

**DISEÑO DE UN CICLO DE POTENCIA PARA REALIZAR PRÁCTICAS DE
LABORATORIO PARA LA ASIGNATURA TERMODINÁMICA QUÍMICA I**

LUISA FERNANDA ARDILA CÁCERES

GINA VIOLETA VERBEL GONZÁLEZ

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISCOQUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA
BUCARAMANGA**

2006

**DISEÑO DE UN CICLO DE POTENCIA PARA REALIZAR PRÁCTICAS DE
LABORATORIO PARA LA ASIGNATURA TERMODINÁMICA QUÍMICA I**

LUISA FERNANDA ARDILA CÁCERES

GINA VIOLETA VERBEL GONZÁLEZ

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Químico

Director:

HUMBERTO ESCALANTE HERNÁNDEZ

Ingeniero Químico Ph.D

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOQUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA**

2006

DEDICATORIA

A mis padres, quienes me han brindado todo su apoyo y siempre me han impulsado para que salga adelante.

A Oscar Javier, por su compañía y apoyo incondicional en todos los momentos.

A la familia Ortiz Pérez, por haberme abierto las puertas de su hogar y acogerme como un miembro más de la familia.

A mis familiares y amigos.

Luisa Fernanda

DEDICATORIA

A Dios, quien nos dio fortaleza para no claudicar ante las dificultades y perseverancia para pasar por encima de ellas.

A Martha e Ignacio, mis padres, quienes no sólo me regalaron amorosamente la existencia sino que son responsables de que sea la persona que hoy soy.

A Eric, quien sin condiciones y con todo el amor ha prescindido de mi presencia en muchos momentos para que alcanzase la meta de culminar este trabajo de grado.

A Pablo Ernesto e Ignacio Ernesto, quienes sin importar la distancia siempre me han apoyado y amado.

A Mayo Gómez y Arinda, mis más queridas y mimadas viejitas.

A mis amigos y familiares.

Gina Violeta

AGRADECIMIENTOS

Al Ing. Humberto Escalante Hernández, profesor de la escuela de Ingeniería Química y director de este proyecto por sus aportes y su orientación a lo largo de la realización de este trabajo de grado.

Al Ing. Omar Gélvez Arocha, docente de la Escuela de Ingeniería Mecánica por su sapiencia, su tiempo y toda la valiosa colaboración que nos prestó para la realización de este diseño.

Al Ing. Alfonso Ramírez Carvajal, quien nos brindó su asesoría en el diseño y selección del horno.

A todas las personas que colaboraron para que este trabajo de grado se desarrollara y llegara a su feliz culminación.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
	4
1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE MÁQUINAS TÉRMICAS	
2. DESARROLLO	7
2.1 CRITERIOS DE SELECCIÓN DE LAS PRÁCTICAS DE LABORATORIO A REALIZAR EMPLEANDO EL CICLO DE POTENCIA	7
2.1.1 Efecto de la temperatura inicial de expansión sobre el rendimiento del ciclo de potencia.	8
2.1.2 Efecto de la presión inicial de expansión sobre el rendimiento del ciclo de potencia.	9
2.1.3 Efecto de las irreversibilidades sobre el rendimiento del ciclo de potencia.	9
2.1.4 Otros criterios de selección de objetivos para prácticas de laboratorio a realizar empleando el ciclo de potencia.	10
2.2 DISEÑO PRELIMINAR DE LAS PRÁCTICAS DE LABORATORIO EMPLEANDO EL CICLO DE POTENCIA	10
2.3 DISEÑO DE LOS EQUIPOS COMPONENTES DE CICLO DE POTENCIA	11
2.3.1 Características generales de la caldera del laboratorio de Operaciones Unitarias de Ingeniería Química.	14
2.3.2 Criterios para la selección de la turbina.	15
2.3.3 Diseño del recalentador.	15
2.3.4 Diseño del condensador.	16
3. RESULTADOS	22

3.1 RESULTADOS DE LA SELECCIÓN DE LA TURBINA	22
3.2 RESULTADOS DEL DISEÑO DEL RECALENTADOR	22
3.3 RESULTADOS DEL DISEÑO DEL CONDENSADOR	25
3.3.1 Selección del condensador.	27
3.4 SELECCIÓN DE LOS INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y CONTROL	28
3.5 INVERSIÓN EN EQUIPOS PARA EL CICLO DE POTENCIA	30
3.5.1 Inversión en instrumentación	30
3.5.2 Inversión en equipos principales	30
3.5.3 Inversión en accesorios	31
3.6 RESULTADOS DEL DISEÑO DE LAS PRÁCTICAS	32
4. CONCLUSIONES	35
5. RECOMENDACIONES Y SUGERENCIAS	36
BIBLIOGRAFÍA	37

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Cursos de termodinámica en las facultades de Ingeniería Química de Colombia.	2
Tabla 2. Diseño preliminar de prácticas.	10
Tabla 3. Disponibilidad de equipos e instrumentos en el laboratorio.	14
Tabla 4. Características de la caldera de Ingeniería Química.	15
Tabla 5. Condiciones de operación de la turbina.	15
Tabla 6. Condiciones para el diseño del recalentador.	16
Tabla 7. Condiciones del vapor en el recalentador.	16
Tabla 8. Ecuaciones necesarias para el diseño del recalentador.	17
Tabla 9. Consideraciones para el diseño del condensador.	19
Tabla 10. Condiciones a la entrada del condensador.	19
Tabla 11. Especificaciones de la turbina.	22
Tabla 12. Resultados de los balances de masa y energía en el recalentador.	23
Tabla 13. Transferencia de calor en la cámara de combustión.	24
Tabla 14. Transferencia de calor en los tubos de humos.	24
Tabla 15. Temperaturas supuestas y calculadas en el diseño del horno recalentador	24
Tabla 16. Características de tubos de humos	25
Tabla 17. Dimensiones del horno recalentador	25
Tabla 18. Resultados de los balances de calor en el condensador	26
Tabla 19. Diferencias medias logarítmicas en el condensador	26
Tabla 20. Condiciones a la salida del condensador	26
Tabla 21. Algunos resultados del diseño del condensador	27
Tabla 22. Caída de presión en el condensador	27
Tabla 23. Dimensiones del condensador	27

Tabla 24. Características de funcionamiento del condensador	28
Tabla 25. Características de construcción del condensador	28
Tabla 26. Especificaciones del termómetro bimetálico	29
Tabla 27. Especificaciones del termopozo	29
Tabla 28. Especificaciones del manómetro sumergido en glicerina	29
Tabla 29. Especificaciones del manómetro sumergido en glicerina	29
Tabla 30. Accesorios necesarios para el ciclo	30
Tabla 31. Inversión en instrumentación	30
Tabla 32. Inversión en equipos principales del ciclo	31
Tabla 33. Inversión en accesorios del ciclo	31
Tabla 34. Inversión total en equipos, accesorios e instrumentos	31

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
FIGURA 1. Ciclo de Rankine con recalentamiento	6
FIGURA 2. Etapas metodológicas del diseño de la máquina de potencia	7
FIGURA 3. Efecto del sobrecalentamiento en el ciclo de Rankine.	8
FIGURA 4. Efecto de la presión del vapor en el ciclo de Rankine.	9
FIGURA 5. Diagrama del ciclo de potencia.	13
FIGURA 6. Procedimiento para diseñar el recalentador	18
FIGURA 7a. Cálculos necesarios para el diseño del condensador.	20
FIGURA 7b. Cálculos necesarios para el diseño del condensador.	21
FIGURA 8. Vista del horno recalentador.	24
FIGURA 9. Corte transversal y vista lateral del recalentador.	25

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. CONJUNTO DE PRÁCTICAS DE LABORATORIO PARA LA ASIGNATURA TERMODINÁMICA QUÍMICA I.	38
Anexo B. NOMENCLATURA PARA EL DISEÑO DEL RECALENTADOR.	47
Anexo C. NOMENCLATURA PARA EL DISEÑO DEL CONDENSADOR.	48
Anexo D. ESTEQUIOMETRÍA DE LA REACCIÓN DE COMBUSTIÓN QUE OCURRE EN EL HORNO.	49
Anexo E. ESTIMACIÓN DE LA TEMPERATURA DE LLAMA ADIABÁTICA.	50
Anexo F. PROPIEDADES DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN.	51
Anexo G. DISEÑO DEL CONDENSADOR DE VAPOR DE AGUA.	53
Anexo H. HOJA DE ESPECIFICACIONES DE LA CALDERA DE INGENIERÍA QUÍMICA.	55
Anexo I. CURVAS DE DESEMPEÑO DE LA TURBINA.	56
Anexo J. PLANOS DE LA TURBINA	58
Anexo K. COTIZACIONES DE LOS EQUIPOS	59
Anexo L. MANUAL DE LABORATORIO DE TERMODINÁMICA QUÍMICA I UNIDAD DE OPERACIÓN: CICLO DE POTENCIA	66

RESUMEN

TITULO: DISEÑO DE UN CICLO DE POTENCIA PARA REALIZAR PRÁCTICAS DE LABORATORIO PARA LA ASIGNATURA TERMODINÁMICA QUÍMICA I*

AUTORES: ARDILA CÁCERES, Luisa Fernanda y VERBEL GONZÁLEZ, Gina Violeta**

PALABRAS CLAVES: máquinas térmicas, generación de vapor, manual de laboratorio, plantas generadoras de energía, rendimiento térmico, calderas de vapor, turbinas de vapor, condensadores de superficie.

RESUMEN: En el siguiente trabajo se ilustra el diseño de una máquina de potencia ideada para desarrollar prácticas experimentales que confronten conceptos estudiados en la asignatura Termodinámica Química I. Algunos fundamentos teóricos necesarios para llevar a cabo este trabajo se refieren a leyes de la Termodinámica, máquinas térmicas, ciclos de producción de energía y factores que afectan el rendimiento térmico del ciclo.

Las etapas metodológicas que enmarcaron la realización del trabajo fueron: selección de prácticas de laboratorio, diseño y selección de los equipos componentes de la máquina de potencia y diseño de las prácticas de laboratorio. En la primera etapa se establecieron los objetivos principales de las prácticas de laboratorio propuestas, con el fin de que el diseño de los equipos que conforman la máquina esté de acuerdo con ellos. Dicho diseño se adelantó tomando como modelo el ciclo Rankine con recalentamiento.

* Trabajo de Grado.

** Facultad de Ingenierías Físicoquímicas, Escuela de Ingeniería Química, Director: Humberto Escalante Hernández.

Dentro de las conclusiones del trabajo se resalta que se diseñó un ciclo de potencia basado en la caldera perteneciente a la escuela de Ingeniería Química que puede ser operado en un intervalo de presiones de vapor de agua de 70 hasta 125 psig y de temperaturas del mismo vapor de 338 hasta 490°F. Además, se estructuraron seis prácticas de laboratorio que podrían llevarse a cabo en el ciclo de potencia permitiendo adelantar un estudio de los procesos de transformación de energía como calor en energía como trabajo. También se hizo una evaluación de los costos de inversión de las unidades de operación diseñadas concluyéndose que estos se pueden considerar moderados lo que posibilita su realización a mediano plazo.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN OF POWER MACHINE FOR REALICE LABORATORY PRACTICES FOR THE COURSE CHEMICAL THERMIDYNAMIC I*

BY: ARDILA CÁCERES, Luisa Fernanda and VERBEL GONZÁLEZ, Gina Violeta**

KEYS WORDS: thermal machine, steam generation, laboratory handbook, power plants, thermal efficiency, boiler, turbines, heat exchangers.

ABSTRACT: The next work shows the power machine design for develop experimental practices which confront concepts studied in the area of thermodynamic. Some theoretical basis employed in this work refers to laws of thermodynamic, thermal machines, thermodynamic cycles and factors that affect thermal efficiency.

Work realization included the next stages: selection of laboratory practices, design and selection of power machine devices and laboratory practices design. Main objectives of laboratory practices were established in order that devices design was according to them. The model considered for design was Rankine cycle with reheating.

