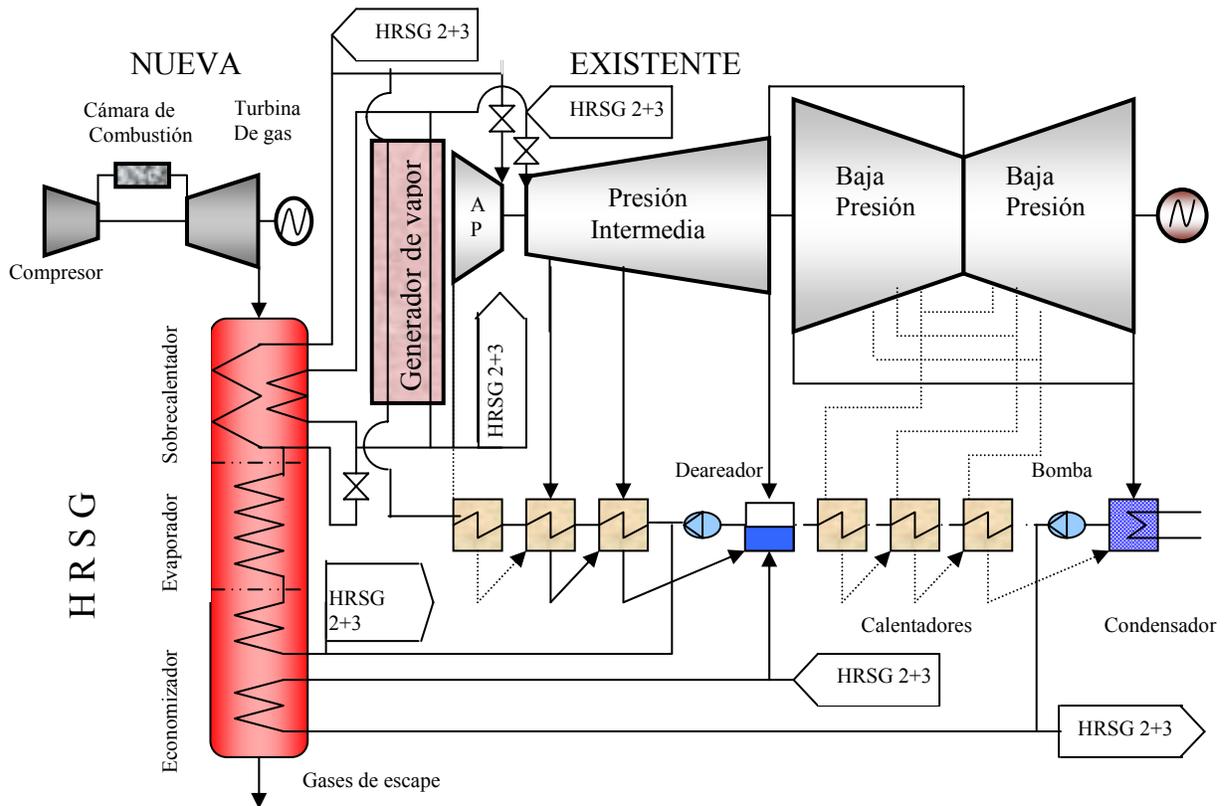
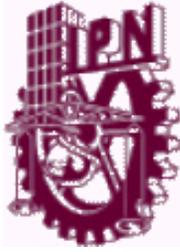
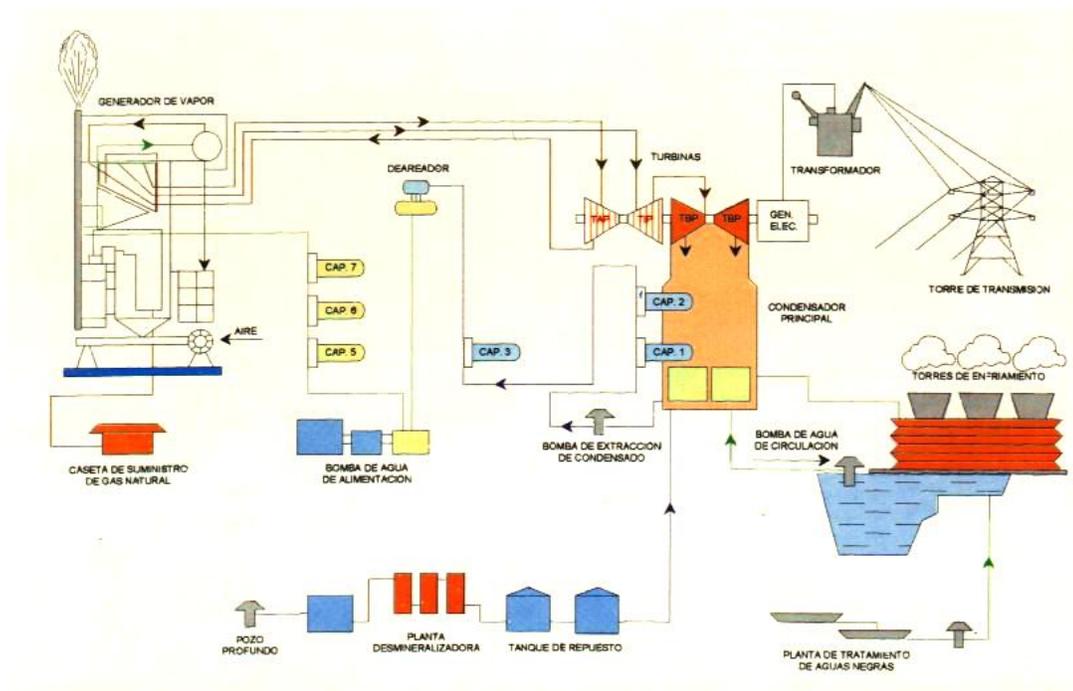


Figura 16. Repotenciación de la unidad 4 de la termoeléctrica Valle de México, modo híbrido



CAPITULO 2

ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE LOS CICLOS DEL SISTEMA REPOTENCIADO



Este capítulo muestra los diagramas esquemáticos de los ciclos involucrados en la repotenciación, y de acuerdo a la teoría proporcionada en el primer capítulo, se obtiene la modelación matemática, resultado del análisis termodinámico a los ciclos: Rankine regenerativo con recalentamiento, Joule –Brayton real abierto, combinado y modo híbrido.

2.1 TERMODINÁMICA DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

2.1 TERMODINÁMICA DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4.

2.1.1 Descripción del sistema

En la Figura 17 se presenta el diagrama esquemático de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México. Donde la temperatura de entrada a la turbina es de 538°C , con una presión de 166 bar; la temperatura de condensación es de 42°C y la calidad del vapor a la salida de la turbina de baja presión es 0.9 [8].

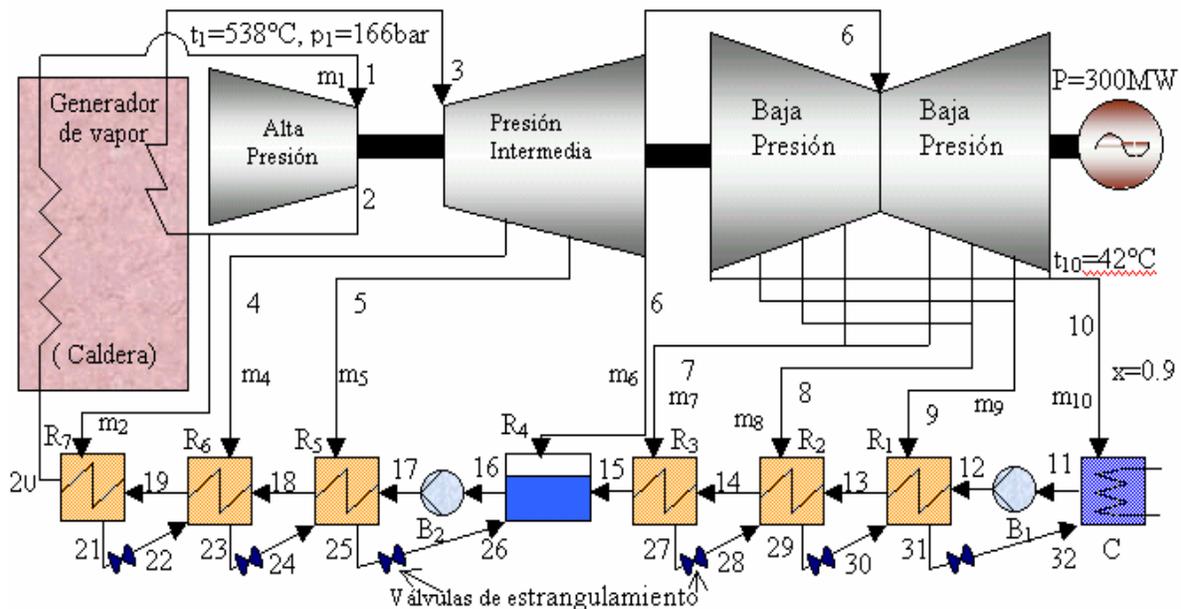


Figura 17. Diagrama esquemático de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México.

La unidad 4 de la central termoeléctrica del Valle de México es un ciclo Rankine con recalentamiento y regenerativo. La turbina de vapor está compuesta de tres partes, la de alta presión (AP), la de presión intermedia (PI) y la de baja presión (BP). La central consta de un recalentamiento de vapor entre la expansión en la sección de AP y de PI, un condensador (C), seis calentadores de agua de superficie con cascada hacia atrás (R_1 , R_2 , R_3 , R_5 , R_6 y R_7), un calentador de agua abierto (R_4), dos bombas (B_1 y B_2) y un generador de vapor (GV).

En el diagrama no se muestran los servicios auxiliares, ni el sistema de enfriamiento del agua utilizada para condensar, ni los componentes internos del generador de vapor. Entonces, nuestro

2.1 TERMODINÁMICA DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

sistema de estudio de la unidad 4 queda representado en la Figura 18, donde se observa que tampoco se consideran las caídas de presión en las tuberías.

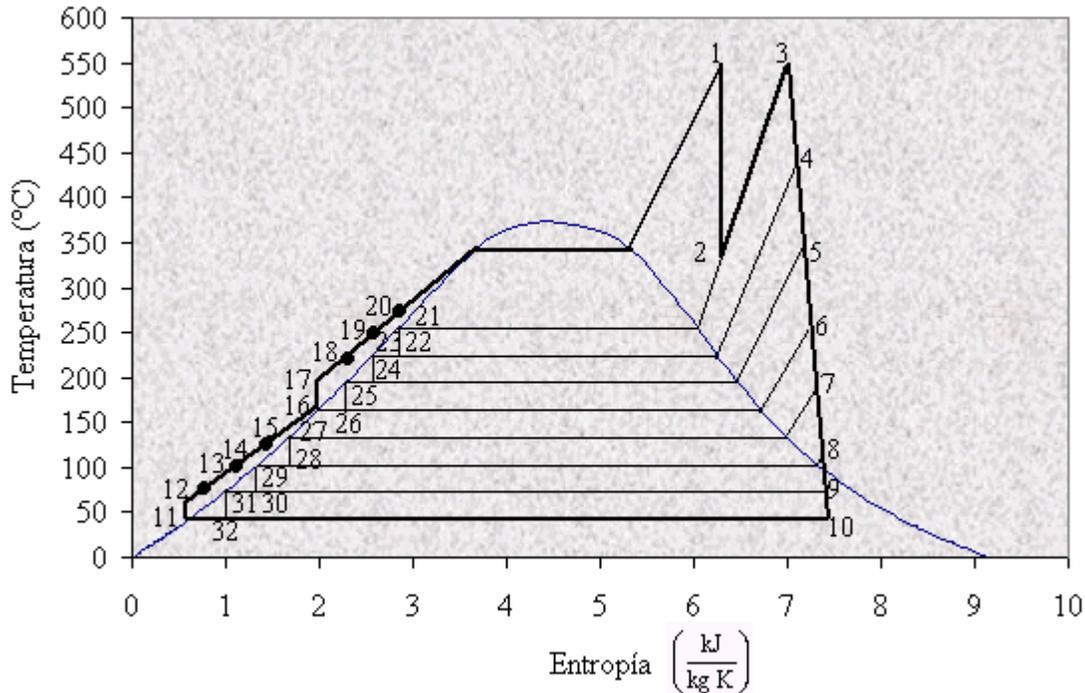


Figura 18. Diagrama Entropía - Temperatura de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México.

2.1.2 Análisis termodinámico.

El análisis termodinámico se describe a continuación para cada estado termodinámico de las Figuras 17 y 18, donde la temperatura y la presión del vapor vivo (p_1 , t_1), y la presión de condensación (p_{10}) son los datos requeridos para iniciar el análisis.

Estado 1

De acuerdo a los valores del vapor vivo t_1 y p_1 , en tablas de vapor sobrecalentado, se calculan sus valores de v_1 , h_1 y s_1 .

2.1 TERMODINÁMICA DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

Estado 2

Se obtiene la temperatura de saturación t_{SAT2} que corresponde a la presión de recalentamiento y t_{10} que corresponde a la presión de condensación. Se calcula la temperatura media, de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\Delta t_{OP} = \frac{t_{SAT2} - t_{SAT10}}{n+1} \quad (53)$$

La ecuación (17) [7], cumple con la condición de que la diferencia de temperaturas de saturación entre los puntos sucesivos de las extracciones sea la misma. En donde “n” es el número de extracciones realizadas, después del paso de recalentamiento. De acuerdo a la Figura 11, se tienen que $n = 6$. En la Figura 14 se muestran las regiones, que corresponden al número de extracciones más uno. t_{SAT2} y t_{SAT10} se obtienen con tablas de vapor saturado a p_2 y p_{10} .

Se considera la expansión del vapor como un proceso isoentrópico. Esto quiere decir que $s_{2s} = s_1$. Con el valor de s_{2s} y p_2 , en tablas de vapor sobrecalentado se obtiene h_{2s} , h_2 se calcula a partir de la eficiencia isoentrópica de la expansión del vapor (η_{SIT}).

$$h_2 = h_1 - (\eta_{SIT} (h_1 - h_{2s})) \quad (54)$$

En tablas de vapor sobrecalentado con p_2 y h_2 se obtienen los valores de t_2 , s_2 y v_2 .

Estado 3

Como el recalentamiento se realiza a presión constante $p_3 = p_2$ y se recalienta hasta la temperatura del vapor sobrecalentado, entonces $t_3 = t_1$, en tablas de vapor sobrecalentado se encuentra h_3 , s_3 y v_3 .

Estado 4

Se obtiene la temperatura de saturación t_{SAT4} que corresponde a la presión de la segunda extracción.

2.1 TERMODINÁMICA DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

$$t_{SAT4} = t_{SAT2} - \Delta t_{OP} \quad (55)$$

En tablas de vapor saturado se encuentra el valor de p_4 con t_{SAT4} . Se considera la expansión del vapor como un proceso isoentrópico. Esto quiere decir que $s_{4s} = s_3$. Con el valor de s_{4s} y p_4 , en tablas de vapor sobrecalentado se obtiene h_{4s} , h_4 se calcula a partir de la eficiencia isoentrópica de la expansión del vapor.

$$h_4 = h_3 - (\eta_{SIT} (h_3 - h_{4s})) \quad (56)$$

En tablas de vapor sobrecalentado con p_4 y h_4 se obtienen los valores de t_4 , v_4 y s_4 .

Estado 5, estado 6, estado 7 y Estado 8

Estos cuatro estados se calculan igual que el estado 4.

Estado 9

Se obtiene la temperatura de saturación t_{SAT9} que corresponde a la presión de la sexta extracción.

$$t_{SAT9} = t_{SAT8} - \Delta t_{OP} \quad (57)$$

En tablas de vapor saturado se encuentra el valor de p_9 con t_{SAT9} . Se considera la expansión del vapor como un proceso isoentrópico. Esto quiere decir que $s_{9s} = s_8$.

De tablas de vapor saturado a p_9 , se obtiene el valor de s_{g9} .

Como $s_{9s} < s_{g9}$, el vapor se extrae húmedo con calidad x_{9s} que se calcula con la siguiente ecuación.

$$x_{9s} = \frac{s_{9s} - s_{f9}}{s_{g9} - s_{f9}} \quad (58)$$

En tablas de vapor saturado a p_9 , se localiza s_{f9} , h_{g9} y h_{f9} y se calcula h_{9s} y h_9 con:.

2.1 TERMODINÁMICA DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

$$h_{9s} = h_{f9} + (x_{9s}(h_{g9} - h_{f9})) \quad (59)$$

$$h_9 = h_8 - (\eta_{SIT}(h_8 - h_{9s})) \quad (60)$$

La calidad x_9 se calcula con la ecuación (61) y con la calidad se puede calcular la entropía y el volumen específico, Ecuaciones (62) y (63):

$$x_9 = \frac{h_9 - h_{f9}}{h_{g9} - h_{f9}} \quad (61)$$

$$s_9 = s_{f9} + x_9(s_{g9} - s_{f9}) \quad (62)$$

$$v_9 = v_{f9} + x_9(v_{g9} - v_{f9}) \quad (63)$$

Como es vapor húmedo $t_9 = t_{SAT9}$

Estado 10

Se calcula igual que el estado 9.

Estado 11

Al salir del condensador el fluido se encuentra como líquido saturado a $t_{11} = t_{10}$, $p_{11} = p_{10}$. En tablas de líquido saturado se obtiene h_{11} y s_{11} .

Estado 12

Al salir el fluido de la primera bomba (B_1), ésta le aumenta la presión al fluido hasta la presión del calentador abierto (R_4), por lo tanto $p_{12} = p_6$.

La entalpía en este punto se calcula con la ecuación (28).

$$h_{12} = h_{11} + \frac{v_{11}(p_{12} - p_{11})}{\eta_B} \quad (64)$$

Con p_{12} y h_{12} , en tablas de líquido subenfriado se obtiene v_{10} , t_{12} y s_{12} .

2.1 TERMODINÁMICA DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

Estado 13

En este punto $p_{13} = p_{12}$ y t_{13} se calcula con la ecuación (65).

$$t_{13} = t_{SAT9} - DTT_{vsh} \quad (65)$$

La diferencia de temperatura terminal (DTT), en los intercambiadores donde se tiene vapor saturado seco o húmedo (DTT_{vsh}). Con p_{13} y t_{13} , en tablas de líquido subenfriado se obtiene v_{13} , h_{13} y s_{13} .

Estado 14

En este punto $p_{14} = p_{13}$ y t_{14} se calcula con la ecuación (66)

$$t_{14} = t_{SAT8} - DTT_{vsc} \quad (66)$$

La diferencia de temperatura terminal (DTT), en los intercambiadores donde se tiene vapor sobrecalentado (DTT_{vsc}). Con p_{14} y t_{14} , en tablas de líquido subenfriado se obtiene v_{14} , h_{14} y s_{14} .

Estado 15

Este estado se calcula igual que el estado 14.

Estado 16

Al salir del deareador el fluido se encuentra como líquido saturado a $t_{16} = t_{SAT6}$, $p_{16} = p_6$. En tablas de líquido saturado se obtiene v_{16} , h_{16} y s_{16} .

Estado 17

El estado 17 se calcula igual que el estado 12.

Estado 18, estado 19 y estado 20

Estos tres estados se calculan igual que el estado 14.

2.1 TERMODINÁMICA DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

Estado 21

La fracción de masa m_2 al pasar por el calentador R_7 , se condensa hasta líquido saturado. Por lo tanto $t_{21} = t_{SAT2}$ y $p_{21} = p_2$. Con t_{21} y p_{21} , en tablas de líquido saturado se obtiene v_{21} , h_{21} y s_{21} .

Estado 22

El proceso de estado 21 al estado 22, es un proceso de estrangulamiento que se hace para disminuir la presión, tal que $p_{22} = p_4$, por lo que la temperatura también disminuye tal que $t_{22} = t_{SAT4}$ y entonces $h_{22} = h_{21}$.

La calidad del vapor es:
$$x_{22} = \frac{h_{22} - h_{fp22}}{h_{gp22}} \quad (67)$$

En tablas de vapor saturado a p_{22} , se obtiene h_{fp22} , h_{gp22} , s_{fp22} , s_{gp22} , v_{fp22} y v_{gp22} . La entropía y el volumen específico se calculan con:

$$s_{22} = s_{fp22} + (x_{22} (s_{gp22} - s_{fp22})) \quad (68)$$

$$v_{22} = v_{fp22} + (x_{22} (v_{gp22} - v_{fp22})) \quad (69)$$

Estado 23, estado 25, estado 27, estado 29 y estado 31

Estos cinco estados se calculan igual que el estado 21.

Estado 24, estado 28 y estado 30

Estos tres estados se calculan igual que el estado 22.

Estado 26

Este proceso se realiza para poder mezcla los flujos en el deareador. El proceso de estado 25 al estado 26, es un proceso de estrangulamiento que se hace para disminuir la presión, tal que $p_{26} = p_6$, por lo que la temperatura también disminuye tal que $t_{26} = t_{SAT6}$ y entonces $h_{26} = h_{25}$. Y los demás valores se calculan igual que en el estado 22.

2.1 TERMODINÁMICA DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

Estado 32

Este proceso se realiza para poder mezclar los flujos en el condensador. El proceso de estado 31 al estado 32, es un proceso de estrangulamiento que se hace para disminuir la presión, tal que $p_{32} = p_{10}$, por lo que la temperatura también disminuye tal que $t_{32} = t_{SAT10}$ y entonces $h_{26} = h_{25}$. Y los demás valores se calculan igual que en el estado 22.

FRACCIONES DE FLUJO MÁSICO

Para calcular la fracción de masa en cada extracción, se considera un flujo unitario, de tal forma que los cálculos quedarán por unidad de masa. Entonces $m_1 = 1\text{kg}$.

El balance de energía en el calentador 7 es: $m_2(h_2 - h_{21}) = h_{20} - h_{19}$, de donde se puede despejar la fracción de masa m_2 .

$$m_2 = \frac{h_{20} - h_{19}}{h_2 - h_{21}} \quad (70)$$

Del balance de masa y energía en el calentador 6, se obtiene la fracción de masa m_4 .

$$m_4 = \frac{h_{19} - h_{18} + m_2(h_{23} - h_{22})}{h_4 - h_{23}} \quad (71)$$

Del balance de masa y energía en el calentador 5, se obtiene la fracción de masa m_5 .

$$m_5 = \frac{h_{18} - h_{17} + ((m_2 + m_4)(h_{25} - h_{24}))}{h_5 - h_{25}} \quad (72)$$

2.1 TERMODINÁMICA DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

Del balance de masa y energía en el calentador 4, se obtiene la fracción de masa m_6 .

$$m_6 = \frac{h_{16} - h_{26}(m_2 + m_4 + m_5) - h_{15}(1 - m_2 - m_4 - m_5)}{h_6 - h_{15}} \quad (73)$$

Del balance de masa y energía en el calentador 3, se obtiene la fracción de masa m_7 .

$$m_7 = \frac{(1 - m_2 - m_3 - m_4 - m_5 - m_6)(h_{15} - h_{14})}{h_7 - h_{27}} \quad (74)$$

Del balance de masa y energía en el calentador 2, se obtiene la fracción de masa m_8 .

$$m_8 = \frac{(1 - m_2 - m_3 - m_4 - m_5 - m_6)(h_{14} - h_{13}) + m_7(h_{29} - h_{28})}{h_8 - h_{28}} \quad (75)$$

Del balance de masa y energía en el calentador 1, se obtiene la fracción de masa m_9 .

$$m_9 = \frac{(1 - m_2 - m_3 - m_4 - m_5 - m_6)(h_{13} - h_{12}) + (m_7 + m_8)(h_{31} - h_{30})}{h_9 - h_{31}} \quad (76)$$

Del balance de masa en la turbina, se obtiene m_{10} .

$$m_{10} = 1 - m_2 - m_4 - m_5 - m_6 - m_7 - m_8 - m_9 \quad (77)$$

El calor suministrado se calcula con la ecuación (78).

$$q_s = h_1 - h_{20} + (1 - m_2)(h_3 - h_2) \quad (78)$$

El trabajo de las bombas se calcula con la ecuación (79)

$$w_B = h_{17} - h_{16} + ((h_{12} - h_{11}))(m_7 + m_8 + m_9 + m_{10}) \quad (79)$$

2.1 TERMODINÁMICA DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

El trabajo de la turbina se calcula con la ecuación (80).

$$\begin{aligned} w_T = & (h_1 - h_2) + ((1 - m_2)(h_3 - h_4)) + ((1 - m_2 - m_4)(h_4 - h_5)) \\ & + ((1 - m_2 - m_4 - m_5)(h_5 - h_6)) + ((m_7 - m_8 - m_9 - m_{10})(h_6 - h_7)) \\ & + ((m_8 - m_9 - m_{10})(h_7 - h_8)) + ((m_9 + m_{10})(h_8 - h_9)) + (m_{10}(h_9 + h_{10})) \end{aligned} \quad (80)$$

El trabajo neto se calcula con la ecuación (81).

$$w_N = w_T - w_B \quad (81)$$

El flujo másico de vapor se calcula con la ecuación (82).

$$\dot{m}_v = \frac{P}{w_N} \quad (82)$$

El flujo másico de combustible se calcula con la ecuación (83).

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_v(h_1 - h_{20}) + (\dot{m}_v(1 - m_2)(h_3 - h_2))}{PCI} \quad (83)$$

La eficiencia térmica del ciclo se calcula con la ecuación (84).

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{w_N}{q_s} \quad (84)$$

La eficiencia total de la unidad 4, es la multiplicación de la eficiencia calculada con la ecuación 48, por la eficiencia del generador de vapor y por la eficiencia del sistema de enfriamiento del agua utilizada para condensar.

2.2 TERMODINÁMICA DEL CICLO JOULE – BRAYTON

2.2 TERMODINÁMICA DEL CICLO JOULE - BRAYTON.

2.2.1 Características del sistema.

Como ya se mencionó el ciclo Joule-Brayton de las turbinas de gas GT11N2 utilizadas para repotenciar la unidad 4 de la termoeléctrica Valle de México, es un ciclo Joule-Brayton abierto. La Figura 19 muestra el corte esquemático del sistema turbina de gas GT11N2, donde se observan las partes del sistema.

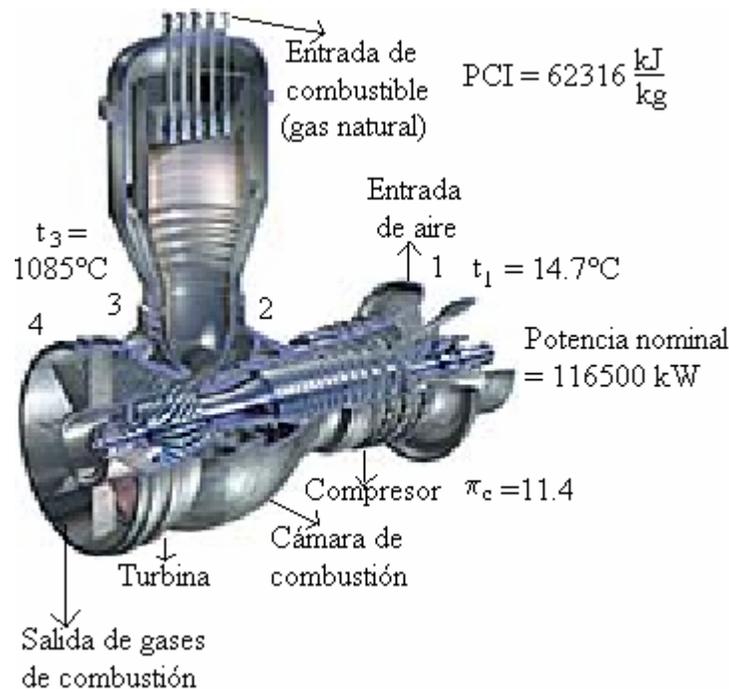


Figura 19. Corte seccional de la Turbina de gas GT11N2.

La temperatura ambiente de 14.7°C , es a la que realizaron los diagramas térmicos de la repotenciación [27], [28]. La temperatura de entrada a la turbina de 1085°C y la potencia nominal de 116.5 MW son datos de diseño de la turbina GT11N2 [11]. La relación de compresión de 11.4 es la de diseño del compresor, para poder satisfacer el intercambio de calor en las 3 presiones del HRSG [23]. El Poder calorífico inferior (PCI) del combustible de 62316 kJ/kg , es el PCI promedio del gas natural que suministro PEMEX, a la central termoeléctrica Valle de México de las 8hr del 11 a las 8hr del 12 de mayo del 2002 [29].

2.2 TERMODINÁMICA DEL CICLO JOULE – BRAYTON

CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DE LA TURBINA DE GAS GT11N2

La Tabla 3 muestra las especificaciones de diseño de la turbina de gas GT11N2, utilizadas en sistemas de ciclo combinado [3]. La turbina es de 4 etapas, de las cuales 2 son enfriada. el compresor es axial de alta eficiencia, diseño compacto y no necesita silenciador adicional. El combustor es alargado para una operación confiable y estable en el modo de flama de difusión.

Tabla 3. Especificaciones de la turbina de gas GT11N2

Potencia	116.5 MW
Consumo Térmico Unitario	11090 kJ/kWhr
Temperatura ambiente	15 °C
Temperatura de entrada a la turbina	1085 °C
Temperatura de los gases de escape	530 °C
Flujo másico de los gases de escape	400Kg/s
Relación de compresión	11.4
Frecuencia de generación	60 Hz
Combustible	Gas natural

2.2.2 Análisis termodinámico

El análisis se realizará de acuerdo a las ecuaciones del ciclo real abierto de Joule-Brayton del tema 1.3.2, y tomando de las especificaciones de la Tabla 3. Se considerará despreciable las pérdidas de calor por radiación y convección $\alpha=0$. Además de utilizar las siguientes especificaciones de rendimientos de las turbinas de gas modelos GT de ABB Alstom.

- * Rendimiento isoentrópico del compresor $\eta_c = 0.84$
- * Rendimiento isoentrópico de la turbina $\eta_T = 0.91$
- * Rendimiento de la cámara de combustión $\eta_{cc} = 0.98$
- * Rendimiento mecánico del compresor $\eta_{Mc} = 0.98$

2.2 TERMODINÁMICA DEL CICLO JOULE – BRAYTON

- * Rendimiento mecánico de la turbina $\eta_{MT} = 0.98$
- * Factor de pérdidas de presión $f = 0.98$, es decir 2% de pérdida de presión.
- * Constante del gas $R = 0.287 \text{ kJ/kgK}$

El presente análisis no se considera al C_p constante, depende de las condiciones de temperatura de acuerdo con la siguiente ecuación [13].

$$C_p = 0.916 + \frac{2.75t}{10000} - \frac{3.97t^2}{100000000} \quad (85)$$

donde t es la temperatura promedio entre los 2 estados que se lleve a cabo el proceso.

$$t = \frac{t_a + t_b}{2} \quad (86)$$

donde t_b es la temperatura que se obtendría si el proceso se lleva a cabo idealmente.

Con el C_p se calcula el nuevo valor de k (k inicialmente se toma con el valor a temperatura ambiente que es de 1.4 para el aire).

$$k_{\text{nuevo}} = \frac{C_p}{C_p - R} \quad (87)$$

Con el nuevo valor de k se calcula el nuevo valor de $t_{b\text{nuevo}}$ y se repiten las ecuaciones (86) y (87) hasta que $t_b \approx t_{b\text{nuevo}}$ hasta una cota preespecificada, en nuestro caso deben ser iguales hasta cienmilésimas.

En el caso de compresor

$$t_2 = t_1 (\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} \quad \& \quad t_{2\text{nuevo}} = t_1 + t_1 \left[(\pi_c)^{\frac{k_{\text{nuevo}}-1}{k_{\text{nuevo}}} - 1 \right] \quad (88)$$

2.2 TERMODINÁMICA DEL CICLO JOULE – BRAYTON

En el caso de la turbina

$$t_{4'} = \frac{t_3}{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}}} \quad \& \quad t_{4'\text{nuevo}} = t_3 - t_3 \left[1 - \frac{1}{(\pi_c)^{\frac{k_{\text{nuevo}}-1}{k_{\text{nuevo}}}} \right] \quad (89)$$

Para calcular la temperatura real a la salida del compresor se utiliza la siguiente ecuación.

$$t_2 = t_1 + \frac{t_1}{\eta_c} \left[(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (90)$$

Para calcular la temperatura real a la salida de la turbina se utiliza la siguiente ecuación.

$$t_4 = t_3 - t_3 \eta_T \left[1 - \frac{1}{(\pi_c)^{\frac{k-1}{k}}} \right] \quad (91)$$

El trabajo de compresión se calcula con la ecuación (37), el trabajo de la turbina se calcula con la ecuación (46), el trabajo neto es la diferencia del trabajo de la turbina menos el trabajo de compresión, el calor suministrado se calcula con la ecuación (40), la eficiencia térmica se calcula con la ecuación (49), el consumo térmico unitario se calcula con la ecuación (83), el flujo másico de combustible se obtiene con:

$$\dot{m}_{cc} = \frac{\dot{m}_A q_s}{62316} \quad (92)$$

el flujo másico de los gases de escape se obtiene con:

$$\dot{m} = \frac{\text{Potencia}}{W_N} \quad (93)$$

Primero se calcula el flujo másico de combustible correspondiente a un flujo másico unitario de aire y después se relacionan con el flujo másico de los gases de escape. Finalmente la relación de presiones óptima se calcula con la ecuación (50).

2.3 TERMODINÁMICA DEL CICLO COMBINADO

2.3 TERMODINÁMICA DEL CICLO COMBINADO.

2.3.1 Descripción del sistema

A diferencia de la forma de trabajo normal de la unidad 4 en ciclo Rankine regenerativo y con recalentamiento, donde solo una fracción del flujo másico a la salida de la turbina de alta presión se recalienta, aquí todo el flujo másico que sale de la turbina de alta se recalienta.

No todo el flujo másico entra a la turbina de alta presión, sino que es en la turbina de media presión donde entra todo el flujo másico y es donde se considera un flujo unitario de entrada, como se muestra en la Figura 20, esto se utilizará para realizar el análisis térmico.

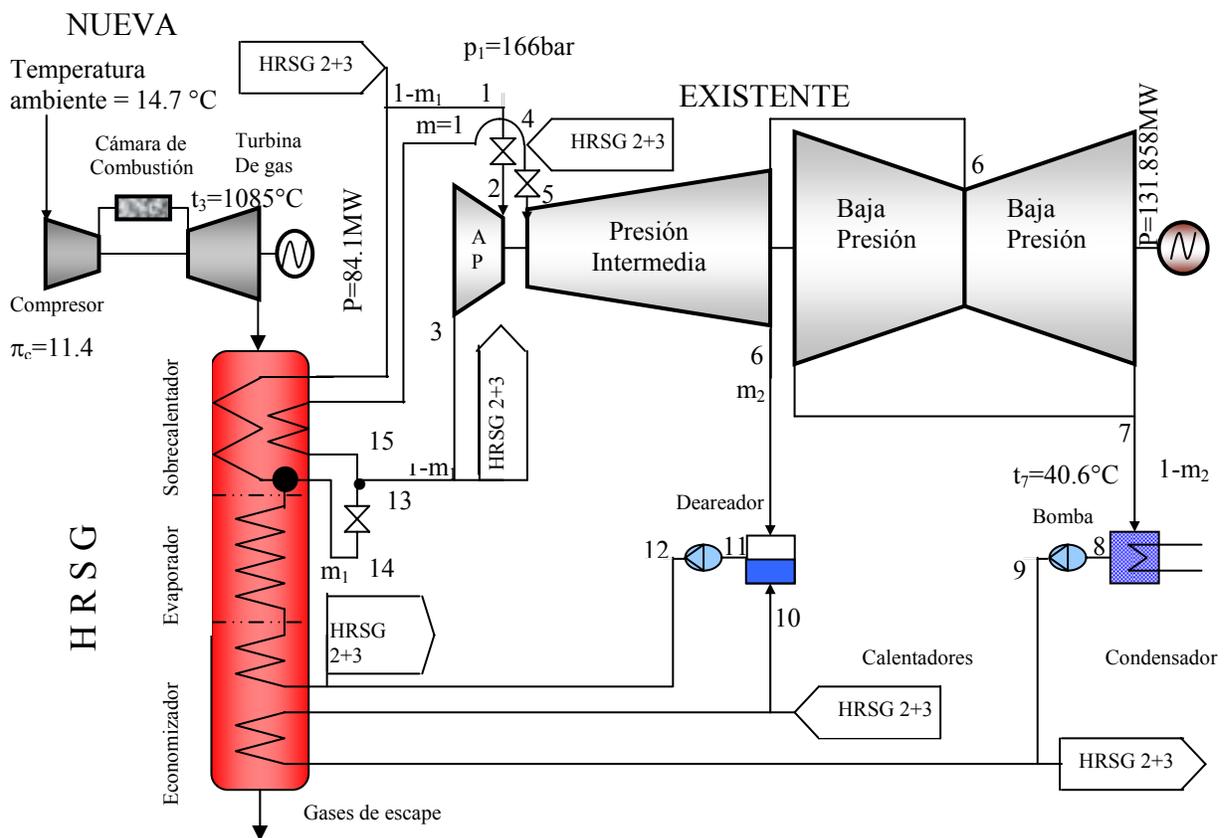


Figura 20. Diagrama esquemático de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México, trabajando en ciclo combinado.

2.3 TERMODINÁMICA DEL CICLO COMBINADO

Los datos de temperatura ambiente de 14.7°C , potencia de cada turbina de gas igual a 84.1 MW, presión de entrada a la turbina de vapor de 166 bar, temperatura de condensación de 40.6°C y potencia de la turbina de vapor de 131.858 MW, son los valores de diseño de los diagramas térmicos de la repotenciación [27].

Las válvulas de los pasos 1 a 2 y 4 a 5 sirven para regular la presión de expansión de las turbinas de alta y media presión. A la salida de la turbina de presión intermedia se extrae una fracción de flujo m_2 , hacia el deaerador (punto 6).

El flujo de agua 1- m_2 al salir del condensador pasa por una bomba que le aumenta la presión y después se divide en tres flujos másicos iguales para pasar por los economizadores de cada HRSG, los cuales realizan la función de las extracciones de vapor en las turbinas de media y baja presión, función que es precalentar el agua de alimentación (es decir el economizador realiza la regeneración del ciclo Rankine).

En el mismo HRSG se lleva a cabo la evaporación y el sobrecalentamiento, pero este último se lleva a cabo dividiendo el flujo de los gases de escape de la turbina de gas, para sobrecalentar el flujo de vapor hacia la turbina de alta presión y el flujo recalentado que se dirige a la turbina de presión intermedia.

El fluido de trabajo en sus fases de vapor y de líquido se representan en la Figura. 21. Donde el punto 14 es la extracción de la fracción de flujo másico m_1 que no entra a la turbina de alta presión y el punto 15 es la unión de la fracción m_1 con el flujo principal para tener el flujo total unitario y en el punto 6 se extrae la fracción de flujo másico m_2 que no entra a la turbina de baja presión.

El paso del estado 14 al estado 13, es un estrangulamiento, para disminuir la presión de la extracción de la fracción de flujo m_1 , que no entra a la turbina de alta presión. Las presiones 9, 11 y 13, son las tres presiones, a las que trabaja el HRSG.

2.3 TERMODINÁMICA DEL CICLO COMBINADO

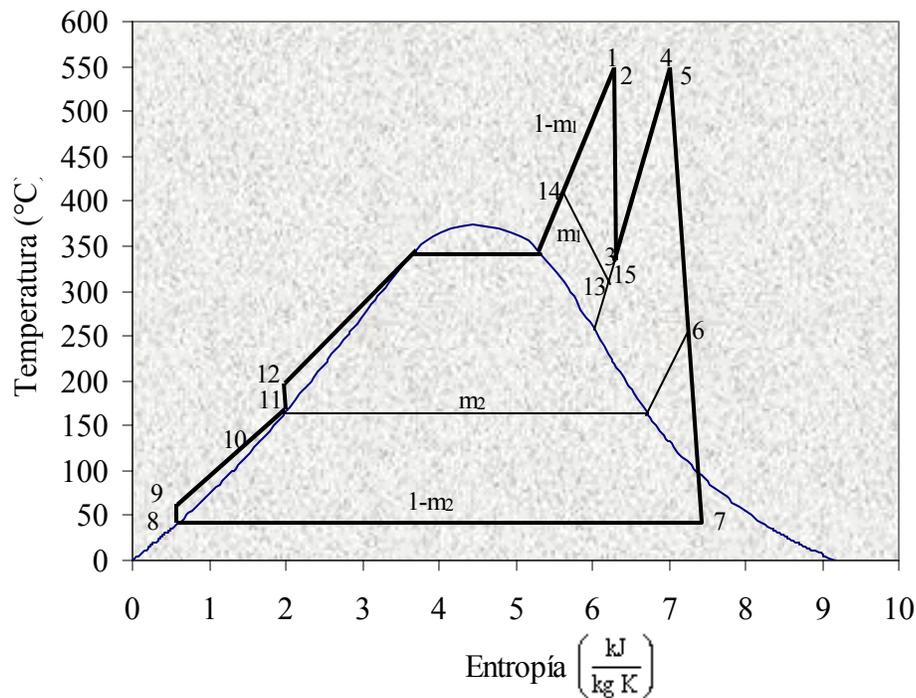


Figura 21. Diagrama Entropía- Temperatura de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México, ciclo combinado.

2.3.2 Análisis termodinámico del ciclo combinado.

La parte de la turbina de gas es exactamente la misma que como se analizó el ciclo Joule-Brayton, sólo interesa la temperatura de salida de los gases de escape de la turbina de gas, porque es la que determinará la temperatura a la que se podrá calentar el vapor de alimentación hacia las turbinas de vapor.