One of the more important attainments of work was the power cycle design. This design was based in the boiler of Chemistry Engineering School. The designed cycle could be operated in a large interval of steam pressure and in a large interval of steam temperature. Thus, steam pressure could be between 70 and 125 psig,

* Thesis

** Physicochemical Engineerings Faculty, Chemistry Engineering School, Director: Humberto Escalante Hernández.

while the steam temperature could be between 338 and 490°F. Other attainment of the work was the design of six laboratory practices that will be helpful for realize a study of process which energy as heat transform in energy as work. The evaluation of the cost of inversion shows as result that the designed power machine start-up is possible in a moderate term.

INTRODUCCIÓN

Una de las ciencias fundamentales para la formación del ingeniero químico es la termodinámica y en el actual programa académico de la carrera de Ingeniería Química se incluyen dos asignaturas teóricas para su estudio: Termodinámica Química I y Termodinámica Química II. No obstante, aunque estas asignaturas están enfocadas a que los estudiantes se apropien del conocimiento teórico de los conceptos fundamentales de la termodinámica; no se contempla que en ellas haya un espacio donde los estudiantes tengan un contacto directo con algunas unidades de operación que le permitan la aplicación de los conceptos estudiados.

Así, dentro de la elaboración del nuevo plan de estudios de Ingeniería Química se ha considerado necesario que exista una asignatura práctica que complemente a las asignaturas teóricas del área de termodinámica. En este orden de ideas, resulta pertinente adelantar el diseño de un laboratorio donde se puedan realizar prácticas experimentales que otorguen mayor significación y relevancia a los conceptos teóricos estudiados en estas asignaturas y que familiaricen a los estudiantes con los procesos reales y las unidades de operación donde se llevan a cabo. El propósito del laboratorio en concordancia con el de los cursos teóricos debe ser la comprobación de las leyes de la termodinámica mediante el análisis de procesos.

Al hacer una revisión de los antecedentes de laboratorios de termodinámica en las facultades de Ingeniería Química del país, se encuentra que en la mayor parte de ellas la enseñanza de la termodinámica se limita a los aspectos teóricos y no es frecuente que existan asignaturas prácticas que la acompañen. Es así como de las 12 facultades de ingeniería química que existen actualmente en Colombia, sólo una de ellas, la de la Universidad Nacional de Colombia, sede Bogotá, cuenta con un laboratorio de termodinámica. Esto se puede confrontar en la Tabla 1 donde se

relacionan las diferentes universidades colombianas que ofrecen la carrera de Ingeniería Química con el número de asignaturas referentes a la termodinámica que incluyen en sus planes de estudio.

Tabla 1. No de cursos de termodinámica en las facultades de Ing. Qca. de Colombia		
Universidad	Teóricos	Prácticos
UNAL Bogotá	2	1
UNAL Medellín	1	-
UNAL Manizales	3	-
UNIANRIOQUÍA	2	-
UIS	2	-
UNIATLANTICO	2	-
UNIVALLE	2	-
UNIANDES	1	-
UPB Medellín	1	-
UNICARTAGENA	2	-
AMÉRICA	1	-
SAN BUENAVENTURA	2	-

Fuente: Páginas Web de las universidades citadas. Ref. Bibliográfica. 11-20.

El laboratorio de termodinámica de la Universidad Nacional de Colombia Sede Bogotá dispone de diversos materiales y equipos a saber: celda de estrangulación, bomba de vacío, oscilador de gas, cilindro provisto de válvulas y manómetro, calorímetro isobárico, calorímetro adiabático, calorímetro de vaporización, vaporizador de reflujo total, dispositivos de control de presión y temperatura, material volumétrico, entre otros.

Al hacer una revisión más amplia se encontró que en diversas universidades de otros países cuentan con laboratorios de termodinámica y las prácticas que desarrollan en los mismos se pueden clasificar en temas como: propiedades termodinámicas de los gases, energía como calor, energía como trabajo, máquinas térmicas, equilibrio de fases, equilibrio químico, cinética química. Con base en esta información se propone un conjunto de prácticas de laboratorio que fortalecen los conceptos fundamentales estudiados en el área de termodinámica y cuyo diseño preliminar se resume en el Anexo A.

Al examinar las diferentes unidades de operación que se emplean para realizar prácticas experimentales de termodinámica se consideran de interés las correspondientes a las máquinas térmicas, puesto que éstas permiten la corroboración de conceptos básicos que constituyen buena parte de la temática estudiada en la asignatura Termodinámica Química I como son: conversión de energía térmica en trabajo, primera y segunda leyes de la termodinámica, ciclos termodinámicos, irreversibilidad de los procesos reales, etc. Por ello, y a pesar de que no existen en el país antecedentes de facultades de ingeniería química que cuenten con laboratorios que hayan implementado ciclos termodinámicos para la realización de prácticas experimentales; dentro del plan del laboratorio de termodinámica de la escuela de Ingeniería Química de la Universidad Industrial de Santander se establece como primera unidad de operación a diseñar una máquina de potencia.

La presente memoria relaciona los aspectos más importantes del trabajo de grado que tuvo como objetivo diseñar una máquina de potencia para realizar prácticas experimentales que permitan a los estudiantes de Ingeniería Química, afianzar los conceptos teóricos relacionados con las máquinas térmicas estudiados en la asignatura Termodinámica Química I. Dicho trabajo entonces, se enfocó en el diseño de cada uno de los equipos componentes de la máquina de potencia y en el diseño de una serie de prácticas que complementen la formación teórica que los estudiantes reciben.

1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE MÁQUINAS TÉRMICAS

Una máquina térmica es todo sistema que, funcionando cíclicamente, puede transformar calor en trabajo. Este calor procede en la mayor parte de los casos, de una reacción de combustión y es absorbido por el fluido de operación de la máquina que, al pasar por las diversas partes de la misma, transforma su energía térmica en energía mecánica aprovechable exteriormente. Cuando la combustión ocurre fuera de la máquina para producir vapor que se empleará en obtener trabajo en su interior, ésta se considera de combustión externa como en el caso de la turbina de vapor y la máquina de vapor¹.

El fluido utilizado en las máquinas de combustión externa describe siempre un ciclo termodinámico, esto es, un proceso en el que partiendo de un estado inicial, el fluido pasa por varios procesos y finalmente vuelve a su estado inicial. En un ciclo completo, la energía interna del sistema, al igual que las demás propiedades termodinámicas, no puede cambiar. Por tanto, el calor total neto transferido al sistema debe ser igual al trabajo total neto realizado por el sistema².

Para que la construcción de una máquina sea factible debe cumplir con las leyes de la termodinámica. La primera ley postula que cuando se suministra energía en forma de trabajo a un sistema termodinámico, no toda la energía se invierte en incrementar la energía interna del sistema, sino que una parte de ella, se cede al exterior en forma de calor. La segunda ley fue expuesta por Carnot así: una transformación cerrada de un sistema que intercambia calor con una sola fuente no puede producir trabajo positivo. Cuando una máquina térmica cumple con estos dos principios funciona produciendo trabajo e intercambiando energía calórica con dos fuentes térmicas, una que cede calor al fluido de operación y otra que juega el

¹ SEGURA, J. *Termodinámica técnica*. Reverté. Barcelona. 1988. p.434.

² VAN WYLEN, Gordon, y SONNTAG, Richard. *Fundamentos de Termodinámica*. Editorial Limusa. Cuarta Edición. México. 1999. p.44

papel de receptor térmico, absorbiendo del fluido una determinada cantidad de calor³.

Existen varios modelos de ciclos termodinámicos empleados para describir el proceso que sufre el fluido de operación en una máquina térmica. Para las máquinas de combustión externa que emplean agua como fluido de trabajo es usual considerar el ciclo Rankine o alguna de sus variaciones. En dicho ciclo, primero, el líquido subenfriado procedente de la bomba es introducido en una especie de antecámara de la caldera, llamada precalentador, en el que se calienta hasta la saturación, a la presión existente en la caldera. El proceso de calentamiento continúa hasta que el agua cambia de fase completamente alcanzando el estado de vapor saturado que, al incidir y pasar a través de la turbina, experimenta un proceso adiabático reversible, pasando al estado de vapor húmedo. Luego, este vapor húmedo se condensa hasta la saturación en un condensador. Por último el líquido saturado es comprimido reversible y adiabáticamente desde la presión del condensador hasta la presión de la caldera, operación que realiza la bomba y como resultado del cual ocurre un ligero aumento de temperatura⁴.

En la práctica, el diseño de una máquina térmica que opere con una turbina de vapor generalmente incluye una etapa de recalentamiento donde el vapor generado en la caldera pasa de vapor saturado a vapor sobrecalentado. El ciclo se denomina entonces *ciclo de Rankine con recalentamiento*, que es el ciclo en que se basan los diseños de las instalaciones termoenergéticas modernas. El proceso de recalentamiento tiene lugar en un elemento de la caldera llamado recalentador, en el que entra vapor saturado y sale vapor recalentado⁵. Los procesos que sufre el agua en este ciclo se ilustran en los diagramas de la Fig. 1.

³ SEGURA. Op. Cit. P.199

⁴ Ibid. P. 493

⁵ Ibid. P. 495

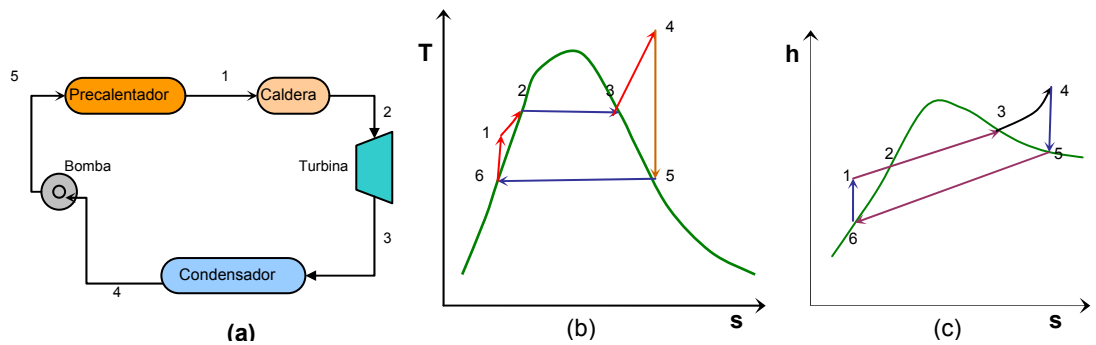


Figura 1. Ciclo de Rankine con recalentamiento. a) Diagrama de una máquina térmica que realiza el ciclo de Rankine. b) Diagrama T-s. c) Diagrama h-s.

El ciclo Rankine considerado es ideal puesto que no tiene en cuenta las irreversibilidades inherentes a todo proceso real y que hacen que el rendimiento o eficiencia de la máquina sea inferior al sugerido por el ciclo ideal. Dentro de las causas de irreversibilidades en un ciclo real de Rankine se cuentan:

- ▲ Pérdidas en las tuberías: Debidas al descenso de presión, provocado por la fricción y la transmisión de calor al medio exterior.
- ▲ Pérdidas en la turbina y en la bomba: Asociadas con el flujo de la sustancia de trabajo a través de la turbina y la bomba, respectivamente.
- ▲ Pérdidas en el condensador: Causadas por el enfriamiento del líquido que sale del condensador por debajo de la temperatura de saturación⁶.