Para la turbina de vapor se tiene que el *estado 1* se calcula igual que el estado 1 del ciclo Rankine sin repotenciar. El *estado 2* se considera un estrangulamiento isoentálpico, a través de la válvula que regula la presión de la turbina de alta, de tal forma que sea igual la presión de salida de la turbina de alta a la presión, que la de entrada de la turbina de presión intermedia, conociendo la entalpía y la presión, en tablas de vapor sobrecalentado se obtienen los demás parámetros térmicos para el estado 2.

2.3 TERMODINÁMICA DEL CICLO COMBINADO

El estado 3 se calcula igual que el estado 2 del ciclo Rankine sin repotenciar. *El estado 4* se calcula igual que el estado 1, pero para este caso la temperatura es mayor que la del estado 1, por lo cual aquí se considera un DTT con respecto a los gases de escape de la turbina de gas (que por diseño $DTT=20$).

El estado 5 se calcula igual que el estado 2. *El estado 6* se calcula igual que el estado 6 del ciclo Rankine sin repotenciar (en ambos casos es la extracción hacia el deareador). *Los estados 7, 8 y 9* se calculan igual que los estados 10, 11 y 12 del ciclo Rankine sin repotenciar (son la entrada y salida del condensador y entrada y salida de la bomba uno respectivamente).

Los estados 11 y 12 se calculan igual que los estados 16 y 17 del ciclo Rankine sin repotenciar (que corresponden a la entrada y salida de la segunda bomba en cada caso). Conociendo la temperatura del estado 12 se puede considerar que la temperatura del *estado 10* es la misma, puesto que en el HRSG se tiene que donde se extrae el flujo del estado 10, a ese nivel se introduce el flujo del estado 12, pero por diseño se deja un $DTT = 10$. Conociendo la temperatura y presión en tablas de vapor subenfriado se pueden obtener los demás parámetros del estado 10.

El estado 13 es la salida de una válvula de estrangulamiento que disminuye la presión al mismo valor que la del estado 3 y la temperatura es aproximadamente la misma que en el estado 3, para que el flujo másico del estado 3 y el del estado 13 se unan en el estado 15 donde se inicia el recalentamiento. Generalmente la temperatura del estado 13 es menor a la del estado 3 por un $DTT = 15$, entonces con el valor de la temperatura y presión, en tablas de vapor sobrecalentado se pueden obtener los demás parámetros térmicos del estado 13.

El estado 14 está antes del estrangulamiento isoentálpico por lo que se conoce su entalpía (igual a la del estado 13) y su presión (igual a la del estado 12) y con tablas de vapor sobrecalentado se pueden obtener los demás parámetros térmicos del estado 14.

Finalmente el *estado 15* tiene la misma presión que el estado 13 y 3, su entalpía se calcula haciendo un balance de energía en la unión de los estados 3 y 13.

2.3 TERMODINÁMICA DEL CICLO COMBINADO

$$h_{15} = h_3 + (m_1 * (h_{13} - h_3)) \quad (94)$$

Con los valores de entalpía y presión en tablas de vapor sobrecalentado se pueden obtener los demás parámetros térmicos del estado 15.

La fracción de flujo másico m_1 es propuesta (es decir es dato de entrada en el programa de cómputo). La fracción de flujo másico m_2 , se obtiene del balance de energía en el deareador.

$$m_2 = \frac{h_{11} - h_{10}}{h_6 - h_{10}} \quad (95)$$

El trabajo de las bombas es:

$$w_{BV} = ((1 - m_2) * (h_9 - h_8)) + h_{12} - h_{11} \quad (96)$$

El trabajo de la turbina de vapor es:

$$w_{TV} = ((1 - m_1) * (h_2 - h_3)) + h_5 - h_6 + ((1 - m_2) * (h_6 - h_7)) \quad (97)$$

El trabajo neto del conjunto turbina de vapor es:

$$w_{NV} = w_{TV} - w_{BV} \quad (98)$$

El flujo másico de vapor es:

$$m_V = \frac{P_V}{w_{NV}} \quad (99)$$

El calor suministrado a la turbina de vapor es el recuperado en el HRGS y se calcula con la ecuación (100).

$$q_{sv} = h_4 - h_{15} + ((1 - m_1) * (h_1 - h_{14})) + h_{14} - h_{12} + ((1 - m_2) * (h_{10} - h_9)) \quad (100)$$

2.3 TERMODINÁMICA DEL CICLO COMBINADO

La eficiencia térmica del conjunto turbina de vapor es:

$$\eta_{tV} = \frac{W_{TV}}{q_{sV}} \quad (101)$$

La potencia total del ciclo combinado es la potencia a la que trabaja la turbina de vapor más tres veces la potencia de la turbina GT11N2, esto porque hay 3 turbinas de gas.

$$P_{Tcc} = P_V + 3P_G \quad (102)$$

La eficiencia térmica del ciclo combinado se calcula con la ecuación (103) [14].

$$\eta_{tTcc} = \eta_{tG} + \eta_{tV}(1 - \eta_{tG}) \quad (103)$$

TEMPERATURAS EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

La temperatura a la entrada del HRSG es la temperatura T_4 que corresponde a los gases de escape, de ahí se marcan las temperaturas T_5 a T_{11} , las cuales se calculan con balances de energía considerando que el calor transferido por los gases de escape es igual al calor recibido por el agua.

$$m_{\text{agua}}^0 C_{p_{\text{aire}}} (t_{\text{inaire}} - t_{\text{outaire}}) = m_{\text{agua}}^0 (h_{\text{inagua}} - h_{\text{outagua}}) \quad (104)$$

como se conocen las entalpías de entrada y salida del agua y la temperatura de entrada del aire así como los flujos másicos del agua y aire (en el caso del aire en el sobrecalentador, se realiza una iteración hasta encontrar el flujo másico que calienta a cada flujo de agua que pasa por el sobrecalentador), además de que el C_p de aire se calcula con la ecuación (85), entonces se puede calcular las temperaturas de salida del aire en cada etapa de intercambio de calor, cabe señalar que en T_8 de los gases de combustión esta el punto de diseño igual a 10 unidades mayor a la temperatura del agua, que en dicho punto es la temperatura de líquido saturado a la presión del deareador.

2.4 TERMODINÀMICA DEL MODO HÍBRIDO.

2.4.1 Descripción del sistema.

A diferencia de la forma de trabajo normal de la unidad 4 en ciclo Rankine regenerativo y con recalentamiento, donde solo una fracción del flujo másico a la salida de la turbina de alta presión se recalientaba aquí, todo el flujo másico que sale de la turbina de alta presión se recalienta. Pero no todo el flujo másico entra a la turbina de alta presión sino que es en la turbina de media presión donde entra todo el flujo másico y es donde se considera un flujo unitario de entrada, como se muestra en la Figura 22, esto se utilizará para realizar el análisis térmico.

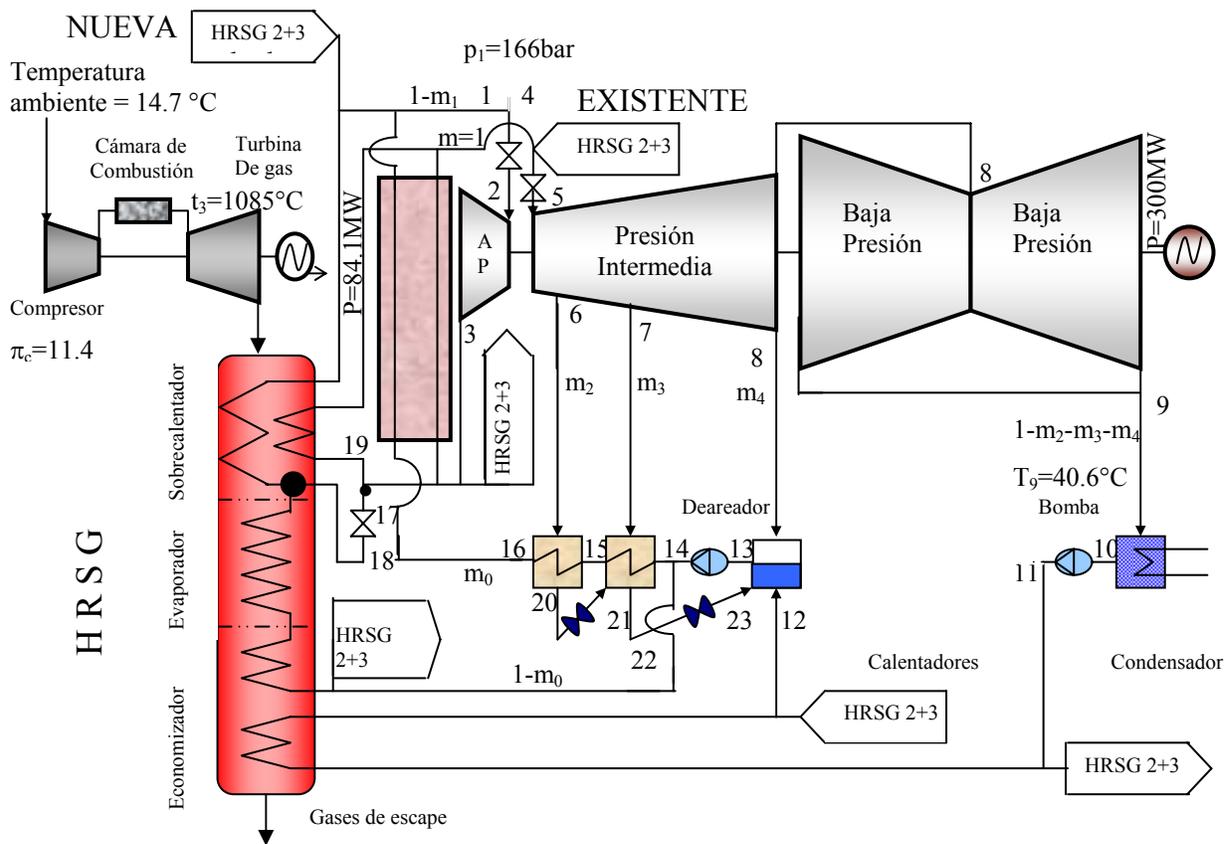


Figura 22. Diagrama esquemático de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México, modo híbrido

La válvula de los pasos 1 a 2 sirven para regular la presión de expansión de las turbinas de alta presión. En la turbina de presión intermedia se extrae las fracciones de flujo m_2 y m_3

2.4 TERMODINÀMICA DEL MODO HÍBRIDO

hacia los precalentadores del flujo de agua de alimentación y una fracción de flujo m_4 , hacia el deareador (punto 6), El flujo de agua $1-m_2-m_3-m_4$ al salir del condensador pasa por una bomba que le aumenta la presión y después se divide en tres flujos másicos iguales para pasar por los economizadores de cada HRSG.

En el modo híbrido la regeneración que hacían las extracciones de baja presión la realizan los economizadores de cada HRSG, pero la regeneración que hacían las extracciones de media presión ahora la realizan, aproximadamente, la mitad dichas extracciones y la otra mitad los economizadores de cada HRSG.

El fluido de trabajo en sus fases de vapor y de líquido se representan en la Figura. 23. Donde el punto 18 es la extracción de la fracción de flujo másico m_1 que no entra a la turbina de alta presión y el punto 19 es la unión de la fracción m_1 con el flujo principal para tener el flujo total unitario y en el punto 6 se extrae la fracción de flujo másico m_2 .

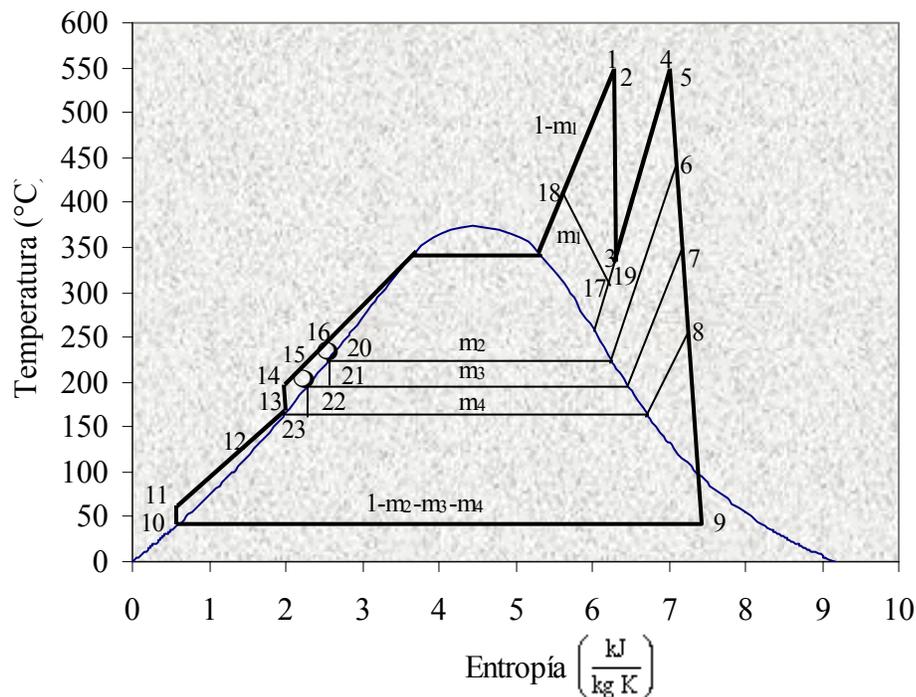


Figura 23. Diagrama Entropía - Temperatura de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México, modo híbrido.

2.4 TERMODINÀMICA DEL MODO HÍBRIDO

En el punto 7 se extrae la fracción de flujo másico m_3 , en el punto 8 se extrae la fracción de flujo másico m_4 , que no entra a la turbina de baja presión y que sirven para precalentar la fracción m_0 , antes de que este entrara a la caldera generadora de vapor.

2.4.2 Análisis termodinámico.

La parte de la turbina de gas es exactamente la misma que como se analizó el ciclo Joule-Brayton, sólo nos interesa la temperatura de salida de los gases de escape de la turbina de gas, porque es la que determinara la temperatura a la que se podrá calentar el vapor de alimentación hacia las turbinas de vapor.

Para la turbina de vapor se tiene que los *estados 1,2,3,4* se calculan igual que los estado 1,2,3,4 del ciclo Rankine modo ciclo combinado.

El estado 5 es el mismo que el estado 4, ya que en el modo híbrido no se utiliza la válvula de regulación porque, para ello, se utilizan las extracciones en la turbina de presión intermedia.

El estado 6, 7, 8, 9, 10, 11, 13, 14, 15, 16, 20, 21, 22 y 23 se calculan igual que los estado 4, 5 y 6, 10, 11, 12, 16, 17, 18, 19, 22, 23, 24 y 25 respectivamente del ciclo Rankine sin repotenciar (corresponden a los mismos procesos).

Los estados 12, 17, 18 y 19 se calculan igual que los estado 10, 13, 14 y 15 del ciclo Rankine modo ciclo combinado.

La fracción m_1 es la fracción de flujo másico que no entra a la turbina de alta presión, esto porque todo el flujo entra a la turbina de presión intermedia pero no a la de alta presión, m_0 es la fracción de flujo que suministra la caldera de la turbina de vapor y m_{00} es la fracción de flujo de vapor que es recalentada por la caldera. Las tres fracciones de flujo son propuestas (es decir son datos de entrada en el programa de cómputo).

2.4 TERMODINÀMICA DEL MODO HÍBRIDO

La fracción de flujo másico m_2 , se obtiene del balance de energía de calentador 6, el cual junto con el calentador 5 trabajan en modo híbrido y en ciclo combinado están fuera de servicio.

$$m_2 = \frac{m_0(h_{16} - h_{15})}{h_6 - h_{20}} \quad (105)$$

La fracción de flujo másico m_3 , se obtiene del balance de energía del calentador 5.

$$m_3 = \frac{m_0(h_{15} - h_{14}) - (h_{14} - h_{21})}{h_7 - h_{22}} \quad (106)$$

La fracción de flujo másico m_4 se obtiene del balance de masa y energía en el deareador.

$$m_4 = \frac{(m_2 - m_3)(h_{13} - h_4) - (1 - m_2 - m_3)h_{12}}{h_8 - h_{12}} \quad (107)$$

El trabajo de las bombas se calcula con la ecuación (108).

$$w_{BV} = ((1 - m_2 - m_3 - m_4) * (h_{11} - h_{10})) + h_{14} - h_{13} \quad (108)$$

El trabajo de la turbina de vapor se calcula con la ecuación (109).

$$w_{TV} = ((1 - m_1) * (h_2 - h_3) + h_5 - h_6 + ((1 - m_2) * (h_6 - h_7)) \\ + ((1 - m_2 - m_3) * (h_7 - h_8)) + ((1 - m_2 - m_3 - m_4) * (h_8 - h_9))) \quad (109)$$

El trabajo neto del conjunto turbina de vapor se calcula con la ecuación (110).

$$w_{NV} = w_{TV} - w_{BV} \quad (110)$$

El flujo másico de vapor se calcula con la ecuación (111).

$$m_V^0 = \frac{P_V}{w_{NV}} \quad (111)$$

El calor suministrado por la caldera se calcula con la ecuación (112).

$$q_{sV} = m_{00}^0 m_V^0 (h_4 - h_3) + m_0^0 m_V^0 (h_1 - h_{16}) \quad (112)$$

2.4 TERMODINÀMICA DEL MODO HÍBRIDO

El flujo másico de combustible a la caldera se calcula con la ecuación (113).

$$\dot{m}_{cV}^0 = \frac{q_{sV}}{PCI} \quad (113)$$

El calor total suministrado al ciclo de la turbina de vapor es el calor suministrado a la caldera más el calor recuperado en el HRSG.

$$\begin{aligned} q_{TV} = & m_{00}(h_4 - h_3) + m_0((h_1 - h_{16}) + h_4 - h_{15}) \\ & + ((1 - m_1 - m_2 - m_3) * (h_{12} - h_{11})) \\ & + (1 - m_0 - m_1)(h_1 - h_{18}) + ((1 - m_{00}) * (h_4 - h_{19})) \end{aligned} \quad (114)$$

La eficiencia térmica del conjunto turbina de vapor se calcula con la ecuación (115)

$$\eta_{tV} = \frac{W_{MV}}{q_{TV}} \quad (115)$$

El flujo másico de combustible total en modo híbrido, es el combustible suministrado a la cámara de combustión de la turbina de gas más el combustible suministrado a la caldera.

$$\dot{m}_{cTmh}^0 = \dot{m}_{cV}^0 + \dot{m}_{cG}^0 \quad (116)$$

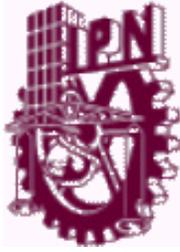
La potencia total del modo híbrido se calcula con la ecuación (117).

$$P_{Tmh} = P_V + 3P_G \quad (117)$$

La eficiencia térmica total del modo híbrido se calcula con la ecuación (118).

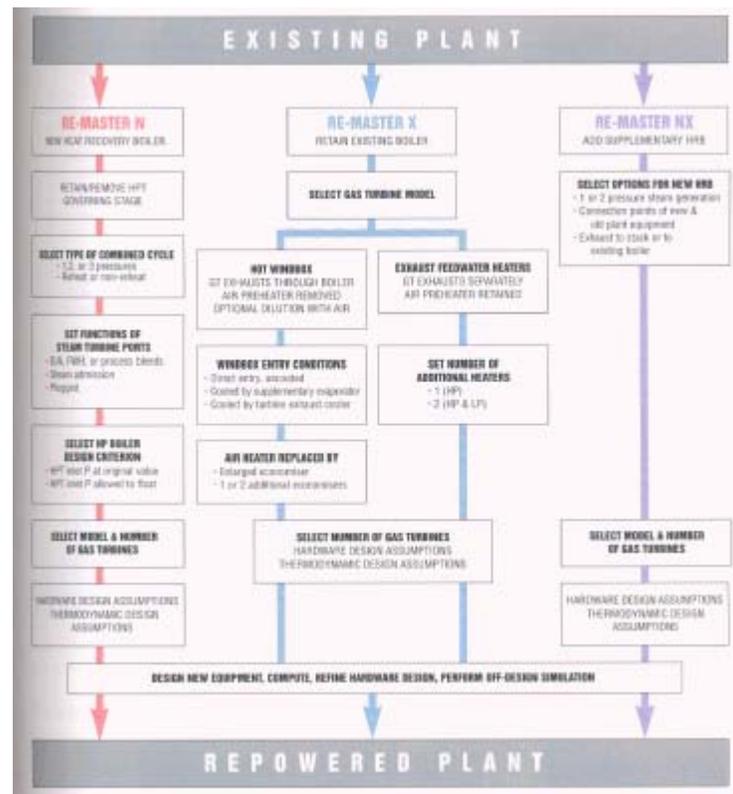
$$\eta_{tTmh} = \eta_{tG} + \eta_{tV}(1 - \eta_{tG}) \quad (118)$$

Finalmente las temperaturas en el intercambiador de calor se calculan igual que en el modo ciclo combinado, con la ecuación 104.



CAPITULO 3

PROGRAMA DE CÓMPUTO *REPOTENCIACIÓN*



El tercer capítulo presenta el desarrollo del programa de cómputo llamado *Repotenciación*, lo cual se ilustra con los diagramas de flujo de la programación, del modelo matemático obtenido en el segundo capítulo. También se proporciona la información necesaria para que el usuario del programa pueda trabajar en él y conseguir los resultados deseados.

3.1 PROGRAMA REPOTENCIACIÓN

3.1 PROGRAMA REPOTENCIACIÓN.

3.1.1 Forma general

Cuando el usuario ingresa al programa, observa una pantalla de inicio, que da acceso directamente a la presentación general del programa. A partir de allí, se puede tener acceso a la parte de teoría o a la parte de programas como lo muestra la Figura 24.

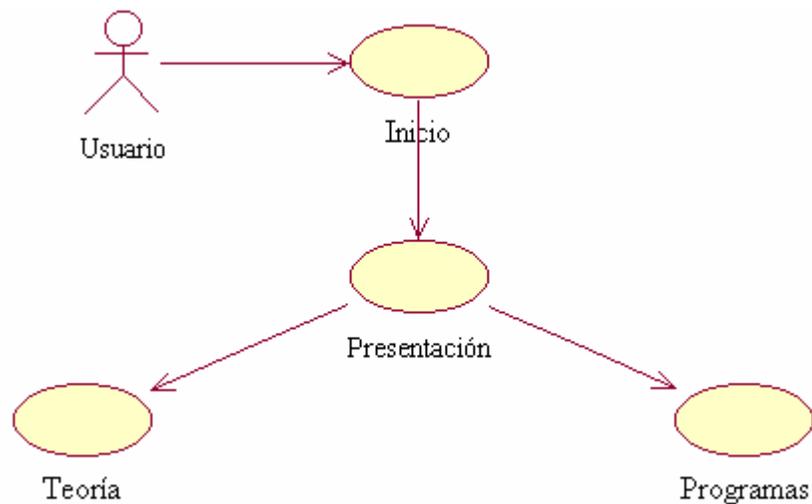


Figura 24. Caso general del programa repotenciación.

La parte de teoría llama a 5 subrutinas: Tipos de repotenciación, teoría del ciclo Rankine, teoría del ciclo Joule – Brayton, teoría del ciclo combinado y teoría del modo híbrido; de acuerdo al deseo del usuario, como se muestra en la Figura 25.

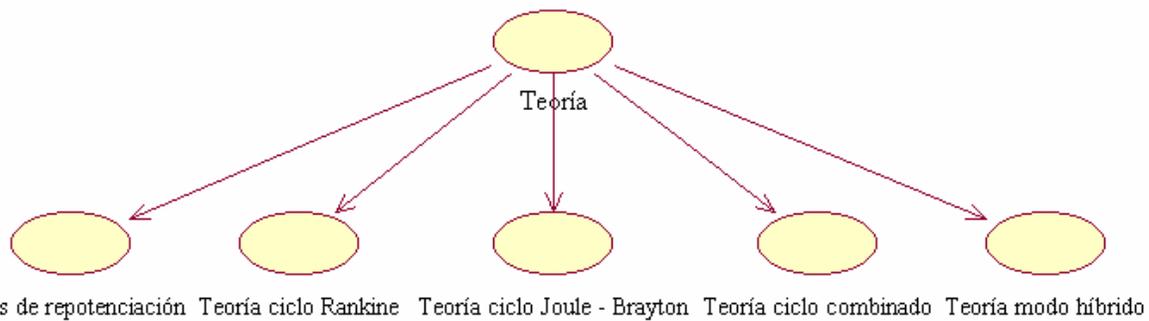


Figura 25. Llamadas a subrutinas de la parte de teoría

3.1 PROGRAMA REPOTENCIACIÓN

En los tipos de repotenciación se puede tener acceso a la teoría específica de cada modo de repotenciación, y en cada uno de ellos se presenta una aplicación como se muestra en la Figura 26.

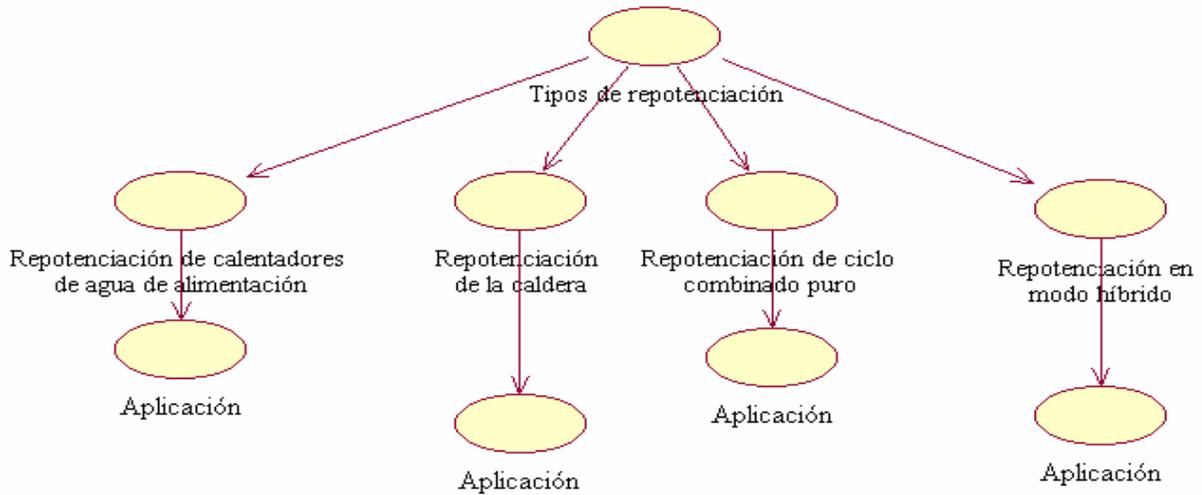


Figura 26. Llamadas a subrutinas de la teoría de los tipos de repotenciación.

Las otras 4 subrutinas que puede llamar la parte de teoría presentan las ecuaciones del modelo matemático y las graficas de comportamiento del tipo de ciclo elegido por el usuario, como se muestra en la Figura 27.

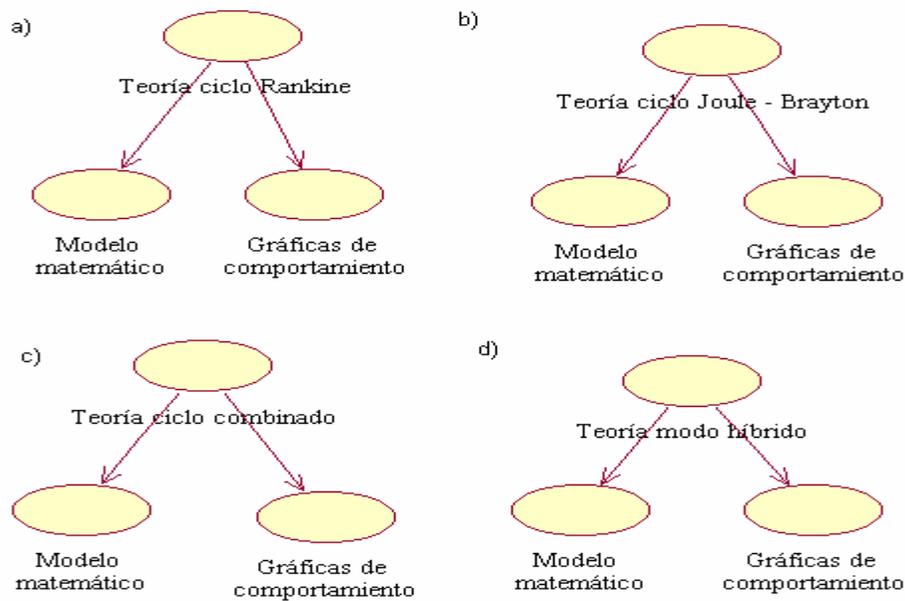


Figura 27. Llamadas de las subrutinas de la teoría de cada ciclo. a) Rankine, b) Joule- Brayton, c) Ciclo combinado, d) Modo híbrido

3.1 PROGRAMA REPOTENCIACIÓN

La parte de programas puede llamar a 4 subrutinas de acuerdo a la elección del usuario, cada una de las subrutinas (ciclo Rankine, ciclo Joule – Brayton, ciclo combinado, modo híbrido) llama a su vez a otra para capturar los datos de entrada, para finalmente realizar el análisis termodinámico del ciclo elegido; esto lo muestra el esquema de la Figura 28.

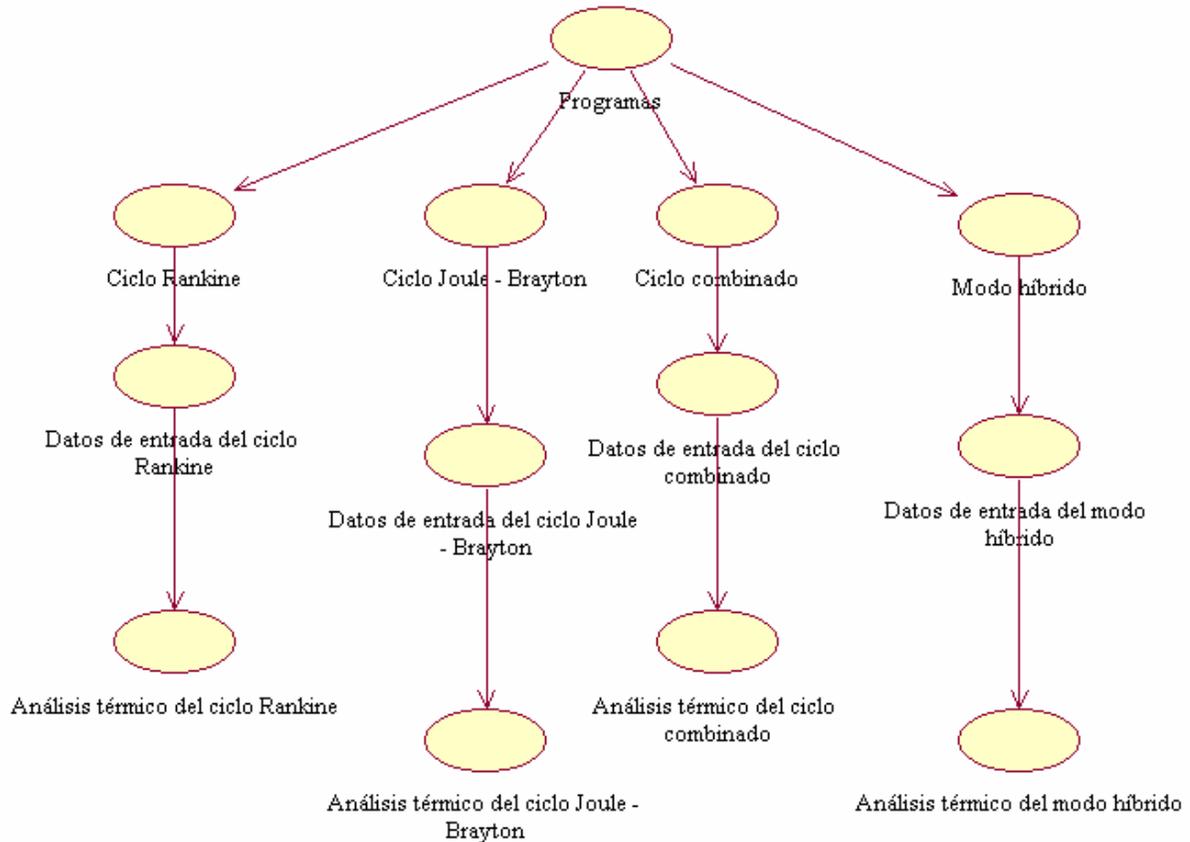


Figura 28. Llamadas a subrutinas de la parte de programas

3.1.2 Diagramas de flujo de programación

La programación del análisis térmico consta de 4 bloques principales, uno para cada ciclo térmico del sistema repotenciado. Para el caso del ciclo Joule – Brayton, el diagrama de flujo de la Figura 29 muestra su secuencia [10], que a grosso modo es la siguiente: El programa pide los datos de entrada, con ellos se calculan los parámetros térmicos del ciclo, utilizando las ecuaciones del análisis térmico del subtema 2.2.2.

3.1 PROGRAMA REPOTENCIACIÓN

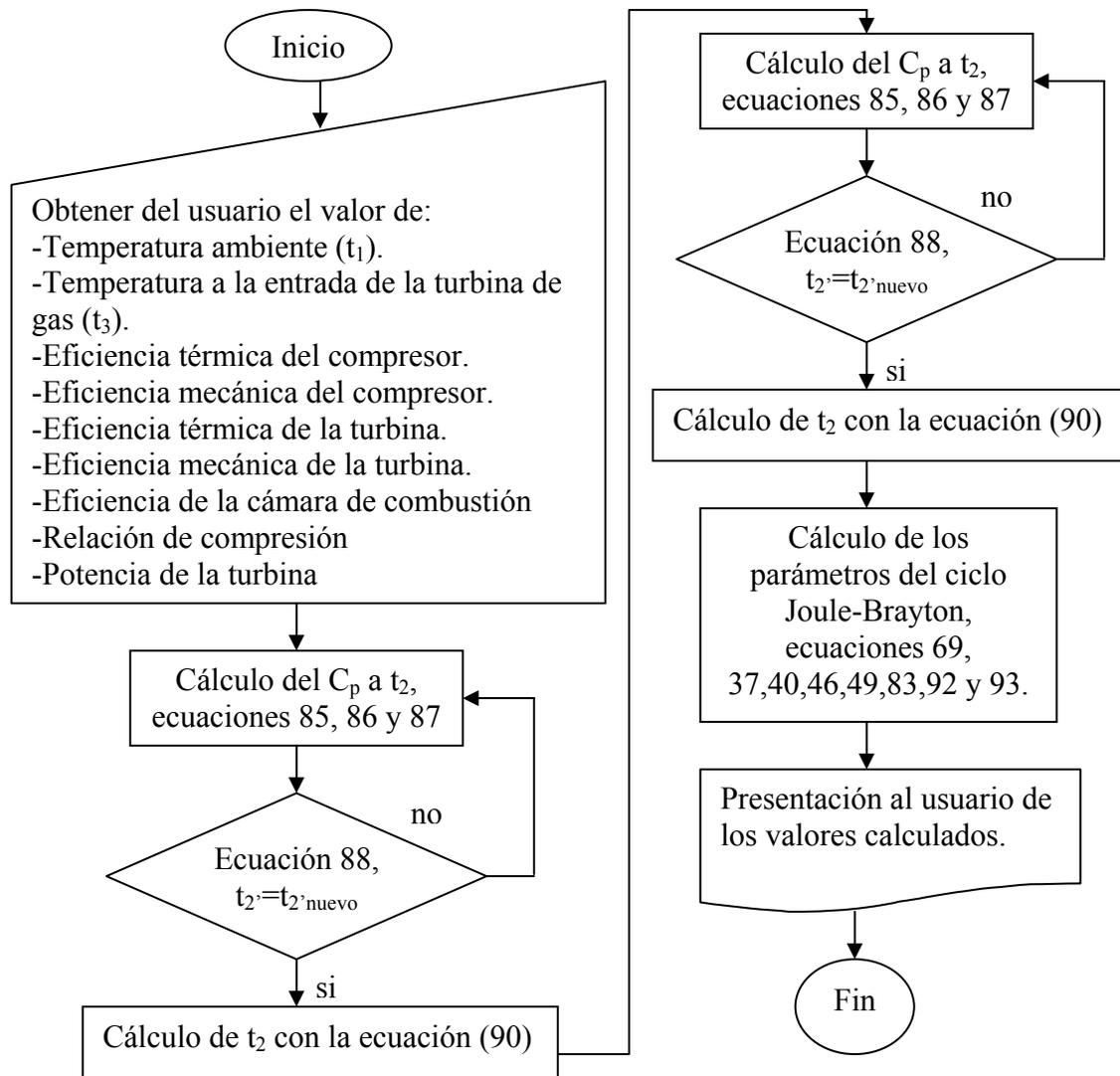


Figura 29. Diagrama de flujo de la forma en que trabaja el simulador del ciclo Joule-Brayton abierto

Para el ciclo Rankine, el diagrama de flujo de la Figura 30 muestra su secuencia: Primero se ingresan los datos de entrada, a continuación se calculan los parámetros térmicos del ciclo, utilizando las ecuaciones del análisis térmico del subtema 2.1.2.

Las propiedades del vapor de agua se obtienen de una base de datos realizada en Acces para Windows 97, por lo que la subrutina del análisis térmico del ciclo Rankine, llama continuamente a la subrutina de cálculo de propiedades del vapor sobrecalentado y subenfriado, misma que se muestra en la Figura 31. Las propiedades del vapor saturado se obtienen directamente de una interpolación de la Tabla de Acces.

3.1 PROGRAMA REPOTENCIACIÓN

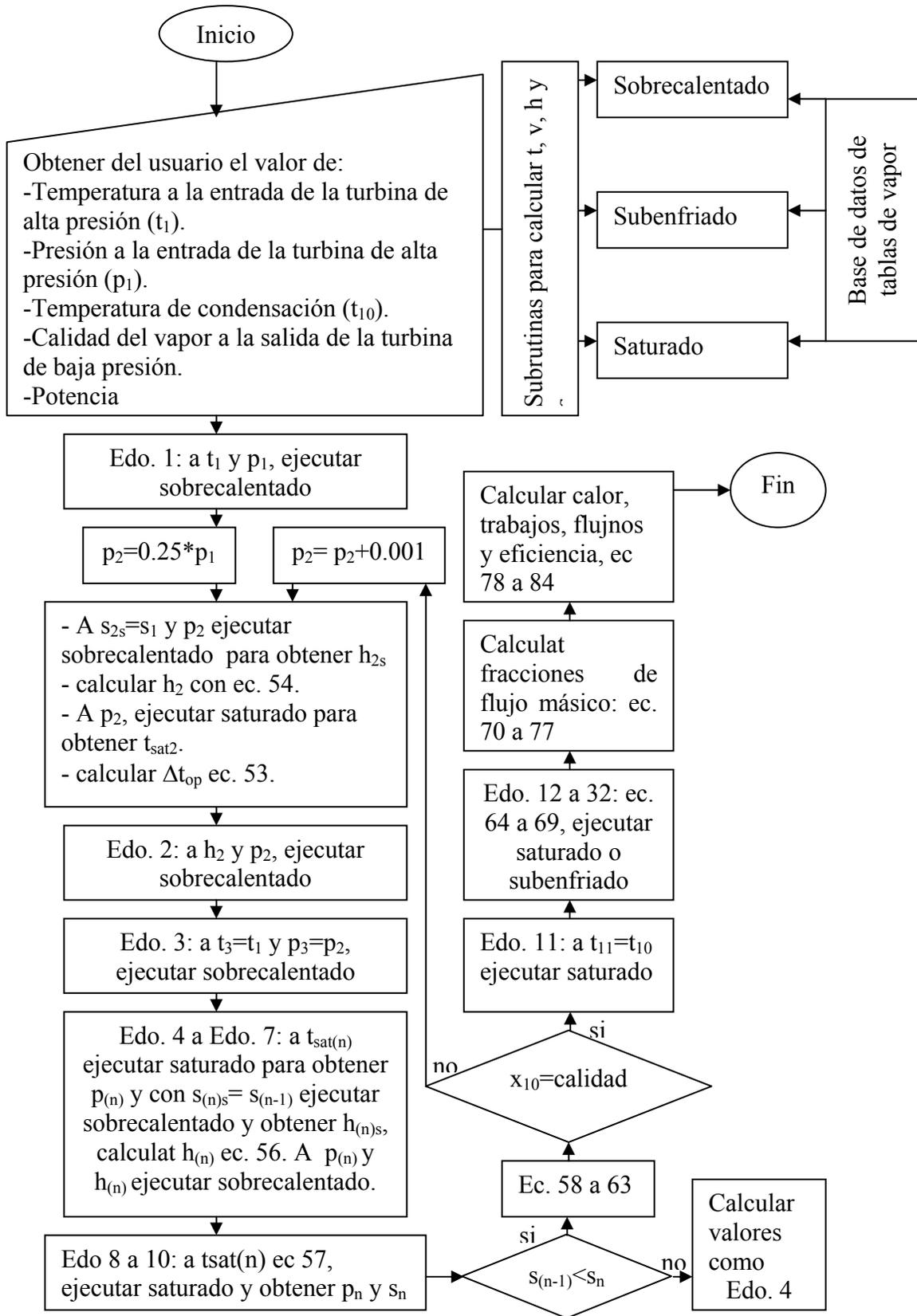


Figura 30. Diagrama de flujo de la forma en que trabaja el simulador del ciclo Rankine.