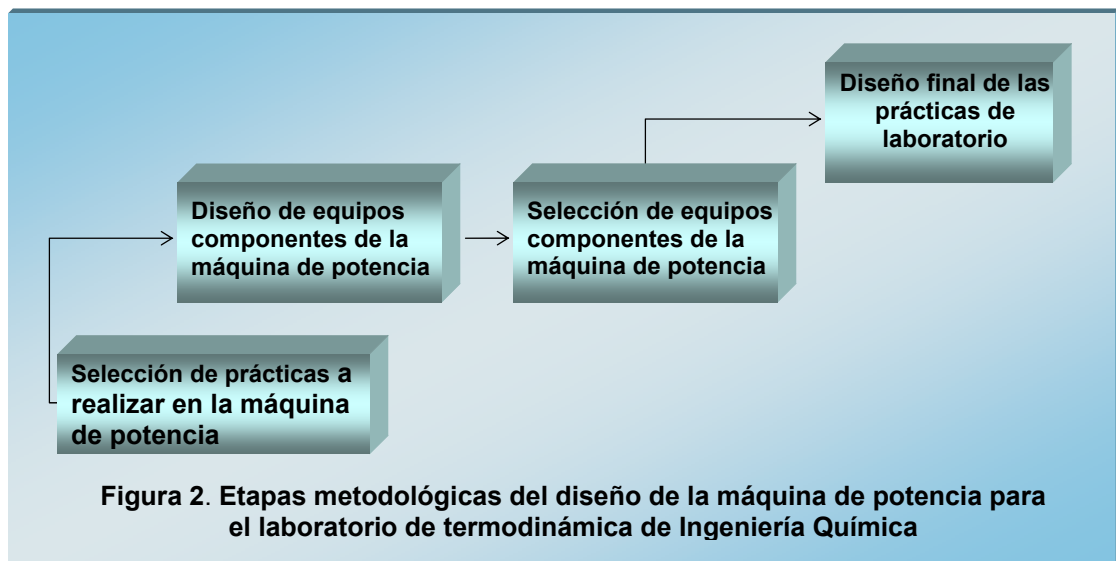
Para determinar la eficiencia de una máquina es usual comparar el ciclo real descrito por el fluido de operación con el ciclo que describiría si todas las etapas del ciclo transcurriesen reversiblemente. También la eficiencia puede medirse por el rendimiento efectivo que está dado por la relación que existe entre el verdadero trabajo cedido al consumidor exterior y la cantidad de calor suministrada a la máquina⁷.

⁶ VAN WYLEN. Op. Cit. P. 338

⁷ SEGURA. Op. Cit. P. 434

2. DESARROLLO

En esta parte se relacionará el trabajo realizado correspondiente a las etapas metodológicas que permitieron el diseño del ciclo de potencia destinado al desarrollo de prácticas experimentales. Estas etapas se ilustran en la Fig. 2.



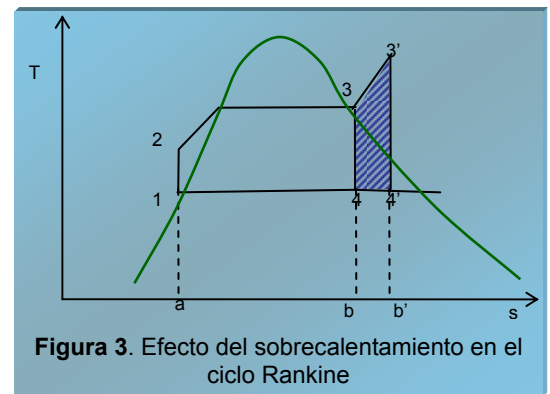
2.1 CRITERIOS DE SELECCIÓN DE LAS PRÁCTICAS DE LABORATORIO A REALIZAR EMPLEANDO EL CICLO DE POTENCIA

En este capítulo se hace referencia a los criterios tenidos en consideración para definir cuáles deberían ser los objetivos que se persiguen al llevar a cabo cada una de las prácticas a realizar empleando el ciclo de potencia diseñado. Se identifican los problemas frecuentemente abordados en el estudio teórico de los diferentes ciclos termodinámicos, con el propósito de que las prácticas experimentales que se planteen sean las más apropiadas para que los estudiantes fortalezcan sus conocimientos acerca de este tema.

Al pensar en el conjunto de prácticas que se llevarán a cabo en el ciclo de potencia, se considera de relevancia que dichas prácticas apunten al estudio de los factores que inciden en el rendimiento del ciclo, pues así al analizar y explicar las variaciones que estos factores pueden producir sobre el desempeño de la máquina, quien ejecute las experiencias llegará a confrontarlas con sus conocimientos teóricos, lo que le permitirá corroborar los límites y las leyes que rigen los procesos, afianzando los conceptos fundamentales estudiados en termodinámica. En este orden de ideas, se procede a establecer algunos de los principales factores que influyen en el rendimiento de un ciclo de potencia y la forma en que ejercen esta influencia. El ciclo de potencia para el laboratorio de termodinámica se diseña tomando como modelo el ciclo Rankine; así el estudio de los diferentes factores que afectan su rendimiento se hará con base en este ciclo.

2.1.1 Efecto de la temperatura inicial de expansión sobre el rendimiento del ciclo de potencia.

Para analizar los efectos de la temperatura inicial de expansión se consideran las diferencias entre un ciclo Rankine simple y uno con recalentamiento. Como se observa en la Fig. 3, al ser la temperatura al final de la absorción de calor superior en un ciclo con recalentamiento, el rendimiento térmico del mismo será superior al del ciclo simple.



El aumento en el trabajo está representada por el área sombreada 3-3'-4'-4-3, además, el calor absorbido por el vapor se incrementa por el área 3-3'-b'-b-3.⁸

⁸ VAN WYLEN. Op. Cit. P. 325

2.1.2 Efecto de la presión inicial de expansión sobre el rendimiento del ciclo de potencia.

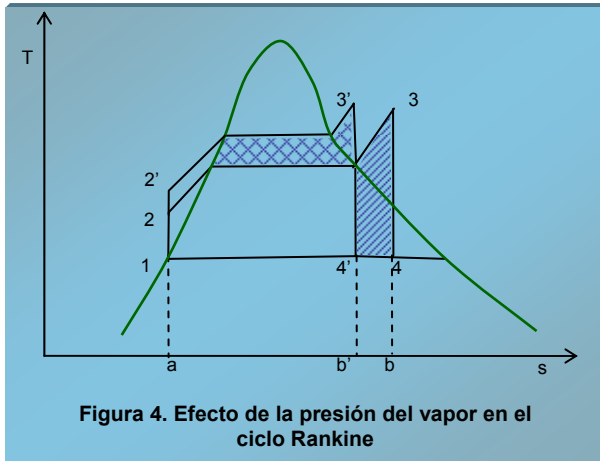


Figura 4. Efecto de la presión del vapor en el ciclo Rankine

Al aumentar la presión en la caldera en el ciclo Rankine manteniendo constante la temperatura del vapor, ocurre una disminución en el calor que absorbe y que está representada en la Fig. 4 por el área $b'-4'-4-b-b'$. Por otro lado, el trabajo neto se incrementa por el área doblemente sombreada. Así, el trabajo neto tiende a mantenerse constante

pero el calor que absorbe el vapor disminuye produciendo que el rendimiento del ciclo Rankine aumente⁹.

2.1.3 Efecto de las irreversibilidades sobre el rendimiento del ciclo de potencia.

Toda máquina térmica real está sujeta a ciertas irreversibilidades que disminuyen su rendimiento. Dichas irreversibilidades pueden estar asociadas al flujo de la sustancia de operación, pero también con factores externos como son: la fricción entre el fluido de operación y las tuberías y equipos de la máquina, la transmisión de calor desde la máquina hasta los alrededores que se encuentran a temperaturas menores a las que posee la sustancia de trabajo¹⁰.

Aunque estas irreversibilidades no se pueden eliminar totalmente si se pueden disminuir, traduciéndose esto en una mejora del rendimiento del ciclo. Algunas formas de lograrlo son: descartar el empleo de tuberías rugosas en la máquina, no exceder la longitud de las tuberías más allá de la necesaria, emplear materiales

⁹ Ibidem. P. 326

¹⁰ Ibidem P. 208

aislantes para poner una barrera entre la máquina y los alrededores con el objeto de minimizar las pérdidas de energía por transmisión de calor al ambiente exterior.

2.1.4 Otros criterios de selección de objetivos para prácticas de laboratorio a realizar empleando el ciclo de potencia.

Además de los factores que afectan su rendimiento, existen otros importantes aspectos que estudiar en el ciclo de potencia. Uno de ellos es el comportamiento que presenta el vapor durante el proceso de expansión que ocurre al interior de la turbina. Entonces, es de interés estudiar si el vapor se aproxima a algún modelo o ecuación de estado conocido porque de ser así, se podrán hacer predicciones acerca de su comportamiento en una gama de presiones y/o temperaturas.

2.2 DISEÑO PRELIMINAR DE LAS PRÁCTICAS DE LABORATORIO EMPLEANDO EL CICLO DE POTENCIA

En el diseño preliminar de las prácticas se establecen los objetivos principales que se perseguirán con cada una de ellas. Dicho diseño se relaciona en la Tabla 2.

Tabla 2. Diseño preliminar de prácticas.	
Práctica	Objetivos Generales
Funcionamiento del ciclo de potencia. Descripción del comportamiento termodinámico del vapor durante el proceso de expansión en la turbina mediante una ecuación de estado.	Aprender a arrancar y operar el ciclo de potencia. Verificar la validez de una ecuación de estado para describir el comportamiento termodinámico del vapor durante el proceso de expansión en la turbina.
Determinación de la variación del rendimiento térmico de la turbina al aumentar la energía interna del vapor de admisión.	Determinar la variación del rendimiento térmico de la turbina cuando aumenta la energía interna del vapor debido al recalentamiento.
Determinación de la variación del rendimiento térmico de la turbina al aumentar la presión de admisión.	Determinar la variación del rendimiento térmico de la turbina al aumentar la presión de admisión.
Determinación de la variación del rendimiento térmico de la turbina al modificar la velocidad de la corriente de vapor de admisión.	Determinar la variación del rendimiento térmico de la turbina al modificar la velocidad de la corriente de vapor de admisión.
Estudio de las principales divergencias entre el ciclo ideal y el ciclo real de potencia.	<ul style="list-style-type: none"> · Determinar las diferencias principales entre el ciclo ideal y el ciclo real de potencia. · Determinar el rendimiento térmico del ciclo de potencia.

Fuente: Autoras.

Esta etapa es de gran importancia para el conveniente diseño de los equipos componentes del ciclo pues conociendo para qué serán empleados se podrá adelantar un diseño que esté de acuerdo con estos propósitos.

2.3 DISEÑO DE LOS EQUIPOS COMPONENTES DEL CICLO DE POTENCIA

El diseño de los equipos del ciclo de potencia se lleva a cabo con el propósito de que sea apto para la realización y el logro de los objetivos de las prácticas seleccionadas. Para ello se considera apropiado tomar como modelo el ciclo Rankine con recalentamiento, pues permite operar la máquina en un intervalo de temperaturas y presiones, posibilitando esto el estudio de los efectos que causan en el ciclo las variaciones en estas propiedades en los diferentes procesos que ocurren en la máquina.

Como los elementos principales de una máquina que opera siguiendo un ciclo de Rankine con recalentamiento son: caldera con zona de recalentamiento, turbina de vapor, condensador, bomba de recirculación; estos serán los equipos principales que deberán conformarla.

Para el diseño del ciclo se tienen en cuenta los recursos disponibles en la escuela de Ingeniería Química para su montaje. Es así como se considera que el vapor necesario para el funcionamiento de la máquina será suministrado por la caldera ubicada en el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la escuela. La caldera produce vapor saturado y no cuenta con una zona de recalentamiento. Operar el ciclo sin someter el vapor a una etapa de recalentamiento, traería como consecuencia la erosión de los álabes de la turbina por efecto de la humedad del vapor. Es necesario, entonces, el diseño de un recalentador que asegure que el vapor que entre a la turbina sea seco.

El funcionamiento de los demás equipos del ciclo tiene como limitante las condiciones máximas de operación de la caldera. Como en la máquina de potencia todos los equipos están conectados, en el diseño y selección de cada uno de ellos se tienen que considerar las condiciones de operación de los equipos anterior y posterior a él. Así, el diseño de la máquina debe considerar a todos sus componentes de forma integral y no aislada. Debe existir una compatibilidad entre todos ellos.