3.1 PROGRAMA REPOTENCIACIÓN

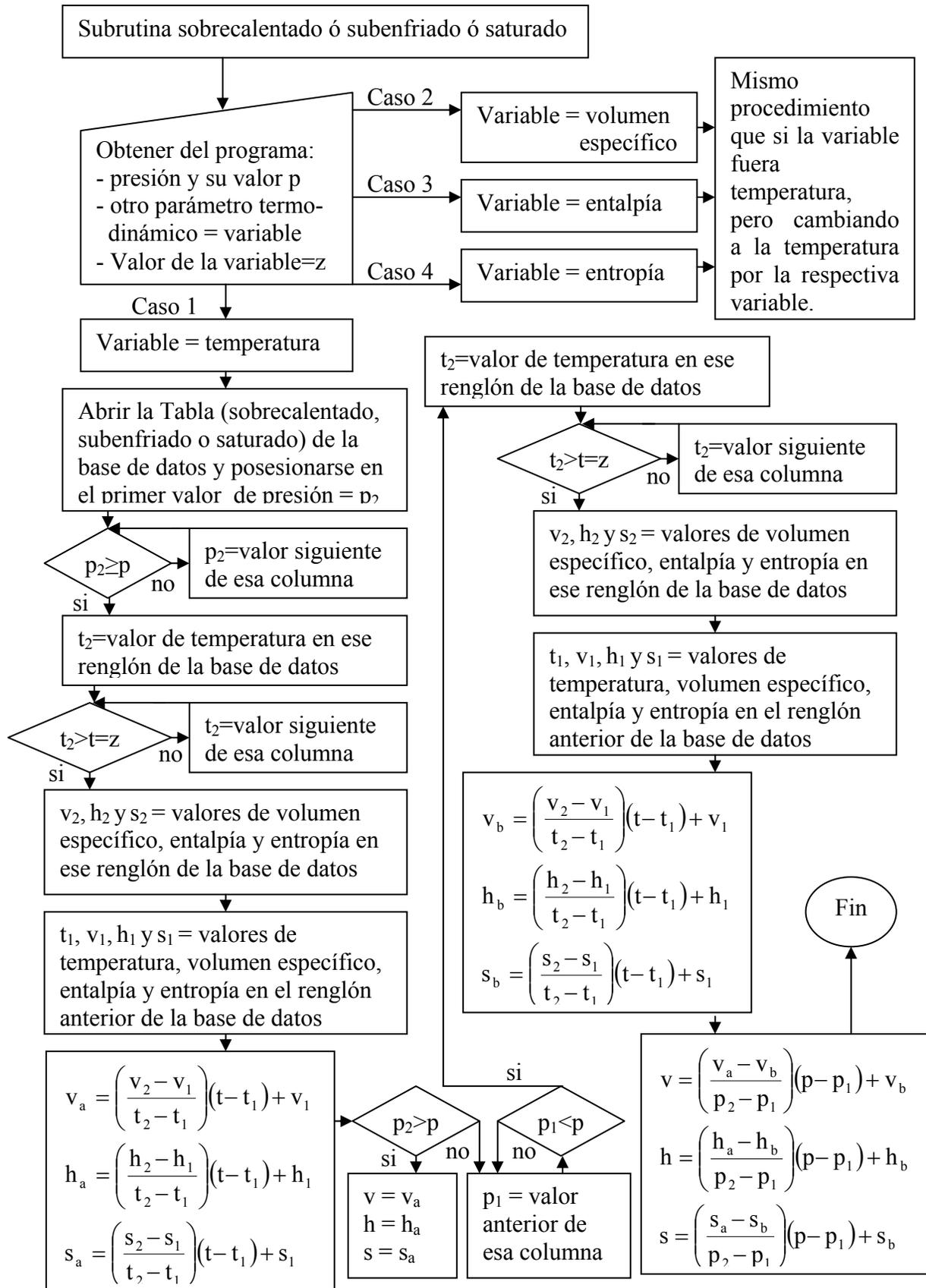


Figura 31. Diagrama de flujo de las subrutinas del ciclo Rankine

3.1 PROGRAMA REPOTENCIACIÓN

Para la programación del análisis térmico del ciclo combinado y modo híbrido, Figuras 32 y 33, se utiliza la subrutina de la programación del ciclo Joule – Brayton para el conjunto de la turbina de gas. Para el conjunto de la turbina de vapor se utilizan las subrutinas de interpolación de las propiedades del vapor sobrecalentado y subenfriado, así como la interpolación directa de las propiedades del vapor saturado, de la base de datos de Acces. La programación del análisis térmico del conjunto turbina de vapor, para el ciclo combinado es con las ecuaciones del subtema 2.3.2 y para el modo híbrido con las ecuaciones del subtema 2.4.2.

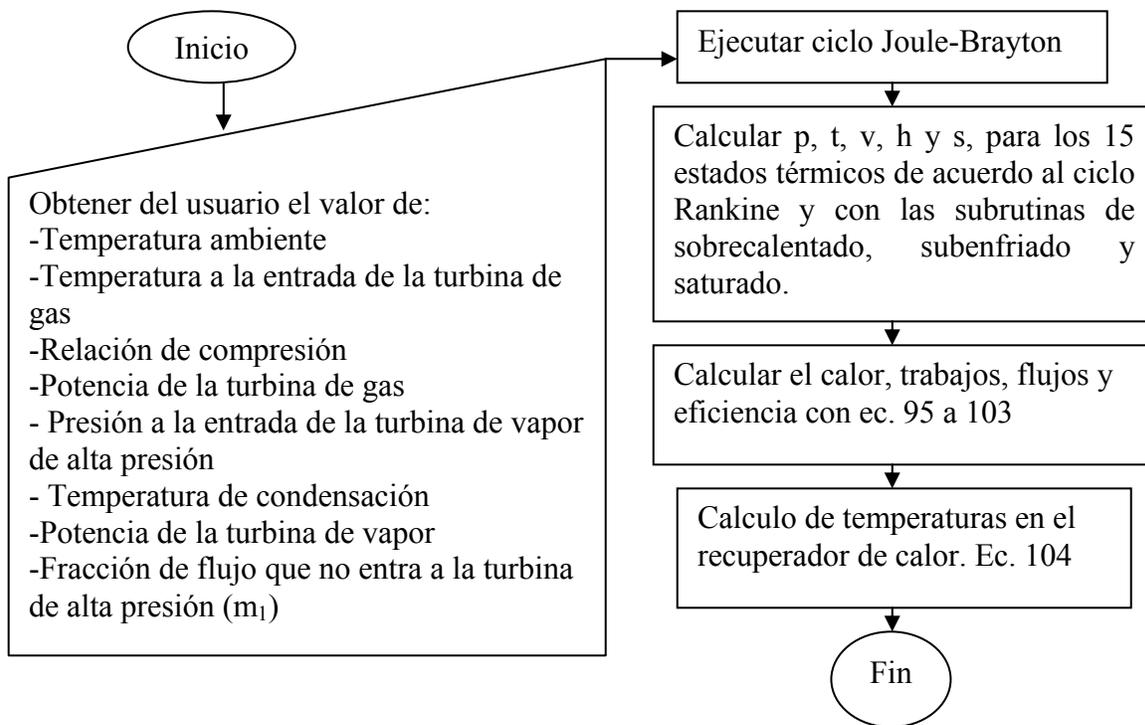


Figura 32. Diagrama de flujo de la forma en que trabaja el simulador del ciclo combinado.

Para el cálculo del perfil de temperaturas en el recuperador de calor, se utiliza la ecuación (104), partiendo de que la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión es 15°C menor que la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas. Los 15°C se utilizan como la mínima diferencia de temperatura terminal, en todo el recuperador de calor.

3.2 PRESENTACIÓN AL USUARIO

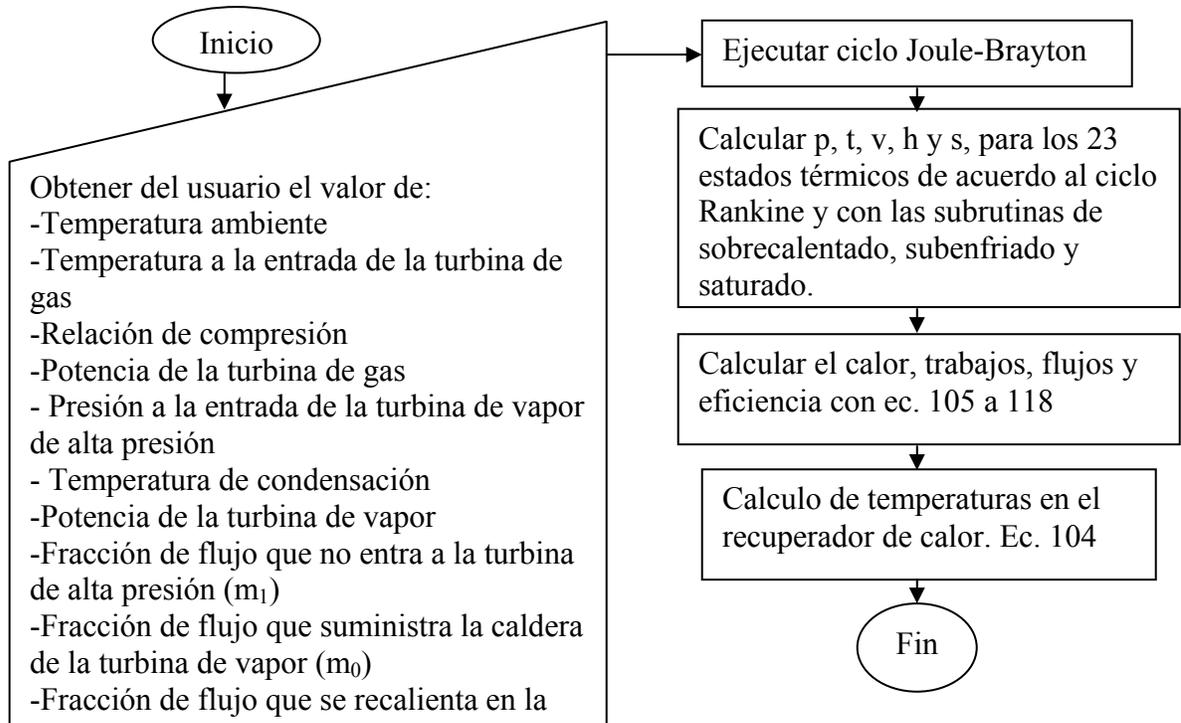


Figura 33. Diagrama de flujo de la forma en que trabaja el simulador en modo híbrido

3.2 PRESENTACIÓN AL USUARIO.

3.2.1 Pantallas de presentación

La Figura 34 muestra la pantalla inicial del programa, ésta desaparece por si sola después de 5 segundos. Contiene los datos generales del proyecto.



Figura 34. Pantalla de inicio del programa.

3.2 PRESENTACIÓN AL USUARIO

La Figura 35, Muestra la pantalla principal del programa, donde el usuario puede elegir , ingresar a la menú teoría, o al de programas, o salir del programa.



Figura 35. Menú principal del programa.

3.2.2 Pantallas de teoría

Las pantallas de teoría presentan toda la información recopilada en el capítulo 1, las ecuaciones del análisis térmico del capítulo 2 y las graficas de comportamiento de los ciclos que se muestran en capítulo 4. La pantalla de teoría se muestra en la Figura 36, desde la cual se puede acceder a la demás información, de acuerdo al submenú seleccionado por el usuario.

Desde cualquier pantalla se puede regresar a la pantalla anterior, para volver al menú principal, también desde cualquier pantalla se puede salir del programa. Por la distribución del programa, se tiene una buena herramienta didáctica, si se quiere usar en el proceso enseñanza – aprendizaje, de los ciclo térmicos de las centrales termoeléctricas.

3.2 PRESENTACIÓN AL USUARIO

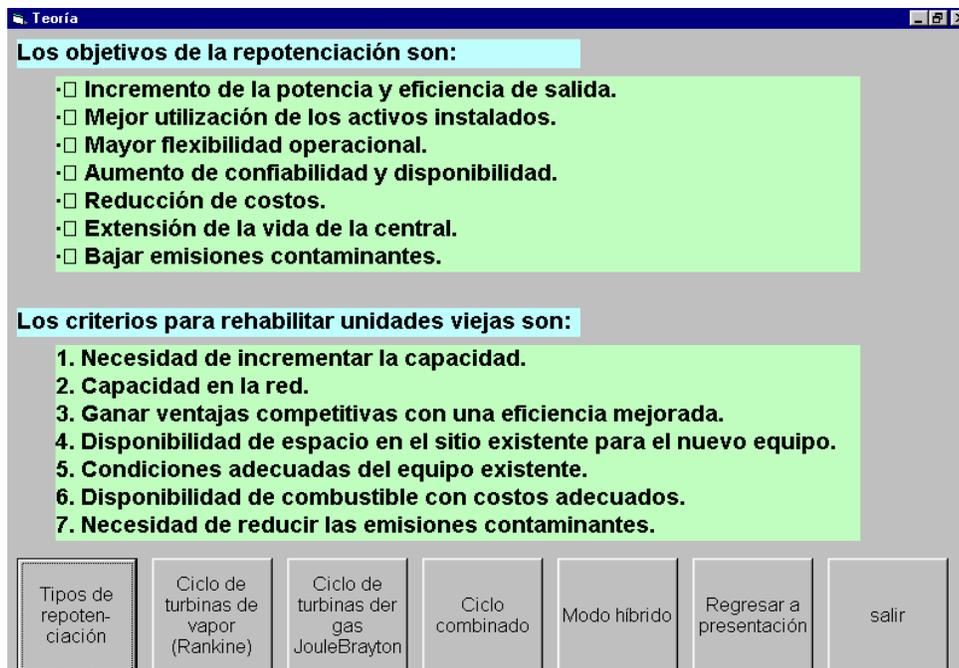


Figura 36.Menú teoría.

3.2.3 Pantallas de programas

La Figura 37 muestra la pantalla programas que contiene los submenús de los 4 ciclos que puede analizar, de acuerdo a las cuatro formas de trabajar del sistema repotenciado. El usuario puede elegir cualquier forma de operación del sistema y realizar su análisis térmico, posteriormente si requiere de realizar el mismo análisis cambiando uno a más datos, sólo debe regresar a los datos de entrada del ciclo en cuestión, cambiar dichos datos y volver a realizar el análisis.

También si desea realizar otro de los 4 tipos de análisis que puede realizar el programa, el usuario debe presionar regresar a la pantalla de programas (Figura 37) . Si el usuario ingresa valores no numéricos, el programa presentará un mensaje de error y lo posesionará en donde cometió el error.

3.2 PRESENTACIÓN AL USUARIO

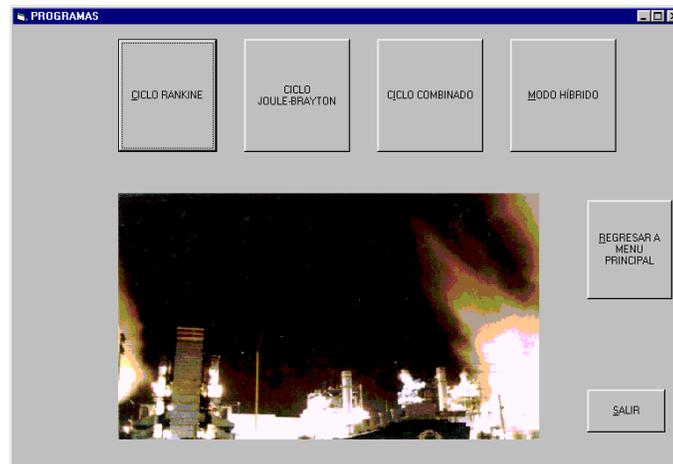


Figura 37. Menú programas

La Figura 38 muestra la pantalla donde se ingresan los datos con los cuales se realizará el análisis térmico del ciclo Rankine regenerativo y con recalentamiento de la unidad 4 de la termoeléctrica Valle de México, o en su caso, de cualquier otra termoeléctrica que sea de idéntico diseño.

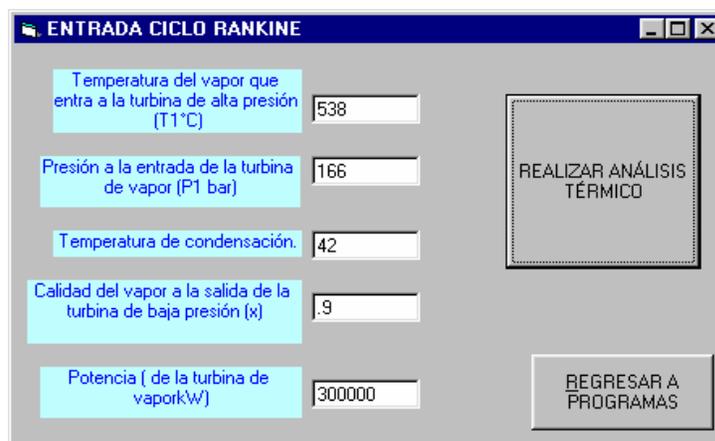


Figura 38. Menú de entrada de datos del ciclo Rankine.

La Figura 39 muestra la pantalla que contiene el resultado numérico del análisis térmico, del ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento. Los resultados del conjunto turbina de vapor están en una matriz, la cual contiene barras de desplazamiento horizontal y vertical para facilitar en la observación de los resultados; esta matriz se puede imprimir oprimiendo el botón de impresión.

3.2 PRESENTACIÓN AL USUARIO

Edo.	temperatura	presión	volumen.e.	entalpía	entropía	calidad
Edo. 1	536	166	0.0200613	3404.9855	6.414242	
Edo. 2	335.803319338985	43.16	6.04765773435891E-02	3047.81721776665	6.48167079420822	
Edo. 3	538	43.16	0.086265608	3529.15052	7.16723001	
Edo. 4	455.791845243391	25.2776563436564	0.135215880250241	3363.35416896606	7.19483238046394	
Edo. 5	371.779747748186	13.7394005994006	0.218648351036544	3197.06252127319	7.2253156409733	
Edo. 6	285.366557203897	6.80376203796204	0.375523214356144	3028.90419142852	7.2589396574216	
Edo. 7	197.266175796372	2.99273086333067	0.715038639150159	2859.8519548515	7.3005448239689	
Edo. 8	108.039582499735	1.13128551348652	1.57305780968367	2690.36387829121	7.35215352296325	
Edo. 9	72.3396003996004	0.347366033306095	4.43791901946376	2522.38727679125	7.40636859194904	0.95:
Edo. 10	42	0.002676	16.1623123300858	2341.48695307603	7.470134044999	0.9:
Edo. 11	42	0.002676	1.00864	175.922	0.59898	
Edo. 12	42.0630739793134	6.80376203796204	1.00960132410386	176.791122932478	0.598144462509597	
Edo. 13	69.3996003996004	6.80376203796204	1.0232094178956	291.09053874792	0.941714306022867	
Edo. 14	107.793200793201	6.80376203796204	1.0503279579294	394.011900775173	1.39075271933453	
Edo. 15	138.198801198801	6.80376203796204	1.07792914479889	578.408000059454	1.7193242966691	
Edo. 16	163.598401598402	6.80376203796204	1.10642603396603	691.260621378622	1.97839614385614	
Edo. 17	166.589758602315	166	1.09960940282729	713.842526787679	1.98610977952231	
Edo. 18	198.98001988002	166	1.14238338351648	855.293373226773	2.28645383566434	
Edo. 19	229.397602397602	166	1.1916340961039	991.62354976025	2.57750716893107	
Edo. 20	299.797202797203	166	1.25178274545455	1132.49225804196	2.85202468041958	
Edo. 21	754.74720747203	43.16	1.267867207977	1188.9162937629	2.83640251748757	

	m2	m4	m5	m6	m7	m8
fracción de flujo est.	7.2653224200546E-02	5.24352919634507E-02	0.052338940694257	2.81591971862261E-02	6.36941563836279E-02	3
flujo másico (kg/s)	17.2151613426951	12.4244769026224	12.4016465897967	6.67228658287103	15.0922507568379	

WT	WM	QA	MV	MC	eficiencia
1289.36891762237	1266.09656988577	2728.58769195705	236.948750305095	10.3751114273595	46.401168339967

Figura 39. Pantalla de resultados, ciclo Rankine.

La Figura 40 muestra la pantalla que realiza el análisis térmico del ciclo Joule – Brayton. En las Figuras 41, 42, 43 y 44 están las pantallas del ciclo combinado y modo híbrido, tanto de entrada de datos como de resultados numéricos, de sus análisis térmicos.

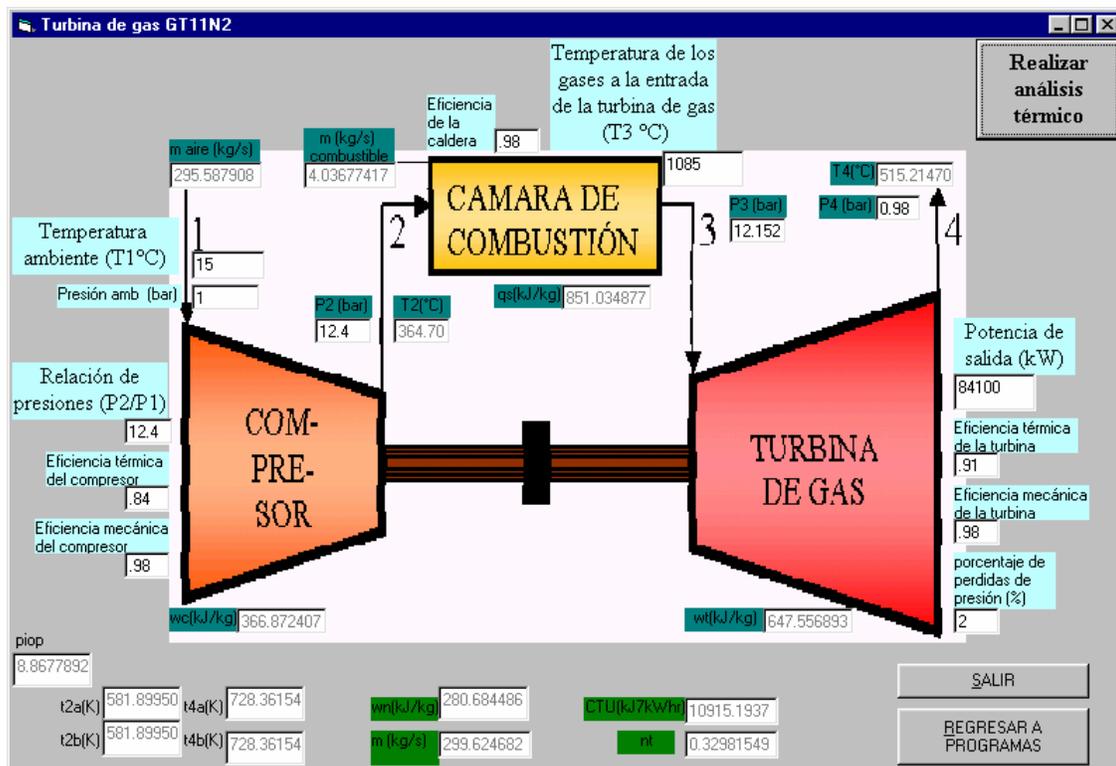


Figura 40. Menú ciclo Joule – Brayton.

3.2 PRESENTACIÓN AL USUARIO

Form1

TURBINA DE GAS

T ambiente (T1 °C) 14.7 relación compresión 11.4

Temperatura de los gases a la entrada de la turbina de gas (T3 °C) 1085 Potencia turbina de gas (kW) 84100

analizar

REGRESAR A PROGRAMAS

TURBINA DE VAPOR

Presión a la entrada de la turbina de vapor (P1 bar) 166 Potencia (de la turbina de vapor) (kW) 1131858

Temperatura de condensación (°C) 40.6 Fracción de flujo de vapor que no entra a la turbina de alta presión (m) .3333333

Figura 41. Menú de entrada de datos del ciclo combinado

ciclo combinado

TURBINA DE GAS

t2(°C) 348.72573 t4(°C) 529.75532 wc(kJ/kg) 349.861803 wt(kJ/kg) 631.861713 wn(kJ/kg) 281.999909 frac. aire 0.61

qa(kJ/kg) 668.352606 nt 0.32475276 CTU(kJ7Kwh) 11085.3559 m(kg/s) 298.227045 m aire (kg/s) 234.128464 m(kg/s) 4.03658172

TURBINA DE VAPOR

	temperatura (°C)	presión (bar)	volumen.e. (*1000m3/kg)	entalpía (kJ/kg)	entropía (kJ/kg.K)	calidad
Edo. 1	514.75532583725	166	1.91417236745164E-02	3342.9213755486	6.33098052510211	
Edo. 2	444.087252039135	21.165	0.155613679735771	3342.9213755486	7.2426478701228	
Edo. 3	295.515712877319	21.165	0.118968974902755	3009.12014005544	6.71946032167106	
Edo. 4	509.75532583725	21.165	0.17102144974423	3487.93596767121	7.4359403802255	
Edo. 5	501.268713086332	3.7848	1.00169007625294	3487.93596767121	8.23514376839127	
Edo. 6	285.79754970882	3.7848	0.71767186165677	3038.26330361888	7.59516041656773	
Edo. 7	40.6	0.0764908	17.7449392958962	2406.19051792856	7.70677966482895	0.92
Edo. 8	40.6	0.0764908	1.008052	170.0756	0.580444	
Edo. 9	40.6355934972796	3.7848	1.00790634239887	170.554852372523	0.580671517882458	
Edo. 10	134.265130231679	3.7848	1.07454855291136	552.615044271149	1.67711112463109	
Edo. 11	141.500436681223	3.7848	1.08132047161572	595.592380786026	1.75450948471616	
Edo. 12	144.265130231679	166	1.0745616008294	618.080408551057	1.76490010718786	
Edo. 13	310.515712877319	21.165	0.122983649136986	3044.13606484576	6.78054303880062	
Edo. 14	428.041897323258	166	1.51310041931379E-02	3044.13606484576	5.94457200449006	
Edo. 15	300.479102555261	21.165	0.120269446638151	3020.79211381835	6.73982313000247	

lWB (kJ/kg) 22.958993771849 lWT (kJ/kg) 1293.35095782195 lWM (kJ/kg) 1270.39196405011 lml(kg/s) 34.597717488133 lmt(kg/s) 1.79460375002871 lmk(kg/s) 103.793162843

	T4	T5	T6	T7	T8	T9
aire	529.75532583725	300.902754759104	429.01928686406	379.294244395321	359.901477832512	218
agua	514.75532583725	300.47902555261	428.041897323258	349.901477832512	349.901477832512	144

T1 T15 T14 Tsg Tsf T12

p2/p1 Turbina 0.1275

REGRESAR A PROGRAMAS ENTRADA DE DATOS SALIR

Figura 42. Pantalla de resultados, ciclo combinado.

3.2 PRESENTACIÓN AL USUARIO

MODO HÍBRIDO

TURBINA DE GAS

T ambiente (T1 °C) 14.7 relación compresión 11.4

Temperatura de los gases a la entrada de la turbina de gas (T3 °C) 1085 Potencia turbina de gas (kW) 84100

TURBINA DE VAPOR

Presión a la entrada de la turbina de vapor (P1 bar) 166 Potencia (de la turbina de vapor) kW 300000 Fracción de flujo de vapor que suministra la caldera (m0) .5

Temperatura de condensación (°C) 40.6 Fracción de flujo de vapor que no entra a la turbina de alta presión (m1) .1 fracción de flujo de vapor que recalienta la caldera (m00) .6

ANALIZAR

REGRESAR A PROGRAMAS

Figura 43. Menú de entrada de datos del modo híbrido.

modo híbrido

TURBINA DE GAS

T2(°C) 348.72573 T4(°C) 529.75532 wc(kJ/kg) 349.861803 frac. aire 0.49 Salir

m (kg/s) 298.227045 m aire (kg/s) 294.128464 m (kg/s) combustible 4.09858172 nt 0.32475276 CTU(kJ/kWh) 11085.3559 qd(kJ/kg) 868.352606 regresar a ingresar datos

TURBINA DE VAPOR

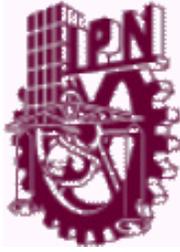
p2/p1 Turbina vapor 0.3

	temperatura (°C)	presión (bar)	volumen e. (m³/kg)	entalpía (kJ/kg)	entropía (kJ/kg K)	calidad
Edo. 1	519.419945491594	166	1.93382152634687E-02	3356.80346584772	6.34858391740496	
Edo. 2	467.136391651779	49.8	6.81190430833263E-02	3356.80346584772	6.88343048482023	
Edo. 3	332.683407549145	49.8	5.20921788320108E-02	3021.67740200685	6.3831829986749	
Edo. 4	521.200419960162	49.8	7.40164963436578E-02	3483.54460668002	7.04981422650438	
Edo. 5	521.200419960162	49.8	7.40164963436578E-02	3483.54460668002	7.04981422650438	
Edo. 6	440.535330224787	28.9070606658446	0.112244286427033	3324.26394673298	7.07561979162696	
Edo. 7	355.655678688318	15.5058199753391	0.18350989117838	3158.71534859165	7.10619240708923	
Edo. 8	268.166696026302	7.57421758323057	0.328420436297368	2990.16628992863	7.1421427362731	
Edo. 9	40.6	0.0764908	16.8176284544859	2282.29008982199	7.31194350415615	0.8
Edo. 10	40.6	0.0764908	1.008052	170.0756	0.580444	
Edo. 11	40.6726429418528	7.57421758323057	1.00778969187274	171.044586984524	0.58082631686001	
Edo. 12	161.099521062429	7.57421758323057	1.10486026677319	681.005323675483	1.95031812534208	
Edo. 13	168.028953267571	7.57421758323057	1.11187548951911	710.603973366214	2.0223462244143	
Edo. 14	171.099521062429	166	1.10466926642115	733.18727392738	2.03079597960815	
Edo. 15	204.886066584464	166	1.15097819139334	881.305664956843	2.35145719099877	
Edo. 16	236.743279901356	166	1.20616825361282	1025.6626847349	2.64384084049322	
Edo. 17	317.683407549145	49.8	5.02557918444695E-02	2977.06131407777	6.30943267407948	
Edo. 18	411.432070612932	166	1.41948382246451E-02	2977.06131407777	5.84769057065819	

	Wbomba (kJ/kg)	Wturbina (kJ/kg)	Wneto (kJ/kg)	flujo m2(kg/s)	flujo m3(kg/s)	flujo m4(kg/s)
	23.500010268752	1453.58860387379	1430.08859360504	4.55481481326021	4.76364218478864	1.999116563181

	T4	T5	T6	T7	T8	T9
aire	529.755325583725	337.185545492476	425.758546477764	382.144593732564	359.901477832512	
agua	508.568112560376	328.704844884632	411.432070612932	349.901477832512	349.901477832512	
	T1	T19	T1R	Tsn	Tsf	T1f

Figura 44. Pantalla de resultados, modo híbrido.



CAPITULO 4

ANÁLISIS DE RESULTADOS



En este capítulo se reportan los resultados del análisis térmico, de los cuatro ciclos térmicos del sistema repotenciado. Y para diferentes condiciones de trabajo de las turbinas de gas y de vapor, se calculan las eficiencias térmicas.

4.1 RESULTADOS DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

4.1 RESULTADOS DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4.

4.1.1 Resultados

Con la teoría del ciclo Rankine recopilada en el capítulo 1, tema 1.2, y con el diagrama esquemático del ciclo térmico de la unidad 4, se obtuvieron las ecuaciones del análisis térmico de dicho ciclo, tema 2.1.2. Con las ecuaciones se hizo la subrutina del programa *Repotenciación*, que realiza el cálculo numérico del análisis térmico; obteniéndose los resultados de la Tabla 4.

Tabla 4. Resultados numéricos de las propiedades termodinámicas de los 32 estados del ciclo Rankine.

VSC = Vapor sobrecalentado, LC = Líquido comprimido.

Estado	t (°C)	p (kPa)	v (m ³ /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	x
1	538	166	0.02	3404.9	6.41	VSC
2	335.8	43.16	0.06	3047.8	6.48	VSC
3	538	43.16	0.08	3529.1	7.16	VSC
4	455.7	25.27	0.13	3363.3	7.19	VSC
5	371.7	13.73	0.21	3197.0	7.22	VSC
6	285.3	6.80	0.37	3028.9	7.25	VSC
7	197.2	2.99	0.71	2859.8	7.30	VSC
8	108.0	1.13	1.57	2690.9	7.35	VSC
9	72.3	0.34	4.43	2522.3	7.40	0.95
10	42	0.08	16.16	2341.4	7.47	0.90
11	42	0.08	1.00	175.9	0.59	0
12	42.0	6.80	1.00	176.7	0.59	LC
13	69.3	6.80	1.02	291.0	0.94	LC
14	107.7	6.80	1.05	394.0	1.39	LC
15	138.1	6.80	1.07	578.4	1.71	LC
16	163.5	6.80	1.10	691.2	1.97	0
17	166.5	166	1.09	713.8	1.98	LC
18	198.9	166	1.14	855.2	2.29	LC
19	229.3	166	1.19	991.6	2.57	LC
20	259.7	166	1.25	1132.4	2.85	LC
21	254.7	43.16	1.26	1108.9	2.83	0
22	224.3	25.27	1.11	1108.9	2.84	0.07
23	224.3	25.27	1.19	964.0	2.55	0
24	193.9	13.73	1.07	964.0	2.57	0.07
25	193.9	13.73	1.14	825.5	2.27	0
26	163.5	6.80	1.05	825.5	2.28	0.06

4.1 RESULTADOS DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

Estado	t (°C)	p (kPa)	v (m ³ /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	x
27	133.1	2.99	1.07	560.0	1.66	0
28	102.7	1.13	1.07	560.0	1.68	0.05
29	102.7	1.13	1.04	430.8	1.33	0
30	72.3	0.34	1.22	430.8	1.35	0.05
31	72.3	0.34	1.02	303.0	0.98	0
32	42	0.08	1.89	303.0	1.00	0.05

En la Tabla 5 se muestran los resultados de las fracciones de flujo másico extraídas de la turbina de vapor, así como su equivalente en flujo másico. También muestra los resultados de calor suministrado en el generador de vapor, el trabajo de las bombas, el trabajo de la turbina, el trabajo neto del ciclo, el flujo másico total de vapor y de combustible, así como la eficiencia térmica del ciclo.

Tabla 5. Fracciones de vapor extraído, flujos de vapor extraídos, calor sum., trabajo y eficiencia térmica

$m_2 = 0.0726$		$\dot{m}_2 = 17.21 \text{ kg/s}$
$m_4 = 0.0524$	$q_s = 2728.58 \text{ kJ/kg}$	$\dot{m}_4 = 12.42 \text{ kg/s}$
$m_5 = 0.0523$	$W_B = 23.27 \text{ kJ/kg}$	$\dot{m}_5 = 12.40 \text{ kg/s}$
$m_6 = 0.0281$	$W_T = 1289.36 \text{ kJ/kg}$	$\dot{m}_6 = 6.67 \text{ kg/s}$
$m_7 = 0.0636$	$W_N = 1266.09 \text{ kJ/kg}$	$\dot{m}_7 = 15.09 \text{ kg/s}$
$m_8 = 0.0345$	$\dot{m}_v = 236.94 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_8 = 8.17 \text{ kg/s}$
$m_9 = 0.0352$	$\dot{m}_c = 10.37 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_9 = 8.35 \text{ kg/s}$
$m_{10} = 0.6609$	$\eta_{\text{ciclo}} = 46.4\%$	$\dot{m}_{10} = 156.61 \text{ kg/s}$

Se debe recalcar que la eficiencia térmica aquí calculada, no es la total, porque se debe considerar la eficiencia del generador de vapor y del sistema de enfriamiento del agua usada para condensar, así como el trabajo suministrado a los equipos auxiliares y las caídas de presión en las tuberías.

4.1 RESULTADOS DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

4.1.2 Variación de la eficiencia térmica

La calidad del vapor a la salida de la turbina de vapor de baja presión, la que corresponde al estado 10, debe ser mayor de 0.8, porque menor de este valor se pueden formar gotas de agua dentro de la turbina y con las altas velocidades a las que están viajando, estas gotas son proyectiles tan potentes que pueden perforar los alabes de la turbina, mayor a una calidad de 0.88 la turbina no tiene problemas para trabajar, pero algunos autores mencionan que se debe trabajar con una calidad menor de 0.9, y esto se debe a que la mayor eficiencia respecto de la calidad del vapor a la salida de la turbina de vapor de baja presión, como el caso de la unidad 4 de la central termoeléctrica Valle de México, como se muestra en la Figura 45 la mayor eficiencia es cuando la calidad tiene un valor de 0.87. cuando la calidad es mayor de 0.9 la eficiencia baja considerablemente.

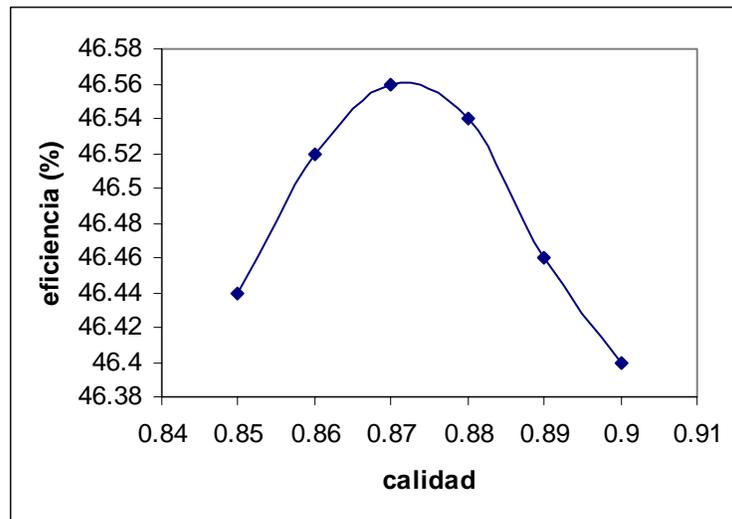


Figura 45. Variación de la eficiencia térmica respecto de la calidad del vapor a la salida de la turbina de vapor de baja presión.

La eficiencia térmica del ciclo Rankine aumenta conforme se aumenta la presión a la entrada de la turbina de vapor de alta presión y en el caso de la unidad 4 de la central termoeléctrica de Valle de México esta dependencia se muestra en la Figura 46.

4.1 RESULTADOS DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

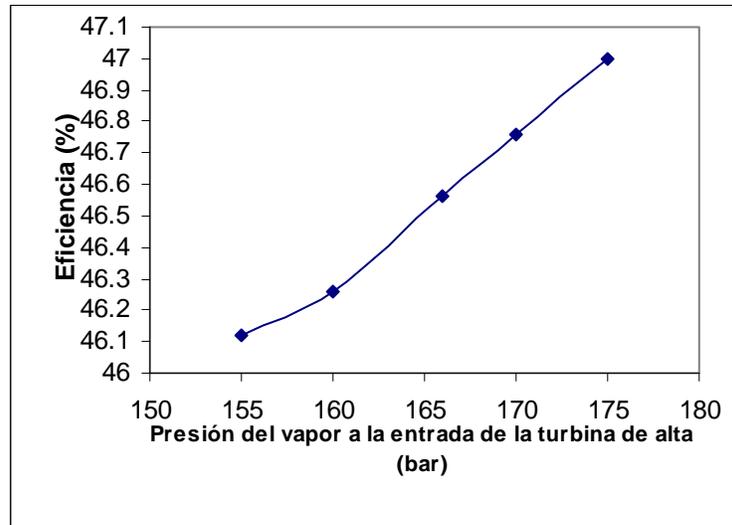


Figura 46. Variación de la eficiencia térmica respecto de la presión del vapor a la entrada de la turbina de vapor de alta presión.

La eficiencia térmica de la unidad 4 de la termoeléctrica Valle de México, también aumenta conforme aumenta la temperatura de entrada a la turbina de alta presión como se muestra en la Figura 47, pero esta temperatura de entrada en el caso de la repotenciación dependerá de la cantidad de calor que se pueda recuperar de los gases de escape.

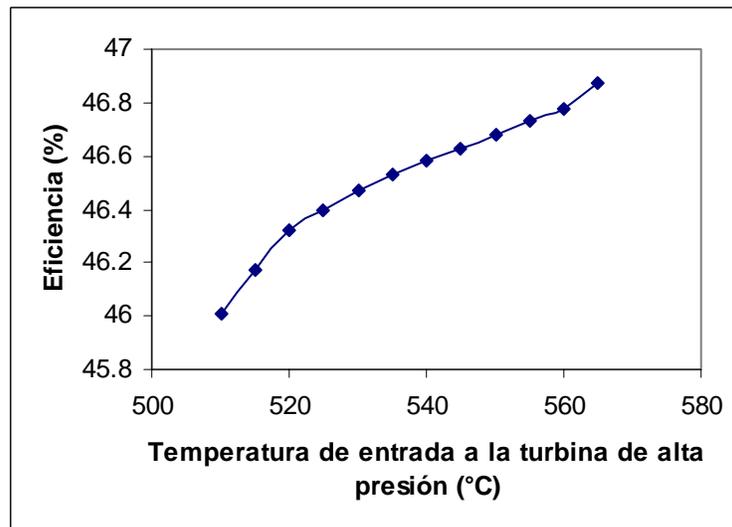


Figura 47. Variación de la eficiencia térmica respecto de la temperatura de entrada a la turbina de vapor de alta presión.