Algunos criterios tenidos en cuenta para el diseño de la máquina de potencia son:

- El flujo másico de vapor con el que trabajará el ciclo será de aproximadamente el 25% de la capacidad de la caldera.
- La potencia suministrada por la turbina será máximo de 10 KW.
- El condensador trabajará a presión superior a la atmosférica.
- El vapor entra a la turbina en estado sobrecalentado.

En el diseño también se determinarán los instrumentos de medición y control necesarios para el adecuado funcionamiento de la máquina de potencia y para la realización de las diferentes prácticas que se proponen para el laboratorio.

El diagrama de la máquina de potencia se muestra en la Fig. 5 y en la Tabla 3 se relacionan la existencia o carencia en la escuela de Ingeniería Química de los elementos que la conforman. Esta información toma gran relevancia a la hora de realizar el diseño y la selección de los diferentes equipos, instrumentos de medición y accesorios requeridos para la máquina de potencia.

Como se ilustra en el diagrama presentado en la Fig. 5, el ciclo funciona de la siguiente forma: el agua es bombeada a la caldera donde por intercambio de calor con una corriente de gases de combustión sufre un cambio de fase, generándose así vapor que es conducido hacia un horno donde se recalienta por encima de su temperatura de saturación para luego ser transportado a la turbina

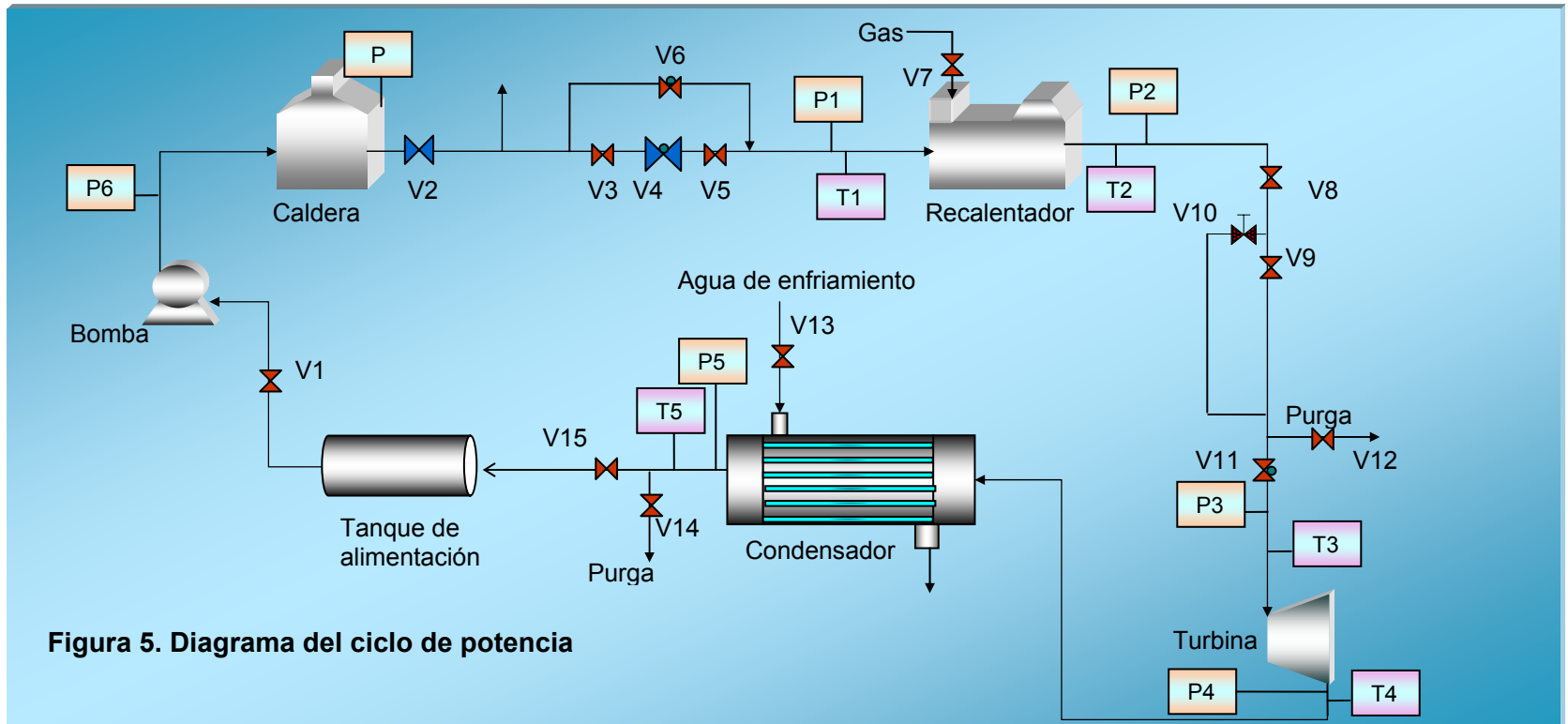


Figura 5. Diagrama del ciclo de potencia

V1, V7	Válvula de suministro de agua a la bomba, de suministro de gas al recalentador
V2, V4	Válvulas de control de presión, de control de flujo
V3, V5	Válvulas de compuerta antes y después de V4
V6, V11	Válvulas de globo alterna a control de flujo y a la entrada de la turbina
V8, V9	Válvulas de compuerta en línea principal hacia la turbina
V10	Válvula de compuerta en línea alterna hacia la turbina
V12, V14; V13	Válvulas de bola para las purgas de condensado; para entrada de agua de enfriamiento
V15	Válvulas de compuerta hacia el tanque de alimentación
P1,P2,P3,P4,P5	Manómetros entrada y salida del horno, entrada y salida de la turbina, salida del condensador
T1,T2,T3,T4,T5	Termómetros entrada y salida del horno, entrada y salida de la turbina, salida del condensador

donde se expande produciendo trabajo. El vapor de escape de la turbina entra al condensador donde regresa al estado líquido y al salir de él retorna al tanque de alimentación, para ser nuevamente bombeado hasta la caldera.

La caldera cuenta con un control de límite de presión que regula la presión del vapor que sale de ella. En la tubería que conduce hacia el recalentador existe una válvula de control de flujo que regula el flujo de vapor que entra al ciclo de potencia. Entre el recalentador y la turbina existe una línea principal y una línea alterna cuyas tuberías presentan diámetros diferentes y que permiten estudiar los efectos de la variación de la velocidad lineal del vapor sobre el rendimiento del ciclo. A la entrada de la turbina se dispone de una purga de condensados necesaria para su mejor conservación. También se cuenta con un drenaje a la salida del condensador que permite tomar muestras del condensado.

Tabla 3. Disponibilidad de equipos e instrumentos para la máquina de potencia			
	Disponible	A seleccionar	A diseñar
Caldera	X		
Recalentador			X
Turbina		X	
Condensador			X
Tanque de alimentación	X		
Bomba	X		
Válvulas V1, V2	X		
Válvulas V3, V4, V5, V6, V7, V8, V9, V10, V11, V12, V13, V14, V15		X	
Manómetros P1, P2, P3, P4, P5		X	
Manómetro P6	X		
Termómetros T1, T2, T3, T4, T5		X	

Fuente: Lab. Operaciones Unitarias. Ingeniería Química. UIS

2.3.1 Características generales de la caldera del laboratorio de Operaciones Unitarias de Ingeniería Química.

Las características más importantes de la caldera se resumen en la Tabla 4.

Tabla 4. Características de la caldera de Ingeniería Química	
Tipo	Pirotubular
Configuración	Horizontal
Capacidad	30 BHP
Presión máxima	125 psig
Capacidad de la válvula	2 345 lb / h
Generación calorífica	1 004 250 Btu / h
Motor de ventilador	Trifásico 220 V

Fuente: Lab. Operaciones Unitarias. Ingeniería Química. UIS

2.3.2 Criterios para la selección de la turbina.

Para la selección de la turbina se tiene como limitante la máxima presión de operación de la caldera. Además, dado el propósito pedagógico del montaje de la máquina de potencia, la selección de la turbina se enfoca hacia turbinas que proporcionen cantidades de trabajo tan pequeñas como 10 KW e incluso menos.

Por otro lado, es necesario que la turbina pueda operar sin inconvenientes en un intervalo de presiones y temperaturas para posibilitar el desarrollo de las prácticas experimentales que se proponen. De este modo se establecen las condiciones máximas y mínimas de operación de la turbina que se refieren en la Tabla 5 para proceder a su selección.

Tabla 5. Condiciones de operación de la turbina		
	Condiciones mínimas	Condiciones máximas
Presión de entrada del vapor (psig)	70	100
Presión de salida del vapor (psig)	26	26
Temperatura de entrada del vapor (°F // °C)	380 // 193	490 // 254
Flujo másico de vapor (lb / h)	400	400

Fuente: Autoras

2.3.3 Diseño del recalentador.

Para el diseño del recalentador se tienen en cuenta las consideraciones relacionadas en la Tabla 6 y las condiciones del vapor resumidas en la Tabla 7 y que corresponden a la máxima operación de la caldera y de la turbina.

Tabla 6. Consideraciones para el diseño del recalentador	
Tipo de intercambiador	Horno a gas
Geometría	Coraza y tubos
Circulación de los fluidos	Coraza: Vapor
	Tubos: Gases de combustión
Mecanismos de transferencia de calor	Radiación
	Convección
Consideraciones de diseño	La temperatura inicial de los gases de combustión es igual a la temperatura de llama adiabática
	La transferencia por radiación ocurre en dirección normal al flujo de gases
	La temperatura es uniforme en dirección normal al flujo

Fuente: Autoras

Tabla 7. Condiciones del vapor en el recalentador		
	Entrada	Salida
Presión (psig)	100	100
Temperatura (°F // °C)	338 // 170	490 // 254
° Recalentamiento (°F // °C)	-	152 // 84
Flujo másico (lb / h)	400	400
Entalpía (Btu / lbm)	1190.4	1272.5

Fuente: Autoras

La información arriba relacionada permite el dimensionamiento del horno de acuerdo a los requerimientos de sobrecalentamiento del vapor. Esto se logra al seguir el procedimiento que se resume en la Fig. 6 y que requiere de las ecuaciones reunidas en la Tabla 8. Como se observa en el procedimiento, algunos datos necesarios para los cálculos deben ser supuestos lo que implica un proceso iterativo que culmina cuando los valores supuestos tienen un grado de aproximación satisfactorio a los valores recalculados¹¹.

2.3.4 Diseño del condensador.

Para el diseño del condensador se tienen en cuenta las consideraciones relacionadas en la Tabla 9 y las condiciones del vapor resumidas en la Tabla 10 correspondientes a la máxima operación de la turbina.

¹¹ La nomenclatura para el diseño del recalentador se relaciona en el Anexo B. Las ecuaciones de la Tabla 8 fueron tomadas de FOUST, ALAN Y OTROS. *Principios de operaciones unitarias*. Continental: México, 1961. p 339., KARLEKAR, B. y DESMOND, R. *Transferencia de calor*. Mc Graw Hill: México, 1995. p. 493, PERRY, Robert y GREEN, Don. *Manual del Ingeniero Químico*. Mc Graw – Hill. España. Séptima Edición. 2001. Cap. 1, 2 y 10.