4.1 RESULTADOS DEL CICLO RANKINE DE LA UNIDAD 4

Si la temperatura ambiente cambia, las condiciones de enfriamiento en la torre de enfriamiento, del agua que condensa al vapor que sale de la turbina vapor de baja presión, por lo que si la temperatura ambiente disminuye, con el mismo flujo másico de agua, se puede condensar a una temperatura menor el flujo másico de vapor y esto beneficia a la eficiencia térmica que también aumenta conforme la temperatura de condensación disminuye, como se muestra en la Figura 48, aunque generalmente la temperatura de condensación se mantiene aproximadamente a 40°C, compensando las variaciones de temperatura ambiente con mayor o menor flujo másico del agua que condensa al vapor.

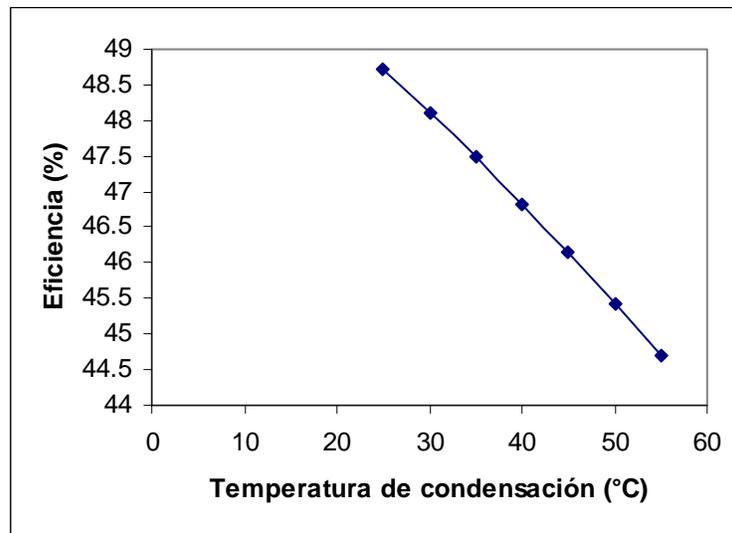


Figura 48. Variación de la eficiencia térmica respecto de la temperatura de condensación.

4.2 RESULTADOS DEL CICLO JOULE- BRAYTON.

4.2.1 Resultados

Con la teoría del ciclo Joule – Brayton recopilada en el capítulo 1, tema 1.3, y con las especificaciones de la turbina GT11N2, se obtuvieron las ecuaciones del análisis térmico de dicho ciclo, tema 2.2.2. Con las ecuaciones programadas, se obtuvieron los resultados de la Tabla 6. Esta parte del programa si se puede utilizar para cualquier central termoeléctrica con turbinas de gas.

4.2 RESULTADOS DEL CICLO JOULE – BRAYTON

Tabla 6. Parámetros termodinámicos de la turbina de gas GT11N2.

Parámetro	Especificaciones ISO	Resultados del simulador
Potencia P (MW)	116.5	116.5
Relación de compresión π_c	11.4	11.4
Temperatura ambiente t_1 (°C)	15	14.7
Temperatura de entrada a la turbina t_3 (°C)	1085	1085
Temperatura de salida del compresor t_2 (°C)		349.3
Temperatura de los gases de escape t_4 (°C)	530	529.7
Trabajo del compresor w_c (kJ/kg)		350.2
Trabajo de la turbina w_t (kJ/kg)		631.8
Trabajo neto w_N (kJ/kg)		281.6
Calor suministrado q_s (kJ/kg)		867.6
Eficiencia térmica η_t (%)		32.4
CTU (kJ/kWhr)	11090	11090.7
Flujo másico de los gases de escape \dot{m} (kg/s)	400	413.6
Flujo másico del aire \dot{m}_a (kg/s)		407.9
Flujo másico del combustible \dot{m}_{cc} (kg/s)		5.7

Se observa en la Tabla 6 que los datos obtenidos en el análisis termodinámico varían un poco respecto a las especificaciones ISO y eso se debe a que en el presente análisis se consideró que el fluido de trabajo es completamente aire, y entonces no se consideró el cambio del C_p debido a los gases de combustión.

4.2.2 Variación de la eficiencia térmica

Los datos de entrada al simulador en Visual Basic, que pueden cambiar y con ello cambiar los resultados de trabajo del ciclo Joule-Brayton, son: la temperatura ambiente (T_1), la temperatura a la entrada de la turbina (T_3), la relación de presiones (π_c) y el porcentaje de

4.2 RESULTADOS DEL CICLO JOULE – BRAYTON

pérdida de presión. Cualquier variación de estos parámetros ocasiona un cambio en el trabajo y la eficiencia. En el caso de la relación de compresión, su valor se fija al elegir la potencia de la turbina de gas GT11N2, en este caso es de 116.5 MW y entonces $\pi_c = 11.4$. Pero el programa deja abierta la posibilidad de modificar todos los datos de diseño de la turbina de gas, para analizar cualquier otra turbina de gas.

En caso de querer saber cual es la relación de presiones que proporciona el trabajo máximo o la eficiencia máxima, matemáticamente se debería utilizar la dependencia del C_p respecto a la relación de presiones, respecto a su relación con la temperatura, y con ello derivar el trabajo o la eficiencia respecto de la relación de presiones, esto generaría derivadas parciales un tanto difíciles de resolver, por lo que se hace útil el simulador en Visual Basic, con el cual se hacen las variaciones de la relación de presiones y se obtiene la óptima.

Como se puede observar en la Figura 49, para 14.7 °C de temperatura ambiente y 1085 °C a la entrada de la turbina, la relación de compresión de 10.6 proporciona el máximo trabajo neto.

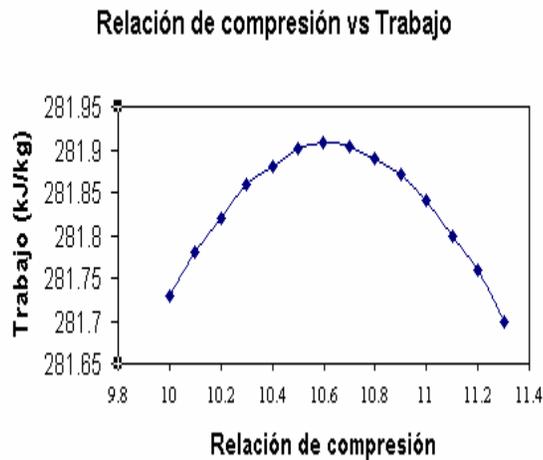


Figura 49 Variación del trabajo neto respecto de la relación de compresión.

En la Figura 50 la relación de compresión de 24 proporciona la máxima eficiencia del ciclo. El fabricar una turbina con relación de compresión de 24, implica aumentar los costos de fabricación, lo que económicamente podría ser no rentable. Aunque en la actualidad, los fabricantes ya están contemplando la posibilidad de fabricar compresores con una relación de compresión de más de 20.

4.2 RESULTADOS DEL CICLO JOULE – BRAYTON

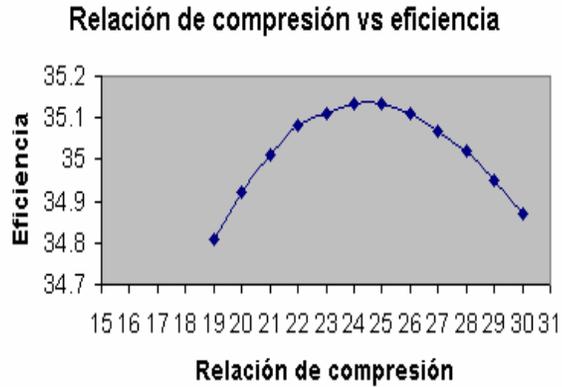


Figura 50. Variación de la eficiencia térmica respecto de la relación de compresión.

La eficiencia del ciclo, por lo que generalmente está variando, es por las condiciones ambientales, entonces la relación de presiones óptima cambia respecto a la temperatura ambiente, de acuerdo como se observa en la Figura 51 (manteniendo $T_3 = 1085 \text{ }^\circ\text{C}$).

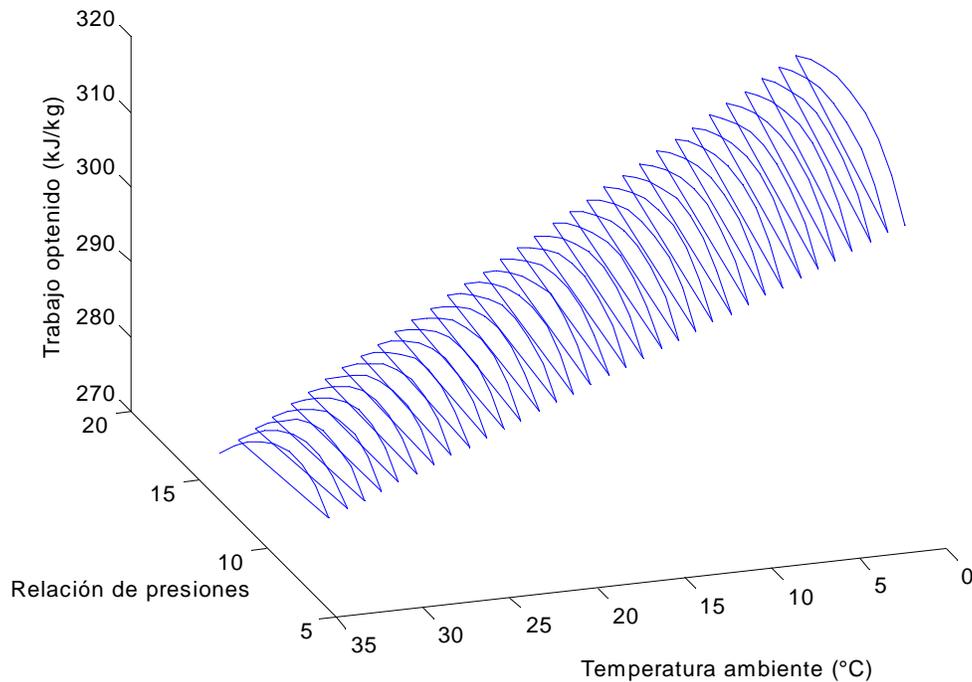


Figura 51. Variación del trabajo neto respecto de la temperatura ambiente y de la relación de presiones.

4.2 RESULTADOS DEL CICLO JOULE – BRAYTON

En la Figura 51 se observa que a mayor temperatura ambiente es menor el trabajo realizado, esto se debe a que el tirante térmico (t_3-t_1) es menor, también se observa que la relación de presiones óptima es menor, conforme la temperatura ambiente aumenta. Como las temperaturas ambiente extremas de menor a 4 °C y mayor a 32 °C sólo se presentan en el Valle de México en raras ocasiones, se puede decir que las relaciones de presiones óptimas estará entre 11 y 12, lo que justifica el uso de la turbina de gas GT11N2 con relación de compresión de 11.4.

La emisión de contaminantes es menor en cuanto sea menor el consumo de combustible, lo cual sucede si disminuye la temperatura ambiente, esto se debe al aumento de la eficiencia. La idea de repotenciación es utilizar las altas temperaturas de los gases de escape para generar vapor en un recuperador de calor, por lo que si la temperatura de los gases de escape disminuye no podrá recuperarse la cantidad de calor suficiente para cumplir con los requerimientos de generación de vapor para la turbina de vapor, y la variación de la temperatura ambiente no disminuye la temperatura de salida, siempre y cuando se mantenga la temperatura de entrada a la turbina de gas.

4.3 RESULTADOS DEL CICLO COMBINADO.

4.3.1 Resultados

CONJUNTO TURBINA DE GAS

Las turbinas de gas GT11N2 utilizada en la repotenciación de la termoeléctrica Valle de México son de 116.5 MW cada una , pero cuando estén acopladas para trabajar en ciclo combinado y en modo híbrido, estarán a 72.18 % de su carga nominal, esto implica que proporcionara cada turbina de gas 84.1 MW.

La Tabla 7 muestra los resultados de la turbina de gas GT11N2 acoplada en ciclo combinado. Al comparar la tabla 7 con la Tabla 6, que al disminuir la potencia de la turbina de vapor, lo que varía principalmente es el flujo másico del aire, del combustible y de los gases de escape.

4.3 RESULTADOS DEL CICLO COMBINADO

Tabla 7. Parámetros termodinámicos de la turbina de gas GT11N2, acoplada en ciclo combinado.

Parámetro	Resultados del simulador
Potencia P (MW)	84.1
Relación de compresión π_c	11.4
Temperatura ambiente t_1 (°C)	14.7
Temperatura de entrada a la turbina t_3 (°C)	1085
Temperatura de salida del compresor t_2 (°C)	348.72
Temperatura de los gases de escape t_4 (°C)	529.7
Trabajo del compresor w_c (kJ/kg)	349.86
Trabajo de la turbina w_t (kJ/kg)	631.8
Trabajo neto w_N (kJ/kg)	281.99
Calor suministrado q_s (kJ/kg)	868.35
Eficiencia térmica η_t (%)	32.4
CTU (kJ/kWhr)	11085.35
Flujo másico de los gases de escape \dot{m} (kg/s)	298.22
Flujo másico del aire \dot{m}_a (kg/s)	294.12
Flujo másico del combustible \dot{m}_{cc} (kg/s)	4.09

CONJUNTO TURBINA DE VAPOR

Potencia =131858 kW

Trabajo de las bombas =22.95 kJ/kg

Trabajo de la turbina de vapor = 1293.35 kJ/kg

Trabajo motor del ciclo Rankine = 1270.39kJ/kg

Flujo másico de m_1 =34.59 kg/s

Flujo másico de m_2 =1.79 kg/s

Flujo másico de agua = 103.79 kg/s

Calor suministrado = 3467.84 kJ/kg

Eficiencia térmica = 36.63%

4.3 RESULTADOS DEL CICLO COMBINADO

La Tabla 8 muestra los resultados de los 15 estados térmicos del conjunto turbina de vapor. La calidad a la salida de la turbina de baja presión es 2% mayor que la obtenida cuando trabaja sólo el ciclo Rankine, y como se observó en la Figura 45, después de l valor de calidad de 0.87, la eficiencia de la turbina de vapor disminuye. Además en el capítulo 1, subtema 1.2.3, se estableció que, las extracciones que se realizan a la turbina son para aumentar la eficiencia del ciclo; y como en el ciclo combinado las extracciones no se realizan, entonces la eficiencia disminuye hasta 36.63%.

Tabla 8. Propiedades termodinámicas de cada estado de la unidad 4 en modo ciclo combinado.

Edo.	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Volumen específico m ³ /kg	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)	Calidad
1	514.7	166	0.01	3342.9	6.33	VSC
2	444.0	21.16	0.15	3342.9	7.24	VSC
3	295.5	21.16	0.11	3009.1	6.71	VSC
4	509.7	21.16	0.17	3487.9	7.43	VSC
5	501.2	3.78	1.00	3487.9	8.23	VSC
6	285.7	3.78	0.71	3038.2	7.55	VSC
7	40.6	0.07	17.74	2406.1	7.70	0.92
8	40.6	0.07	1.00	170.0	0.58	0
9	40.6	3.78	1.00	170.5	0.58	LC
10	134.2	3.78	1.07	552.6	1.67	LC
11	141.5	3.78	1.08	595.5	1.75	0
12	144.2	166	1.07	618.0	1.76	LC
13	310.5	21.16	0.01	3044.1	6.78	VSC
14	428.0	166	1.51	3044.1	5.94	VSC
15	300.4	21.16	0.120	3020.7	6.73	VSC

CICLO COMBINADO

Potencia total = 384158 kW

Eficiencia térmica total = 57.21%

4.3 RESULTADOS DEL CICLO COMBINADO

La eficiencia térmica total del ciclo combinado igual a 57.21% es cercana a la de diseño, la cual es del 57%. Esto se debe a que, al no estar en servicio el generador de vapor, su eficiencia que no consideramos, no afecta al cálculo de nuestra eficiencia térmica, y la disminución de la eficiencia por los servicios auxiliares es casi despreciable. Como se observó los resultados del ciclo Joule – Brayton, el simulador de dicho ciclo genera valores muy cercanos a los de diseño, esto contribuye a que el resultado de la eficiencia del ciclo combinado se aproxime a la de diseño.

Del 100% del flujo de los gases de escape, el 61% del flujo se utiliza para sobrecalentar el vapor que entra a la turbina de vapor de media presión hasta t_1 y el 39% se utiliza para sobrecalentar el vapor que entra a la turbina de vapor de alta presión, hasta $t_4=t_1$. El perfil de temperatura en el HRSG se muestra en la Tabla 9 y se gráfica respecto del calor recuperado en la Figura 52.

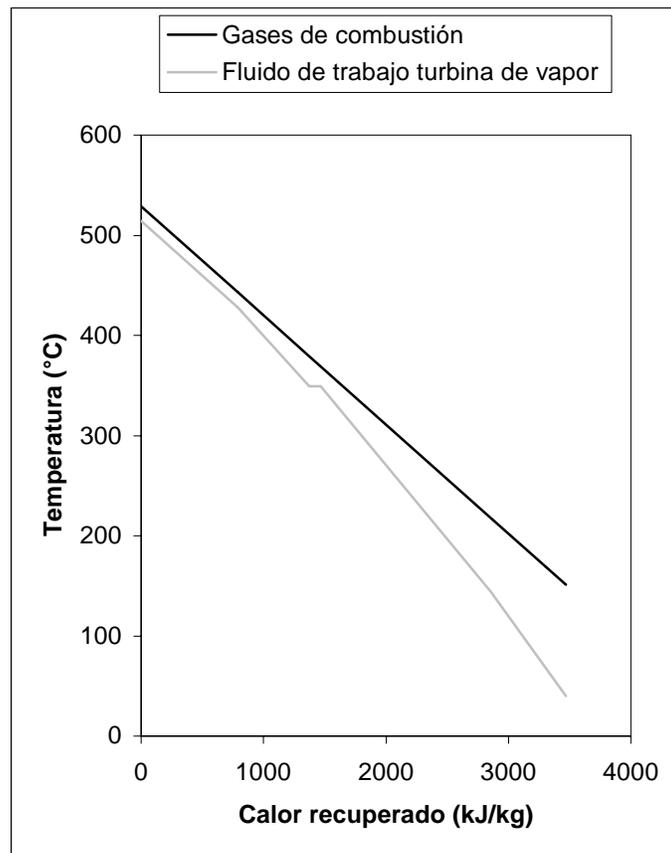


Figura 52. Perfil de temperaturas en el HRSG. Modo ciclo combinado.

4.3 RESULTADOS DEL CICLO COMBINADO

Tabla 9. Perfil de temperaturas en el HRSG. Modo ciclo combinado

	t ₄	t ₅	t ₆	t ₇	t ₈	t ₉	t ₁₀	t ₁₁
Gases de combustión (°C)	529.7	316.7	443	379.2	369.9	218.2	218.2	151.3
Fluido de trabajo turbina de vapor (°C)	514.7	300.4	428	349.9	349.9	144.2	134.2	40.6
	t ₁	t ₁₅	t ₁₄	t _{sg}	t _{sf}	t ₁₂	t ₁₀	t ₉

4.3.2 Variación de la eficiencia térmica

En el ciclo combinado se tiene una fracción de flujo de vapor (m_1) la cual no entra a la turbina de alta presión, esta fracción debe ser mayor o igual a 0.33 para la temperatura ambiente de 14,7°C, porque menor de 0.33 implica que más flujo másico de vapor debe ser sobrecalentado en el HRSG, y se necesitaría mayor temperatura o flujo de los gases de escape de la turbina de gas, por lo que en estas condiciones una fracción menor de 0.33 haría al sistema inoperante.

Entre mayor sea m_1 , requerirá de menos calor recuperado y el porcentaje de aumento de la diferencia de temperatura terminal dentro del HRSG, cambie como se muestra en la Figura 53 y es posible que físicamente no se pueda tener dicha DTT.

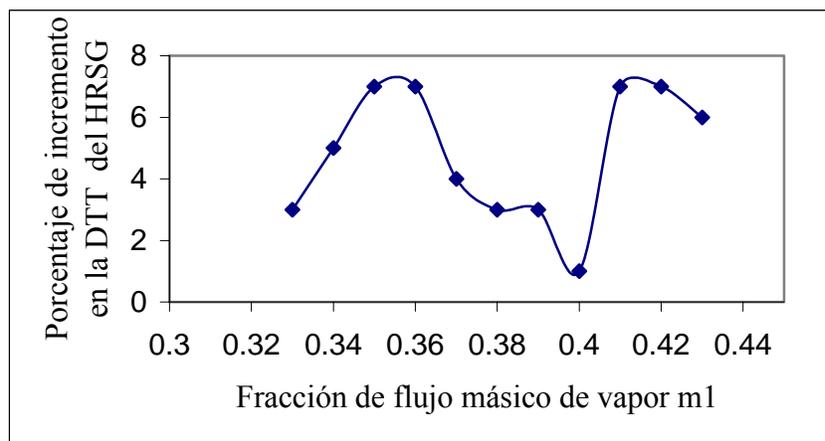


Figura 53. Variación del porcentaje de incremento en la diferencia de temperatura a la entrada del recuperador de calor respecto de la fracción de flujo que no entra a la turbina de alta presión.

4.4 RESULTADOS DEL MODO HÍBRIDO

Si m_1 aumenta, la eficiencia disminuye como se muestra en la Figura 54, esto se debe a que menor flujo másico de vapor ingresa a la turbina de alta presión, en consecuencia se realiza menos trabajo en la turbina. Sin embargo la fracción de flujo másico m_1 , es la que se regula de acuerdo a las condiciones de trabajo de la turbina de gas.

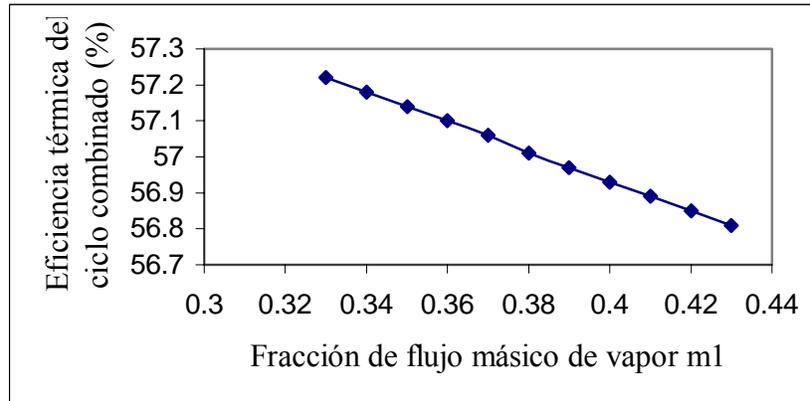


Figura 54. Variación de la eficiencia térmica respecto de la fracción de flujo de vapor que no entra a la turbina de alta presión. Ciclo combinado

4.4 RESULTADOS DEL MODO HÍBRIDO.

4.4.1 Resultados

CONJUNTO TURBINA DE GAS

Para que se tenga una comparación entre el funcionamiento de la unidad 4 en el modo ciclo combinado e híbrido, se tienen los mismos datos de operación en la turbina de gas, por lo que los resultados del análisis térmico del ciclo de la turbina de gas, para el modo híbrido y ciclo combinado son iguales.

CONJUNTO TURBINA DE VAPOR

Potencia = 300000 kW

Trabajo de las bombas = 23.5 kJ/kg

Trabajo de la turbina de vapor = 1453.58 kJ/kg

4.4 RESULTADOS DEL MODO HÍBRIDO

Trabajo motor del ciclo Rankine = 1430.08 kJ/kg

Flujo másico de m_0 = 104.885 kg/s

Flujo másico de m_{00} = 123.862 kg/s

Flujo másico de m_1 = 20.977 kg/s

Flujo másico de m_2 = 4.554 kg/s

Flujo másico de m_3 = 4.763 kg/s

Flujo másico de m_4 = 1.999 kg/s

Flujo másico de agua = 209.77 kg/s

Flujo másico de combustible = 4.85 kg/s

Calor suministrado = 5021.77 kJ/kg

Eficiencia térmica = 28.47%

La Tabla 10 muestra los resultados de los 23 estados térmicos del conjunto turbina de vapor. La calidad a la salida de la turbina de baja presión es 2% menor que la obtenida cuando trabaja sólo el ciclo Rankine y 4% menor que en ciclo combinado, y como el valor de la calidad del vapor en modo híbrido es de 0.88 (cercano al 0.87, donde se tiene la mayor eficiencia), se esperaba que la eficiencia fuese mayor; Sin embargo la eficiencia disminuye hasta 28.47 %, porque se esta suministrando más calor al conjunto turbina de vapor (calor del generador de vapor y calor recuperado de los gases de combustión).

Tabla 10. Propiedades termodinámicas de cada estado de la unidad 4 en modo híbrido.

Edo.	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Volumen específico (m ³ /kg)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)	Calidad
1	519.4	166	0.02	3356.8	6.34	VSC
2	467.1	49.8	0.06	3356.8	6.88	VSC
3	332.6	49.8	0.05	3021.6	6.38	VSC
4	521.2	49.8	0.07	3483.5	7.04	VSC
5	521.2	28.9	0.07	3483.5	7.04	VSC
6	440.5	28.9	0.11	3324.2	7.07	VSC
7	355.6	15.5	0.18	3158.7	7.10	VSC
8	268.1	7.5	0.32	2990.1	7.14	VSC
9	40.6	0.07	16.81	2282.2	7.31	0.88
10	40.6	0.07	1.00	170.0	0.58	0
11	40.6	7.5	1.00	171.0	0.58	LC

4.4 RESULTADOS DEL MODO HÍBRIDO

Edo.	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Volumen específico m ³ /kg	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)	Calidad
12	161.0	7.5	1.10	681.0	1.95	LC
13	168.0	7.5	1.11	710.6	2.02	0
14	171.0	166	1.10	733.1	2.03	LC
15	204.8	166	1.15	881.3	2.35	LC
16	236.7	166	1.20	1025.6	2.64	LC
17	317.6	49.8	5.02	2977.0	6.30	VSC
18	411.4	166	1.41	2977.0	5.84	VSC
19	328.7	49.8	5.15	3010.5	6.36	VSC
20	231.7	28.9	1.21	998.3	2.62	0
21	199.8	15.5	1.07	998.3	2.63	0.07
22	199.8	15.5	1.15	851.9	2.32	0
23	168.0	7.5	1.05	851.9	2.34	0.06

MODO HÍBRIDO

Flujo másico total de combustible = 8.95 kg/s

Potencia total = 552300 kW

Eficiencia térmica = 51.69 %

La Tabla 11 muestra el perfil de temperaturas en el HRSG, en modo híbrido, se observa que los gases de combustión que se descargan a la atmósfera, tienen aproximadamente la misma temperatura que en ciclo combinado, esto por que de diseño se busco disminuir al máximo dicha temperatura y que aproximadamente fuera igual.

Tabla 11. Perfil de temperaturas en el HRSG, modo híbrido.

	t ₄	t ₅	t ₆	t ₇	t ₈	T ₉	t ₁₀	t ₁₁
Gases de combustión (°C)	529.7	342.1	430.7	382.1	369.9	235.4	235.4	148.9
Fluido de trabajo turbina vapor (°C)	508.5	328.7	411.4	349.9	349.9	171.0	161.0	40.6
	t ₁	t ₁₉	t ₁₈	t _{sg}	t _{sf}	t ₁₄	t ₁₂	t ₁₁

El flujo másico de los gases de combustión se divide en dos flujos iguales para sobrecalentar, uno para sobrecalentar la fracción (1-m₀₀) a alta presión y otro para calentar

4.4 RESULTADOS DEL MODO HÍBRIDO

todo el flujo a la presión intermedia. El perfil de temperatura en el HRSG se muestra en la Figura 55.

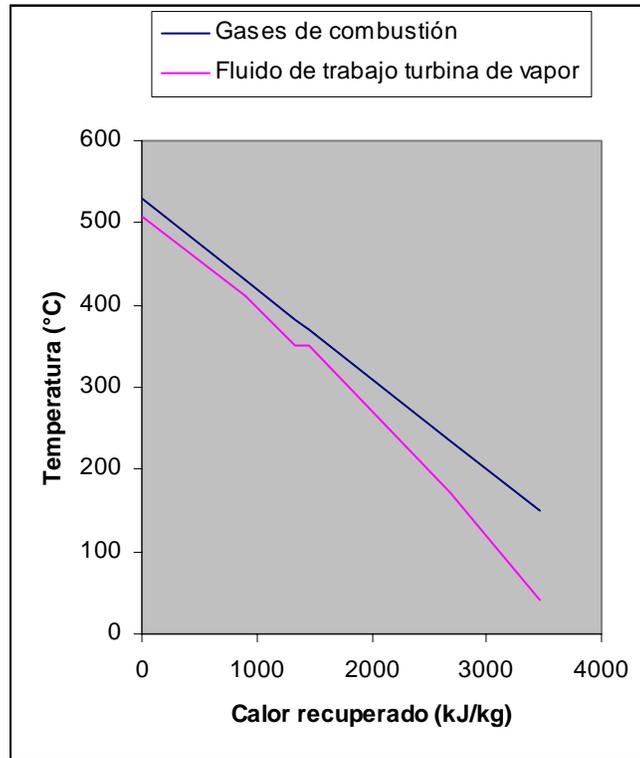


Figura 55. Perfil de temperaturas en el HRSG, modo híbrido.

4.4.2 Variación de la eficiencia térmica

En el modo híbrido cuando la fracción de flujo másico de vapor (m_1) que no entra a la turbina de alta presión disminuye, aumenta la eficiencia del ciclo, como se muestra en la Figura 56, por eso $m_1=0.1$ para tener mayor eficiencia, m_0 que es la fracción de flujo de vapor que suministra la caldera de la turbina de vapor, por diseño de la repotenciación se establece que $m_0=0.5$, porque menor a 0.5, de acuerdo a las condiciones de trabajo establecidas, el sistema no es funcional.

Entonces la mitad del vapor lo suministra la caldera y la otra mitad el recuperador de calor conectado a los gases de escape de la turbina de gas, porque si suministra más cantidad de vapor la caldera la eficiencia disminuye (Figura 56), m_{00} es la fracción de flujo que al salir de

4.4 RESULTADOS DEL MODO HÍBRIDO

la turbina de vapor de alta presión, se recalienta en la caldera, como se muestra en la Figura 56, para poder abastecer los requerimientos de calor del ciclo, m_{00} debe ser mayor de 0.6.

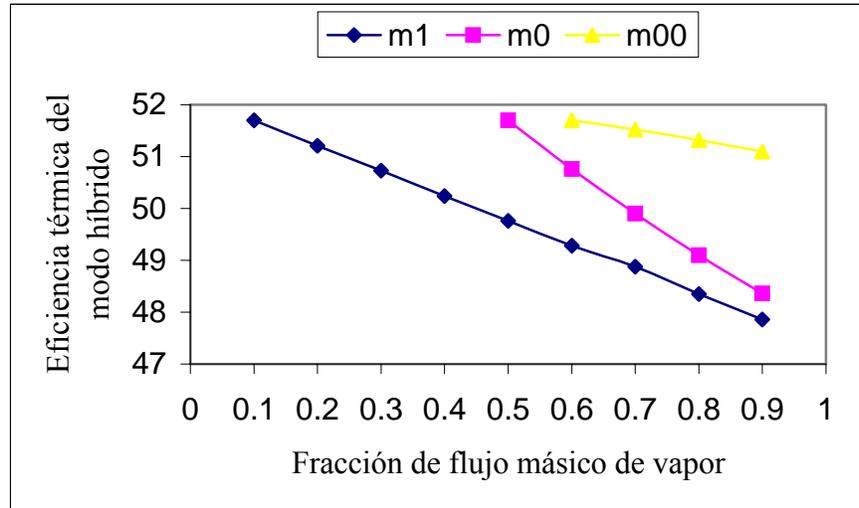


Figura 56. Variación de la eficiencia térmica respecto a la fracción de flujo de vapor que no entra a la turbina de alta presión (m_1), respecto a la fracción de flujo de vapor que suministra la caldera (m_0) y respecto a la fracción de flujo de vapor que se recalienta en la caldera de la turbina de vapor (m_{00}).

El flujo másico es el parámetro que se modifica para compensar las variaciones del sistema, debido a alteraciones climatológicas, cambios en el modo de operación del sistema y/o necesidades de potencia en la red eléctrica. Las válvula que controlan los flujos másicos m_1 , m_0 y m_{00} tienen control automático o manual, con dicho control se busca conservar la eficiencia de trabajo, y en la gráfica de la Figura 56 se observa cómo cambia la eficiencia, cuando se modifican los flujos másicos m_1 , m_0 y m_{00} .

CONCLUSIONES

Los valores de los parámetros temperatura, presión, entalpía, entropía, flujos másicos y eficiencia, obtenidas en el análisis térmico del presente trabajo son aproximadas, con respecto a los valores reportados en los diagramas térmicos de la repotenciación de la central termoeléctrica Valle de México [27] [28], lo que valida el programa de cómputo *Repotenciación* y a la metodología aquí empleada.

En el ciclo combinado, si disminuye la temperatura ambiente aumenta la eficiencia de las turbinas de gas, pero disminuye el flujo másico de aire por lo que se tiene que aumentar la fracción de vapor (m_1) que no entra a la turbina de vapor de alta presión, lo que implica disminución en la eficiencia de la turbina de vapor.

En el ciclo combinado, la fracción de vapor (m_1) que no entra a la turbina de alta presión, puede controlar la potencia de salida de la turbina de vapor, a las condiciones de flujo másico y temperatura de entrada del aire al HRSG, entre mayor sea la fracción de flujo de vapor (m_1) se tiene que se requerirá de menos calor recuperado, pero también se tendrá menos temperatura a la entrada de la turbina de alta presión, lo que disminuye la eficiencia del ciclo.

En el ciclo combinado, la calidad del vapor a la salida de la turbina de baja presión es mayor que 0.9, lo que implica que el vapor es de alta calidad, por lo que el condensador tiene que retirar más energía del sistema, energía que se podría utilizar con alguna extracción en la turbina de baja presión antes de salir hacia el condensador o disminuir la presión a la entrada de las turbinas de vapor, en ambos casos se aumentaría la eficiencia.

La válvula a la entrada de la turbina de alta presión regula la presión de recalentamiento. La válvula a la entrada de la turbina de presión intermedia en el ciclo combinado y modo híbrido regula la presión de condensación. A la presión de condensación se tiene la temperatura de condensación, lo cual determina la calidad del vapor que a la salida de la turbina de baja presión, y con ello la eficiencia del conjunto turbina de vapor.

CONCLUSIONES

Se puede hacer más variaciones en el flujo másico de los sistemas repotenciados en modo híbrido, con respecto a las demás formas de repotenciar, esto porque tiene diversas formas de trabajo, por lo que puede responder con mayor efectividad a las variaciones de flujo másico que por condiciones de temperatura o por cargas parciales se tengan que realizar en el sistema de potencia.

La repotenciación híbrida elimina algunas extracciones de la turbina de vapor como la repotenciación de los calentadores de agua de alimentación y también disminuye el trabajo térmico que realiza la caldera como en los sistemas donde se repotencia la caldera y en la repotenciación de ciclo combinado completo, por lo que es más versátil.

Cualquier variación en las condiciones de operación del sistema repotenciado, puede conocerse por medio del simulador aquí realizado, aun más, el simulador sirve para centrales termoeléctricas con ciclos de turbinas de gas, con ciclos de turbinas de vapor con el mismo número de extracciones que la unidad 4 aquí analizada, con ciclos combinados con HRSG de dos presiones.

A condiciones ambientales nominales, en la operación del sistema repotenciado se deberá tener siempre presente que la fracción de flujo que no entra a la turbina de alta presión (m_1) no sea menor de 0.33 en el modo ciclo combinado y menor de 0.1 en el modo híbrido, la fracción de vapor que suministra el generador de vapor en modo híbrido (m_0) no debe ser menor de 0.5 y la fracción de vapor que recalienta el generador de vapor (m_{00}) no debe ser menor a 0.6. porque de lo contrario el sistema no podrá operar.

A condiciones nominales de trabajo del sistema repotenciado, la eficiencia térmica del modo híbrido es 5.52% inferior a la del ciclo combinado, pero 5.29% superior al ciclo Rankine, con el que originalmente trabaja la unidad 4. Es este incremento de eficiencia, así como el incremento de potencia y la flexibilidad de operación, que hacen que la repotenciación híbrida, sea la mejor opción para plantas termoeléctricas que necesiten repotenciarse.

RECOMENDACIONES

Para usar el simulador para ciclos combinados con HRSG de una presión, sólo es necesario estipular que la presión y temperatura a la entrada y salida de la turbina de presión intermedia y baja presión son iguales a la presión y temperatura de salida de la turbina de alta presión y que no hay extracción de flujo hacia el deareador. Para utilizarlo con HRSG de dos presiones también se debe estipular que no hay extracción de flujo en el deareador y dar valores específicos a las dos presiones.

Para hacer más preciso el simulador hay que considerar el vapor de contrapresión en las turbinas y en los equipos auxiliares, introducir la variación del PCI del combustible, las variaciones en la eficiencia de combustión.

Tomando en cuenta las recomendaciones anteriores se puede generar un simulador más general, es decir que pueda utilizarse en una mayor diversidad de plantas generadoras de electricidad.

Se puede utilizar el software aquí generado, para analizar las posibles plantas termoeléctricas ha repotenciar en un futuro cercano y con ello ayudar en la investigación de soluciones del problema de cómo generar la energía eléctrica que satisfaga la demanda futura.

Con el software general, se debe proceder al análisis interno de cada uno de los componentes del conjunto turbina de gas y del conjunto turbina de vapor, para buscar mejoras en cada parte del sistema y saber su impacto en el sistema total.

REFERENCIAS

1. Sala de prensa, 1998, <http://www.cfe.gob.mx>.
2. Sala de prensa, 2001, <http://www.cfe.gob.mx>.
3. Spissu G. 2001, Conferencias Sobre ciclos combinados en el mercado energético mexicano, *Plantas de repotenciación con GT11N2*, ALSTOM, México.
4. Alexis Fries, 2000, Conferencias Sobre ciclos combinados en el mercado energético mexicano, *GT11N2 Una Tecnología Poderosa*. ALSTOM, México.
5. Utumara M. Takehara I. 1999, Seminar preventive maintenance/life extension and advanced technology for steam, gas and hydro power plant and environmental control systems. *Introduction to gas turbine applications for repowering of conventional power plant*, AOTS/HITACHI. In Mexico City ,.
6. Egli, A. 1998, Seminario, *Ciclos combinados modernos integrados a centrales existentes y rehabilitación de calderas*, AMIME, México.
7. Lugo L. R., Toledo V. M., Zurita V., Valdés A., 1994, Seminario, *La termodinámica en la localización de los puntos de extracción en una turbina de vapor*, AMIME, México.
8. Brito B. L., Lugo L. R., Toledo V. M., Tolentino E. G., 2001, 6to. Congreso Nacional de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas. *Termodinámica de la unidad 4 de la termoeléctrica Valle de México*, México.
9. Brito B. L., Toledo V. M., Tolentino E. G., Lugo L. R., 2002, XVII congreso Nacional de Termodinámica. *Turbinas de gas para repotenciación de turbinas de vapor*. México.
10. Toledo V.M. 1988, Untersuchungen zur arrodynamischen simulation der film kühlung von gasturbinea schauteln. DAAD velay, Germany.
11. Gas turbine world, 1999-2000 *Handbook*. U. S. A.
12. Power Engineering International, September 1998, *Still a golden opportunity, or just fool's gold?*, U. S. A.
13. Téllez B. A. 1992, *Estudio de turbinas de gas mediante análisis computacional de los parámetros de diseño*, SEPI ESIME, México.
14. Hernández F. A. 1999, *Diseño de un simulador para el análisis energético de la central de ciclo combinado de 235 MW*, SEPI ESIME, México.

REFERENCIAS

15. Téllez B. L. 1992, *Comportamiento térmico de centrales de potencia con turbinas de vapor*, SEPI ESIME, México.
16. Vera. L. H. 1977, *Estudio Técnico-económico comparativo entre una planta a vapor convencional y una planta de ciclo combinado con turbina de a gas*, ESIME, México.
17. Kerton W.J. 1958, *Steam Turbine Theory and Practice*, London Isacc Pitman & sons.U.S.A.
18. Lucini M. 1972, *Turbomáquinas de vapor y de gas*, su cálculo y construcción. Dossat, S.A. España.
19. Morse F. T. 1980, *Centrales eléctricas*. CECSA, México.
20. Moran M. Shapiro H. 1996. *Fundamentos de Termodinámica técnica*, REVERTE, México.
21. Toledo V. M.1995, *Turbinas de gas*, IPN, México
22. Toledo V. M.1995, *Turbinas de vapor*, IPN, México
23. Ganapy V. 1991, *Waste Heat Boiler Deskbook*, U.S.A.
24. Cengel Y.A. y Boles M.A., 1999, *Termodinámica*, Tomo II, 2da. Edición, Mc Graw Hill, México.
25. Golden F. M., Batres V.L. y Terrones M.G. 1989, *Termofluidos, turbomáquinas y máquinas térmicas*, CECSA, México.
26. Mataix C. 2000, *Turbomáquinas térmicas*, LIMUSA, NORIEGA, España..
27. ABB Alstom, 2000, Diagrama térmico de la repotenciación de la termoeléctrica Valle de México, ciclo combinado.
28. ABB Alstom, 2000, Diagrama térmico de la repotenciación de la termoeléctrica Valle de México, modo Híbrido.
29. CFEVM, Analizador cromatográfico, reporte del 12 de mayo del 2002 a las 8:00 hr.