Tabla 8. Ecuaciones necesarias para el diseño del recalentador		
No.	Nombre	Ecuación
E.1a	Balance de calor en el recalentador	$Q_C = Q_{RECAL} + Q_{PÉRDIDAS}$
E.1b		$Q_C = \eta_C \cdot m_C \cdot H_C$
E.2	Balance de energía para el vapor	$Q_{RECAL} = m_v \cdot (h_{recal} - h_{sat})$
E.3	Transmisión de calor hacia el ambiente exterior	$Q_{PÉRDIDAS} = \frac{T_{\infty,ext} - T_v}{\Sigma R}$
E.3a		$\Sigma R = \frac{1}{\pi \cdot D_E \cdot L \cdot h_{convv}} + \frac{LN(D_E / D_I)}{2 \cdot \pi \cdot K_{tub} \cdot L} + \frac{LN(D_E + \Delta X_{ais}) / D_E}{2 \cdot \pi \cdot K_{ais} \cdot L} + \frac{1}{\pi \cdot (D_E + \Delta X_{ais}) \cdot L \cdot h_{convso}}$
E.4	Flujo másico de combustible requerido en el horno	$m_C = \frac{Q_C}{\eta_C \cdot H_C}$
E.5	Balance global de masa	$m_C + m_{aire} = m_G$
E.6	Balance de energía durante la reacción de combustión	$\sum_{reactivos} n_i \cdot [h_f^0 + (h_{rxn} - h^0)] = \sum_{productos} n_e \cdot [h_f^0 + (h_a - h^0)]$
E.7	Calor transmitido por radiación	$q_{rad} = \sigma \cdot \left(\frac{\epsilon_s + 1}{2} \right) (\epsilon_G T_G^4 - \alpha_G T_s^4)$
E.8	Emisividad de los gases de combustión	$\epsilon_G = (\epsilon_{CO2,TG} + \epsilon_{H2O,TG} C_w)(1 - C_{so})$
E.9	Absortividad de los gases de combustión	$\alpha_G = (\alpha_{CO2} + \alpha_{H2O})(1 - C_{so})$
E.10	Absortividad del CO ₂	$\alpha_{CO2} = (\epsilon_{CO2,Ts})(T_G/T_s)^{0.65}$
E.11	Absortividad del H ₂ O	$\alpha_{H2O} = (\epsilon_{H2O,Ts})(T_G/T_s)^{0.45} C_w$
E.12	Calor transmitido por convección	$q_{conv} = h \cdot (T_G - T_s)$
E.13	Coefficiente convectivo de transferencia de calor	$h = \frac{Nu \cdot k}{D}$
E.14	Número de Reynolds	$Re = \rho \cdot v \cdot D / \mu$
E.15	Número de Prandtl	$Pr = \mu \cdot C_p / \kappa$
E.16	Número de Nusselt	$Nu = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{f/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$
E.17	Calor total cedido por los gases de combustión	$Q_G = \frac{q_{rad} + q_{conv}}{A}$
E.17a		$Q_G = Q_{cond} = \dot{m}_G \cdot C_{pG} \cdot \Delta T_G$
E.17b		$Q_G = h \cdot A \cdot (T_G - T_s)$
E.18	Temperatura de salida de los gases de combustión calculada	$T_{G2,calc} = T_{G1} - \frac{Q_G}{m_G \cdot C_{pG}}$
E.19	Temperatura de pared calculada	$T_s = T_{vapor} + \frac{Q_{cond}}{\Sigma R}$
E.20	Ecuación de Filomenko	$f = [1.82 \cdot \log_{10}(Re) - 1.64]^{-2}$

Figura 6. Procedimiento para diseñar el recalentador

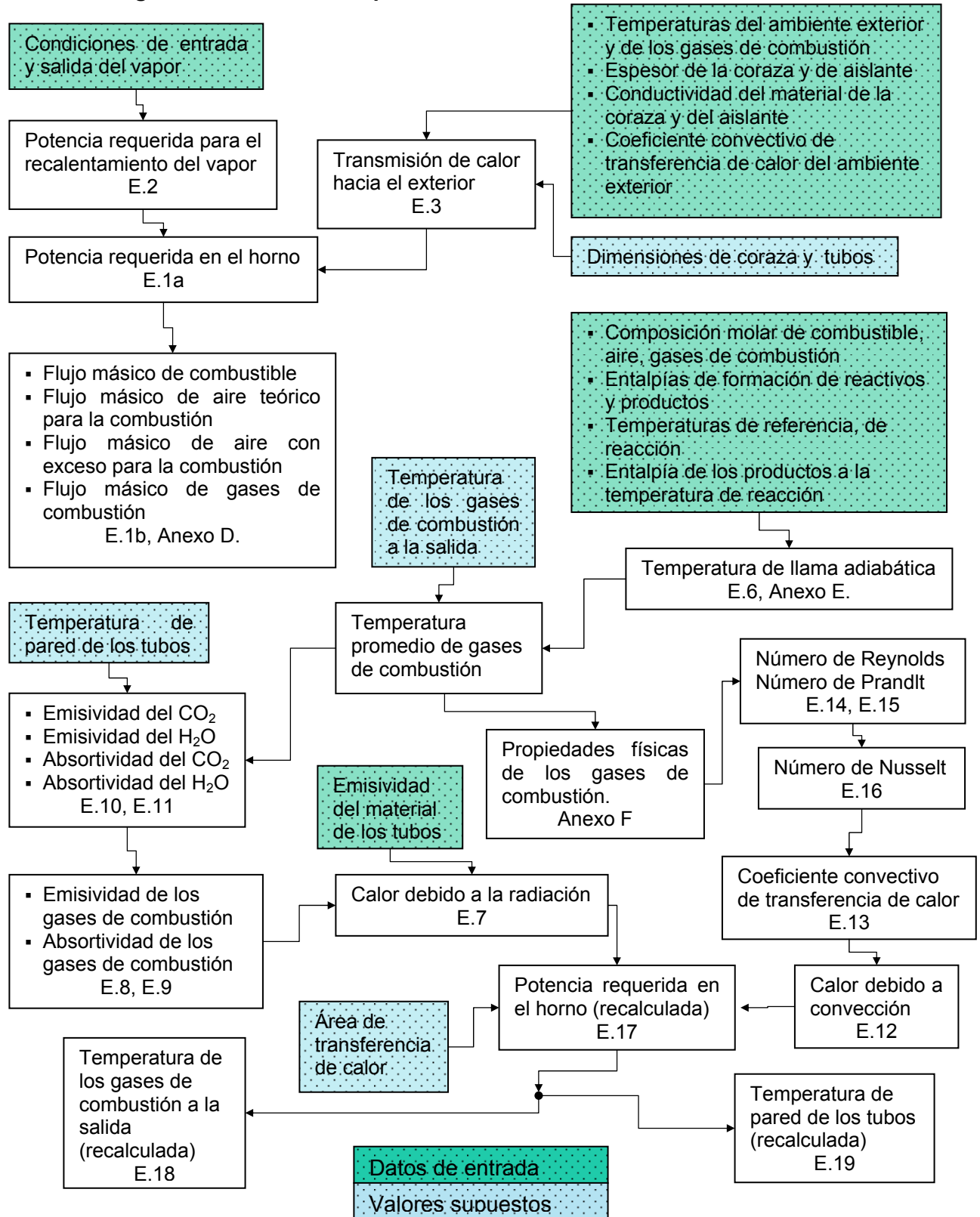


Tabla 9. Consideraciones para el diseño del condensador	
Tipo de intercambiador	Tubos y coraza
Geometría	Coraza cilíndrica
	Tubos cilíndricos
Circulación de los fluidos	Coraza: Vapor de agua
	Tubos: Agua de enfriamiento
Mecanismo de transferencia de calor	Convección
Consideraciones de diseño	El intercambiador presenta dos zonas, una de sobrecalentamiento, y otra de condensación.

Fuente: Autoras

Tabla 10. Condiciones a la entrada del condensador	
Presión vapor, psig.	26
Temperatura vapor sobrecalentado, °F.	360
Flujo másico de vapor, lb/h	400
Temperatura agua de enfriamiento, °F	82,4

Fuente: Autoras

Con base en la información arriba relacionada se determinan las dimensiones del condensador necesarias para retirar al vapor la energía necesaria para que se condense hasta las condiciones de salida deseadas. Esto se logra al seguir el procedimiento que se resume en la Fig. 7a y 7b.¹²

¹² La nomenclatura para el diseño del condensador se relaciona en el Anexo C. Las ecuaciones relacionadas en la figura fueron tomadas de KERN, Donald Q. *Procesos de transferencia de calor*. Compañía Editorial Continental. México. 1965. Capítulos 6, 7, 11.

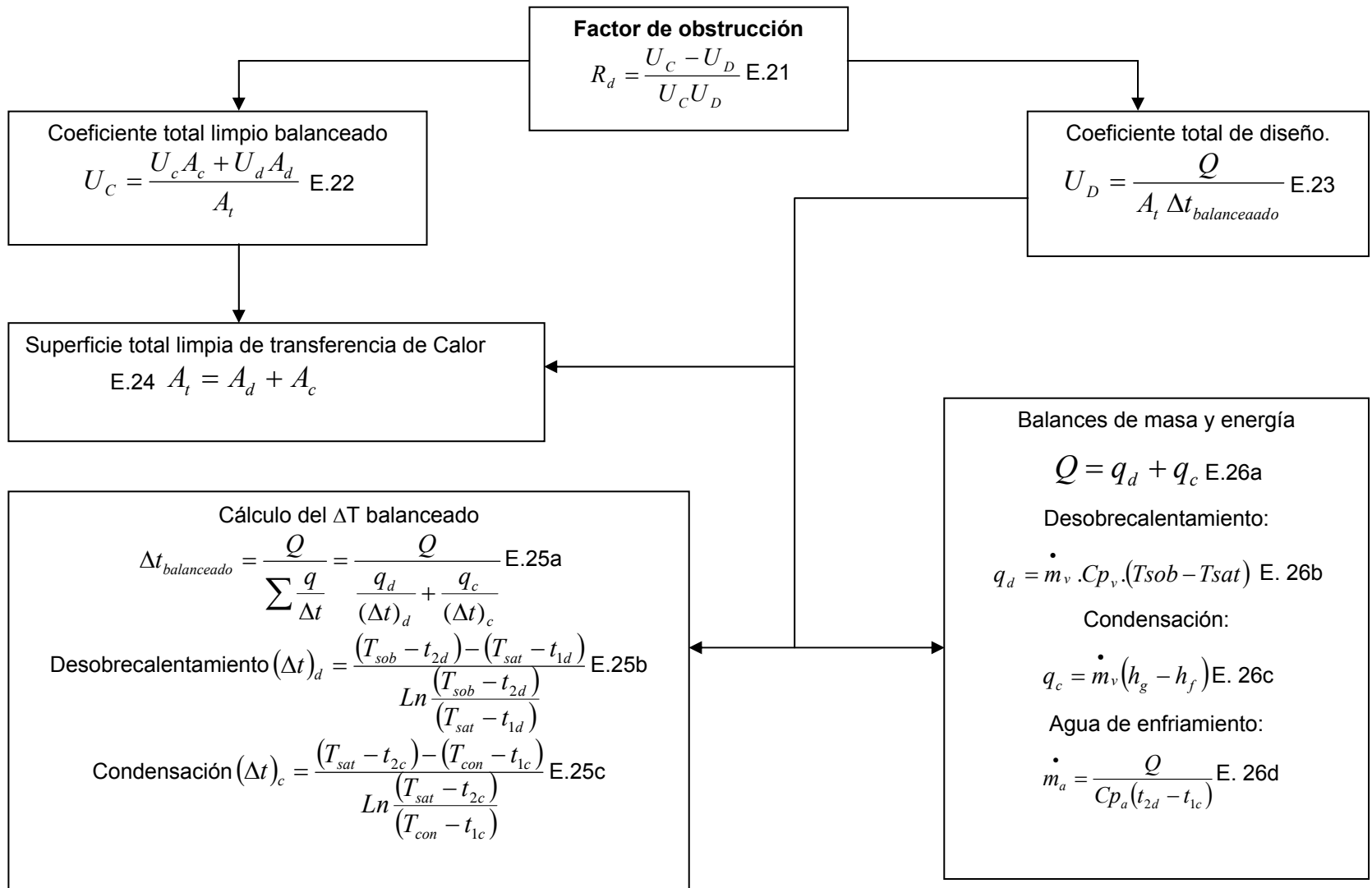


Figura 7a. Cálculos necesarios para el diseño del condensador

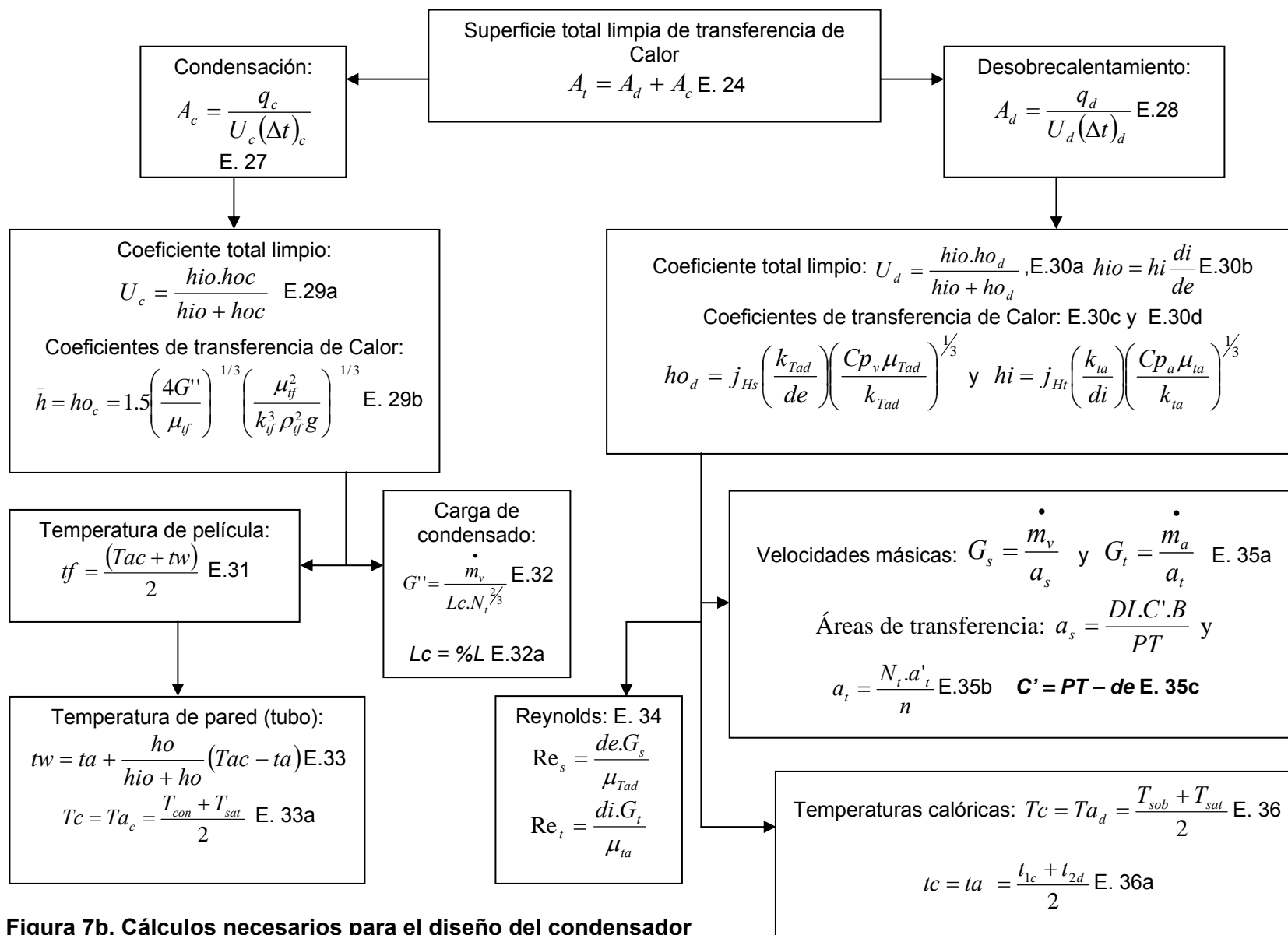


Figura 7b. Cálculos necesarios para el diseño del condensador

3. RESULTADOS

En esta parte de la memoria se sintetizarán los resultados más importantes del diseño del ciclo de potencia. Por una parte se hará referencia a aspectos concernientes al diseño y selección de los equipos que componen el ciclo y por otra, al diseño de las prácticas que se pueden realizar en el mismo.

3.1 RESULTADOS DE LA SELECCIÓN DE LA TURBINA

Teniendo en cuenta los criterios de selección antes mencionados se selecciona la turbina siendo sus características principales las referidas en la Tabla 11. Los planos y las curvas de desempeño de la turbina se muestran en el Anexo I.

Tabla 11. Especificaciones de la turbina		
Marca	Skinner	
Referencia	SB-18	
Presión de entrada del vapor (psig)	70	100
Temperatura de entrada del vapor (°F)	380	490
Presión de escape del vapor (psig)	26	26
Velocidad (rpm)	3300	3000
Flujo másico de vapor (lb/h)	400	400
Potencia máxima (hp // kW)	2(2)	4(3)
Controlador	Woodward TG13	
Materiales	Cubierta, boquillas, caja de disparo: Acero WCB	
	Álabes: Acero inoxidable 416	
	Eje: Acero inoxidable 17-4	

Fuente: Skinner Power Systems

3.2 RESULTADOS DEL DISEÑO DEL RECALENTADOR

Teniendo en cuenta las condiciones de diseño relacionadas en la sección 2.3.2. se realiza el diseño del horno recalentador. De los balances de masa y energía se

obtuvieron los requerimientos de combustible, aire y energía calórica. Esta información se relaciona en la Tabla 12.

Tabla 12. Resultados de los balances de masa y energía en el recalentador	
Calor absorbido por el vapor en el recalentador	9924 W
Calor transmitido hacia el ambiente exterior	91 W
Potencia requerida en el horno	10015 W
Temperatura de llama adiabática	1880 K
Flujo másico de combustible	1,02 Kg / h
Exceso de aire	20%
Flujo másico de aire	16,28 Kg / h
Flujo másico de gases de combustión	17,30 Kg / h

Fuente: Autoras

La configuración del horno que resultó más eficiente es la de una coraza cilíndrica que contiene un haz de tubos. Uno de los tubos constituye la cámara de combustión donde se quema combustible (gas natural) en presencia de oxígeno atmosférico, dando paso a la formación de los gases de combustión. Al final de la cámara de combustión se encuentra la caja de humos intermedia que conduce los gases de combustión desde la cámara de combustión hasta los tubos de humos. Los gases terminan su recorrido a través del recalentador en la caja de humos final desde donde pasan a la chimenea y de ahí, hacia el exterior.

A la entrada de la cámara de combustión se encuentra el quemador, conformado por un cuerpo de forma cilíndrica, que se comunica con un ducto para el aire y con una entrada de gas. La cámara de combustión está recubierta por material refractario con el propósito de proteger los tubos de humos de las altas temperaturas que hay en la región donde se encuentra el quemador. Todo el cuerpo del horno recalentador está recubierto con un material aislante de calor para limitar el flujo de calor hacia la región exterior de manera que sea mínimo. La apariencia exterior del horno se muestra en la Fig. 8.

De los cálculos realizados para el diseño del recalentador se destacan los contenidos en las Tablas 13,14 y 15¹³.

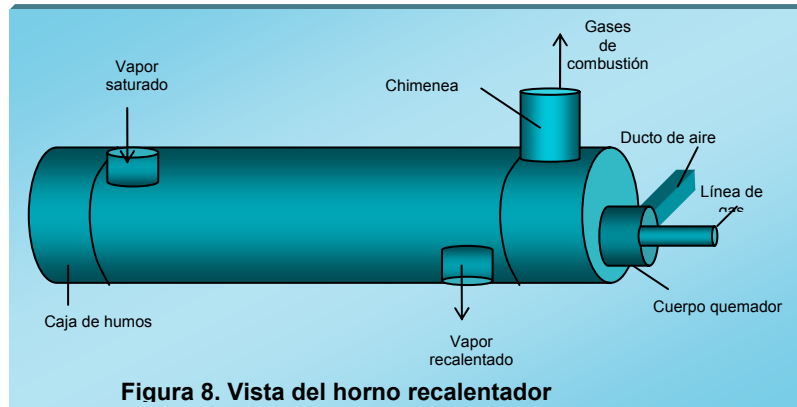


Figura 8. Vista del horno recalentador

Tabla 13. Transferencia de calor en la cámara de combustión ¹⁴			
T_{G1} (K)	1880	$C_{p,g}$ (cal / g °C)	0.288
T_{G2} (K)	890	μ_g (kg / m.s)	0.000186
T_G (K)	1385	K_g (W / m K)	0.282
T_s (K)	515	ρ_g (Kg / m ³)	0.25
Radiación		Convección	
ϵ_{CO2}	0.11	v_{gas} (m / s)	7.5
ϵ_{H2O}	0.19	Re	518.5
α_{CO2}	0.21	P_R	0.796
α_{H2O}	0.44	f	0.092
ϵ_G	0.37	Nu	5.4
α_G	0.61	h_{conv} (W / m ² K)	28.9
q (W / m ²)	16 820	q (W / m ²)	8 480
Área de transferencia de calor (m ²)			0.19
Calor total (W)			4 807

Tabla 14. Transferencia de calor en los tubos de humos			
T_{G1} (K)	890	$C_{p,g}$ (cal / g °C)	0,271
T_{G2} (K)	506	μ_g (kg / m.s)	0,0001
T_G (K)	698	K_g (W / m K)	0,151
T_s (K)	500	ρ_g (Kg / m ³)	0,486
Radiación		Convección	
ϵ_{CO2}	0,13	v_{gas} (m / s)	1,05
ϵ_{H2O}	0,35	Re	132,9
α_{CO2}	0,16	P_R	0,768
α_{H2O}	0,61	f	0,202
ϵ_G	0,606	Nu	3,46
α_G	0,714	$h_{conv,th}$ (W / m ² K)	19,62
q (W / m ²)	5025,8	$q_{conv,th}$ (W / m ²)	3884,6
Área de transferencia de calor (m ²)			0.46
Calor total (W)			4 100

Tabla 15. Temperaturas supuestas y calculadas en el diseño del horno recalentador			
Cámara de combustión		Tubos de humos	
T_{G1} (K)	1880	T_{G1} (K)	890
T_{G2} sup (K)	890	T_{G2} sup (K)	506
$T_{G,prom}$ (K)	1.385	$T_{G,prom}$ (K)	698
T_s sup (K)	515	T_s sup (K)	500
T_{G2} calc (K)	869	T_{G2} calc (K)	480
T_s calc (K)	495	T_s calc (K)	485
ΔT_{G2} (K)	21	ΔT_{G2} (K)	21
ΔT_s (K)	20	ΔT_s (K)	20

¹³ La nomenclatura de las Tablas corresponde al diseño del recalentador y se relaciona en el Anexo B

¹⁴ La nomenclatura utilizada a las Tablas 5, 6, 7 es la correspondiente al diseño del horno recalentador y se encuentra relacionada en el Anexo B.

Al finalizar el diseño se obtuvieron las dimensiones del recalentador que permiten el funcionamiento del mismo a las condiciones máximas de operación consideradas para la máquina de potencia resumidas en las Tabla 16 y 17.

Tabla 16. Características de tubos de humos	
Diámetro interior (plg)	1.05
Diámetro exterior (plg)	1.32
Número de tubos	11
Arreglo	Triangular
Distancia centro a centro(plg)	1.5

Tabla 17. Dimensiones del horno recalentador		
	Diámetro (plg)	Longitud (cm)
Carcasa	20	70
Tubos de humos	1	50
Cámara de combustión	4	60
Caja de humos intermedia	20	10
Caja de humos final	20	10
Carcasa de la cámara de combustión	8	60
Cuerpo del horno	24	76
Espesor de refractario de la cámara de combustión		2 plg
Espesor de refractario que recubre el cuerpo del horno		2 plg

Fuente: Autoras

En la Fig. 9 se ilustra el corte transversal y una vista lateral del horno recalentador.

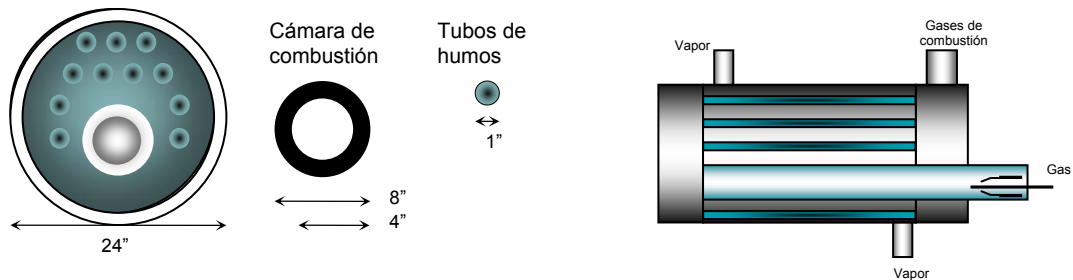


Figura No 9. Corte transversal y vista lateral del recalentador

3.3 RESULTADOS DEL DISEÑO DEL CONDENSADOR

De acuerdo a las condiciones de entrada del vapor y el agua de enfriamiento relacionadas en la sección 2.3.4 se realizaron los balances de calor obteniendo los resultados mostrados en la Tabla 18.

Tabla 18. Resultados de los balances de calor en el condensador	
Calor desobrecalentamiento, Btu/h.	21 664,16
Calor condensación, Btu/h.	385 244,74
Calor total, Btu/h.	406 908,90
Flujo másico de agua, lb/h.	3 139,73

Fuente: Autoras

Las diferencias medias logarítmicas obtenidas durante el diseño se consideran en la Tabla 19; mientras que las condiciones del vapor a la salida se resumen en la Tabla 20.

Tabla 19. Diferencias medias logarítmicas en el condensador		
(°F)	Desobrecalentamiento	Condensación
Temperatura agua entrada	205,1	82,4
Temperatura agua salida	212	205,1
Temperatura vapor entrada	360	242,26
Temperatura vapor salida	242,26	224,5
(MLDT)	80,2	66,6
ΔT balanceado		67,21

Fuente: Autoras

Tabla 20. Condiciones a la salida del condensador	
Presión, psig.	26
Temperatura vapor condensado, °F.	224,5
Flujo másico de vapor, lb/h	400
Temperatura agua de enfriamiento, °F	212

Fuente: Autoras

En el diseño se consideró el fenómeno de convección como mecanismo principal de transferencia de calor y de acuerdo a esto se realizaron los cálculos que permitieron establecer las dimensiones del condensador. En las Tablas 21 y 22 se muestran algunos parámetros importantes obtenidos durante el diseño.

Finalmente el diseño arrojó como resultado que las dimensiones del condensador más apropiadas para las condiciones de operación consideradas son las mostradas en la Tabla 23.

Tabla 21. Algunos resultados del diseño del condensador¹⁵			
Fluido caliente: coraza, vapor		Fluido frío: tubos, agua	
Gs (Lb/h. ft ²)	3940,67	at (ft ²)	0,046
m _{Tad} (lb/h.ft)	0,0346	Gt (Lb/h. ft ²)	68323,57
k _{Tad} (Btu/h.ft.°F)	0,016	Ret	3500,6
Res	9496,1	ρ _{Ta} (lb/ft ³)	62,5
j _{h_s}	55	m _{ta} (lb/h.ft)	1,145
Cp _v	0,46	k _{ta} (Btu/h.ft.°F)	0,384
ho _d (Btu/h. ft ² .°F)	10,55	L/di	119,32
Ud (Btu/h. ft ² .°F)	9,32	Jh	12
Ad (ft ²)	28,99	hi (Btu/h.ft ² .°F)	112,98
		hio (Btu/h.ft ² .°F)	79,54

Fuente: Autoras

Tabla 22. Caída de presión en el condensador	
Caída de presión desobrecalentamiento en la coraza, lb/in ²	0,0242
Caída de presión condensación en el lado de la coraza, lb/in ²	0.0630
Caída de presión en el lado de los tubos, lb/in ²	0.0149

Fuente: Autoras

Tabla 23. Dimensiones del condensador			
Coraza: Vapor de agua		Tubos: Agua de enfriamiento	
Diámetro externo (in)	12,75	Diámetro externo (in)	1
Diámetro interno (in)	12,09	Diámetro interno (in)	0,704
Espaciado deflectores (in)	6,05	Número de tubos	68
Arreglo tubos (in) triangular	1,25	Pasos x tubos	4
Claro	0,021	Longitud de los tubos (ft)	7

Fuente: Autoras

3.3.1 Selección del condensador.

Con los datos obtenidos en el diseño se selecciona el condensador, resumiéndose sus características de funcionamiento y construcción en las Tablas 24 y 25.

¹⁵ La nomenclatura de la Tabla 13 se refiere al diseño del condensador y se muestra en el Anexo C.

Tabla 24. Características de funcionamiento del condensador		
Parámetros de operación	Lado frío	Lado caliente
Nombre del fluido	Agua	Vapor de agua
Flujo másico	13.429 lb/h	400 lb/h
Temperatura entrada	82,4 °F	360,0 °F
Temperatura salida	113,0 °F	224,5 °F
Presión de operación	40,0 psig	11,3 psig
Caída de presión	3,5 psi	1,2 psi
Flujo calor intercambiado	410.111 BTU/h	

Fuente: Diseños Térmicos Industriales

Tabla 25. Características de construcción del condensador	
Tubería	Cobre, Tipo K.
Coraza	Acero al carbono SA-53.
Placatubos	Acero al carbono SA-36.
Cabezales	Acero al carbono SA-105
Deflectores	Acero al carbono SA-36.
Boquillas lado coraza	Acero al carbono SA-105, extremos tipo roscado.
Boquillas lado Tubos	Acero al carbono SA-105, extremos tipo roscado.
Tensores	Acero al carbono AISI 1020.
Espaciadores	Acero al carbono.
Juntas tubo-Placatubos	Expansión con control mecánico.
Dimensiones básicas	Ancho 350mm x Alto 400mm x Largo 1050mm
Normas aplicables	Estándar TEMA clase C tipo BEM. Código ASME división 1 sección VIII.

Fuente: Diseños Térmicos Industriales

3.4 SELECCIÓN DE LOS INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y CONTROL

Dado que para la realización de las prácticas es necesario poder sensor propiedades del vapor como son la presión y la temperatura, se procede a escoger los elementos de medición para los diferentes puntos del ciclo. También son importantes en el diseño del ciclo, accesorios como las válvulas que permiten tener un control sobre el mismo.

- Elementos de medición de temperatura

Para la medición de la temperatura se seleccionan termómetros bimetalicos conectados a la tubería por medio de termopozos. En las Tablas 26 y 27 se pueden observar las especificaciones de los instrumentos seleccionados.

Tabla 26. Especificaciones del termómetro bimetalico	
Marca	Cole - Palmer
Modelo	A-08138-04
Exactitud	± 1%
Materiales	Cubierta y varilla: Acero inoxidable 304
	Lente de vidrio
Dimensiones	Diámetro de la varilla: 0.25 plg.
	Diámetro del dial: 3 plg.
	Longitud de la varilla: 2.5 plg.
Rango de temperaturas	50-550°F (10-290°C)
Divisiones de la escala	2°F (1°C)

Fuente: Catálogo Cole-Palmer

Tabla 27. Especificaciones del termopozo	
Marca	Cole - Palmer
Modelo	BH-90400-1
Material	Acero inoxidable 304
Dimensiones	Longitud de inserción: 1 plg.
	Mango: 0.5 plg.
	Longitud del instrumento: 2.5 plg.

Fuente: Catálogo Cole Palmer

- Elementos de medición de presión

Para la medición de la presión se seleccionan manómetros sumergidos en glicerina. En las Tablas 28 y 29 se pueden observar sus especificaciones.

Tabla 28. Especificaciones del manómetro sumergido en glicerina	
Marca	Cole - Palmer
Modelo	A-68022-05
Exactitud	± 1% (ASME Grado A)
Materiales	Caja y tubo: Acero inoxidable
	Lente de plástico
Conexión	¼ NPT (M)
Diámetro del dial	2 1/2 plg.
Rango de presión	0 - 200 psi

Fuente: Catálogo Cole-Palmer

Tabla 29. Especificaciones del manómetro sumergido en glicerina	
Marca	Cole - Palmer
Modelo	A-68022-03
Exactitud	± 1% (ASME Grado A)
Materiales	Caja y tubo: Acero inoxidable
	Lente de plástico
Conexión	¼ NPT (M)
Diámetro del dial	2 1/2 plg.
Rango de presión	0 - 60 psi

Fuente: Catálogo Cole-Palmer

- Accesorios necesarios para el ciclo de potencia

En la Tabla 30 se muestra la descripción de los accesorios seleccionados para el montaje del ciclo de acuerdo al diagrama de la Fig. 5.

Tabla 30. Accesorios necesarios para el ciclo		
	Accesorio	Descripción
V4	V. Control de flujo	Presión máxima de operación: 125 psig. Diámetro: 1".
V3, V5, V8, V9, V15	V. Compuerta para vapor	Presión máxima de operación: 150 psig. Diámetro: 1". Material: Bronce. Tipo: rosca.
V10	V. Compuerta para vapor	Presión máxima de operación: 125 psig. Diámetro: 1/2". Material: Bronce. Tipo: rosca.
V6, V11	V. Globo para vapor	Presión máxima de operación: 150 psig. Diámetro: 1". Material: Bronce. Tipo: rosca.
V12, V13, V14	V. de bola para agua	Presión máxima de operación: 150 psig. Diámetro: 1". Material: Bronce. Tipo: rosca.
Tubería principal		Diámetro 1". Material: Acero A53-API5L-A106
Tubería alterna		Diámetro 1/2". Material: Acero A53-API5L-A106

Fuente: Ferretería Reina

3.5 INVERSIÓN EN EQUIPOS PARA EL CICLO DE POTENCIA

De acuerdo a los equipos seleccionados como elementos del ciclo se establecen los costos de su montaje.

3.5.1 Inversión en instrumentación

El costo de los elementos de medición seleccionados, mencionados anteriormente se relaciona en la Tabla 31.

Tabla 31. Inversión en instrumentación				
Instrumento	Referencia	Costo Unitario(U\$)	No.	Costo Total(U\$)
Termómetro bimetálico	A-08138-04	52.00	5	260.00
Termopozo.	BH-90400-1	31.00	5	155.00
Manómetro sumergido en glicerina	A-68022-05	75.50	3	226.50
Manómetro sumergido en glicerina	A-68022-05	75.50	2	151.00
Total (U\$)				792.5
Total (Miles de \$)				2 377

Fuente: Catálogo Cole-Palmer

3.5.2 Inversión en equipos principales.

Para determinar la inversión necesaria para adquirir los equipos principales del ciclo se solicitaron a los proveedores las cotizaciones que se relacionan en el Anexo K y se resumen en la Tabla 32.

Equipo	Costo (Miles de \$)
Recalentador	25 520
Turbina	48 000
Condensador	7 946
Total	81 466

Fuente: ARC Ingeniería, Skinner Power System, Ditein.

3.5.3. Inversión en accesorios

Los costos de los accesorios necesarios para el montaje del ciclo se muestran en la Tabla 33.

Cant.	Accesorio	Costo Unitario (Miles de \$)	Costo Total (Miles de \$)
1	Válvula de control de flujo	-	-
5	Válvula de compuerta de 1"	47	235
1	Válvula de compuerta de ½"	18	18
2	Válvula de globo	60	120
3	Válvula de bola	81	24
24 m	Tubería principal	17	417
6.10 m	Tubería alterna	10	63
Total (Miles de \$)			877

Fuente: Ferretería Reina

3.5.4 Inversión total en equipos, instrumentación y accesorios

La inversión total en equipos para el montaje del ciclo de potencia se resume en la Tabla 34.

Equipos	Inversión (Miles de \$)
Equipos principales	81 466
Instrumentos de medición	2 377
Accesorios	877
Total (Miles de \$)	84 720

3.6 RESULTADOS DEL DISEÑO DE LAS PRÁCTICAS

PRACTICA No 1. FUNCIONAMIENTO DEL CICLO DE POTENCIA
Objetivo General: Operar la máquina de potencia.
Objetivos Específicos: - Adquirir destreza en el manejo de los equipos que conforman un ciclo de potencia.
Desarrollo experimental: Para iniciar la operación del ciclo de potencia es necesario que la caldera ya esté funcionando y que todas las válvulas del ciclo estén cerradas. Después de verificar esto, se deben seguir los siguientes pasos: 2. Purgar la línea de vapor: a) Abrir la válvula V3, V5, V8, V9, V12 y V14. Verificar que los sistemas de control de flujo (V4) y de combustible (V7) funcionan correctamente. b) Esperar a que se evacue todo el condensado retenido en la tubería. c) Cerrar la válvula V12 en el momento en que salga únicamente vapor. 3. Cerrar la válvula V14 y abrir las válvulas V11, V13 y V15 con lo cual se permite el paso de vapor a la turbina y al condensador. 4. Esperar a que el sistema se estabilice, es decir, alcance una presión igual a 100 psig en el manómetro P1. 5. Registrar las mediciones en la hoja de datos de la práctica. Una vez realizada la experiencia, se procede a apagar el ciclo, cerrando las válvulas V3 y V11 y abriendo la válvula V12. Finalmente se deben cerrar todas las válvulas restantes.
PRACTICA No. 2. DESCRIPCIÓN DEL COMPORTAMIENTO TERMODINÁMICO DEL VAPOR DURANTE EL PROCESO DE EXPANSIÓN EN LA TURBINA MEDIANTE UNA ECUACIÓN DE ESTADO.
Objetivo General: Verificar la validez de una ecuación de estado para describir el comportamiento termodinámico del vapor durante el proceso de expansión en la turbina.
Objetivos Específicos: - Ajustar los datos que definen el comportamiento del vapor a la ecuación de estado que mejor los prediga. - Determinar si el ajuste realizado es satisfactorio al variar la presión.
Desarrollo experimental: 1. Arrancar el ciclo como se indica en la práctica No.1. 2. Tomar datos de presión y temperatura en los siguientes puntos: (1) y (2): Entrada y salida del horno, respectivamente. (3) y (4): Entrada y salida de la turbina, respectivamente. (5): Salida del condensador y (6): Salida de la bomba. 3. La válvula V2 debe acondicionarse de tal forma que se obtenga en el manómetro P1 una lectura de 90 psig. 4. Esperar que el sistema alcance nuevamente un estado estable. Tomar los datos de presión y temperatura en los puntos: (3) y (4): Entrada y salida de la turbina, respectivamente. (5): Salida del condensador y (6): Salida de la bomba. 5. Realizar nuevamente los pasos 4 y 5 para una presión de 80 psig. 6. Apagar el ciclo.

PRACTICA No. 3. DETERMINACIÓN DE LA VARIACIÓN DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE LA TURBINA AL AUMENTAR LA ENERGÍA INTERNA DEL VAPOR DE ADMISIÓN.

Objetivo General:

Determinar la variación del rendimiento térmico de la turbina cuando aumenta la energía interna del vapor debido al recalentamiento.

Objetivos Específicos:

- Realizar los diagramas T-s, h-s para el ciclo de potencia y compararlos con los obtenidos en el ciclo de Rankine para las mismas condiciones de operación del equipo.
- Estudiar el efecto de la variación de la temperatura del vapor de admisión de la turbina sobre el desempeño del ciclo.
- Hacer el balance de energía para el proceso de expansión en la turbina en cada una de las diferentes condiciones de operación.

Desarrollo experimental:

1. Arrancar el equipo como se indica en la práctica No.1.
2. Tomar datos de presión y temperatura en los siguientes puntos: 1, 2, 3, 4, 5 y 6.
3. El control de temperatura en T2 debe acondicionarse para obtener una lectura de 470°F. Esperar que el sistema alcance el equilibrio.
4. Tomar datos de presión y temperatura en los siguientes puntos: 3, 4, 5 y 6.
5. Repetir los pasos 3 y 4 para valores de temperatura de 480°F y 490°F en T2.
6. Apagar el ciclo.

PRACTICA No. 4. DETERMINACIÓN DE LA VARIACIÓN DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE LA TURBINA AL AUMENTAR LA PRESIÓN DEL VAPOR DE ADMISIÓN

Objetivo General:

Determinar la variación del rendimiento térmico de la turbina al aumentar la presión de admisión.

Objetivos Específicos:

- Realizar los diagramas T-s, h-s para el ciclo de potencia y compararlos con los obtenidos en el ciclo de Rankine para las mismas condiciones de operación del equipo.
- Estudiar el efecto de la variación de la presión del vapor de admisión de la turbina sobre el desempeño del ciclo.
- Hacer el balance de energía para el proceso de expansión en la turbina en cada una de las diferentes condiciones de operación.

Desarrollo experimental:

1. Iniciar el equipo como se indica en la práctica No.1.
2. Tomar datos de presión y temperatura en los siguientes puntos: (1), (2), (3), (4), (5) y (6).
3. La válvula V2 debe acondicionarse de tal forma que se obtenga en el manómetro P1 una lectura de 90 psig.
4. Esperar que el sistema alcance nuevamente un estado estable. Tomar los datos de presión y temperatura en los puntos: (3), (4), (5) y (6).
5. Realizar nuevamente los pasos 4 y 5 para una presión de 80 psig.
6. Apagar el ciclo.

PRACTICA No. 5. DETERMINACIÓN DE LA VARIACIÓN DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE LA TURBINA AL MODIFICAR LA VELOCIDAD LINEAL DEL VAPOR DE ADMISIÓN.

Objetivo General:

Determinar la variación del rendimiento térmico de la turbina al modificar la velocidad de la corriente de vapor de admisión.

Objetivos Específicos:

- Determinar la variación del estado termodinámico del vapor cuando cambia la velocidad lineal del mismo.
- Estudiar los efectos de esta variación sobre el desempeño de la turbina.

Desarrollo experimental:

1. Iniciar el equipo como se indica en la práctica No.1.
2. Tomar datos de presión y temperatura en los siguiente puntos:
(1) y (2): Entrada y salida del horno, respectivamente.
(3) y (4): Entrada y salida de la turbina, respectivamente.
(5): Salida del condensador.
(6): Salida de la bomba.
3. Cerrar la válvula V9 y abrir la válvula V10. Esperar que el sistema alcance el equilibrio.
4. Tomar datos de presión y temperatura en los siguiente puntos:
(3) y (4): Entrada y salida de la turbina, respectivamente.
(5): Salida del condensador.
(6): Salida de la bomba.
5. Apagar el ciclo.

PRACTICA No. 6. DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DEL CICLO DE POTENCIA

Objetivo General:

- Determinar las diferencias principales entre el ciclo ideal y el ciclo real de potencia
- Determinar el rendimiento térmico del ciclo de potencia.

Objetivos Específicos:

- Realizar los diagramas T-s, h-s para el ciclo de potencia y compararlos con los obtenidos en el ciclo de Rankine para las mismas condiciones de operación del equipo.
- Hacer el balance de energía para cada una de las unidades de proceso a las condiciones de operación.

Desarrollo experimental:

1. Arrancar el equipo como se indica en la práctica No.1.
2. Tomar datos de presión y temperatura en los siguiente puntos:
(1) y (2): Entrada y salida del horno, respectivamente.
(3) y (4): Entrada y salida de la turbina, respectivamente.
(5): Salida del condensador.
(6): Salida de la bomba.
3. Apagar el ciclo.

4. CONCLUSIONES

1. Se diseñó un ciclo de potencia con base en la caldera perteneciente a la escuela de Ingeniería Química que puede ser operado en un intervalo de presiones de vapor de agua de 70 hasta 125 psig y de temperaturas del mismo vapor de 338 hasta 490°F.
2. Se estructuraron seis prácticas de laboratorio que podrían llevarse a cabo en el ciclo de potencia y que permitirían adelantar un estudio práctico de los procesos de transformación de energía como calor en energía como trabajo.
3. Se elaboró un manual para la realización de las prácticas que se propone desarrollar en el ciclo de potencia.
4. El costo estimado de inversión en equipos y accesorios para el montaje del ciclo de potencia correspondiente al diseño básico del mismo se puede considerar moderado lo que posibilita su realización a mediano plazo.

5. RECOMENDACIONES Y SUGERENCIAS

1. La construcción de las unidades de operación que conforman el ciclo de potencia podría llevarse a cabo mediante la ejecución de trabajos de grado realizados en conjunto con la escuela de Ingeniería Mecánica.
2. El diseño de un sistema de generación de energía acoplado a la turbina permitiría el aprovechamiento del trabajo producido en ella y la evaluación de su eficiencia efectiva.

BIBLIOGRAFIA

1. FOUST, ALAN Y OTROS. *Principios de operaciones unitarias*. Continental: México, 1961. p 339.
2. HERNÁNDEZ, D. y MONCADA, I. *Diseño y construcción de un sistema de generación de vapor aplicado a baños turco y sauna*. UIS. 1996.
3. HOLMAN, J. P. *Transferencia de Calor*. Compañía Editorial Continental. México. 1980. Capítulos 9, 10.
4. KARLEKAR, B. y DESMOND, R. *Transferencia de calor*. Mc Graw Hill: México, 1995. p. 493.
5. KERN, Donald Q. *Procesos de transferencia de calor*. Compañía Editorial Continental. México. 1965. Capítulos 6, 7, 11.
6. PERRY, Robert y GREEN, Don. *Manual del Ingeniero Químico*. Mc Graw – Hill. España. Séptima Edición. 2001. Capítulos 1, 2 y 10.
7. SEGURA, J. *Termodinámica técnica*. Reverté. Barcelona. 1988.
8. SMITH, J.M, VAN NESS, H.C y ABBOTT, M.M. *Introducción a la Termodinámica en la Ingeniería Química*. Mc Graw – Hill. Quinta Edición. México. 2000. Capítulos 1,2, 5 y 8.
9. VAN WYLEN, Gordon, y SONNTAG, Richard. *Fundamentos de Termodinámica*. Editorial Limusa. Cuarta Edición. México. 1999. Cap. 4–9.

10. WILEY, J and Sons, Inc. *Steam Tables. Thermodynamic Properties of Water including vapour, liquid and solid phases.*
11. www.univalle.edu.co
12. www.unal.edu.co
13. www.uniatlantico.edu.co
14. www.unicartagena.edu.co
15. www.udea.edu.co
16. www.usbctg.edu.co
17. www.unalmed.edu.co
18. www.uniandes.edu.co
19. www.upb.edu.co
20. www.uamerica.edu.co

**Anexo A. CONJUNTO DE PRÁCTICAS DE LABORATORIO PARA LA
ASIGNATURA TERMODINÁMICA QUÍMICA I.**

Práctica: Determinación del coeficiente adiabático del aire			
Unidad de Operación: Recipiente (Tanque) de presurización			
Tema: Propiedades Termodinámicas de los gases			
Componentes	Objetivos	Descripción (Equipo)	Descripción (Práctica)
Tanque	Determinar el coeficiente adiabático del aire.	El equipo está compuesto por un tanque de gran capacidad y paredes rígidas dispuesto para el llenado con aire presurizado que entra en él al abrir una válvula. En la parte superior tiene una válvula de descarga que permite la salida del gas. Como instrumento de medición se cuenta con un manómetro de agua. Fig. A1.	Con la válvula de descarga cerrada, abrir la llave de conexión a la línea de aire comprimido hasta conseguir la presión deseada en el interior del depósito. Luego, cerrar la entrada de aire.
Válvula de llenado			Esperar un par de minutos a que se estabilicen las columnas de líquido, con lo cual el recipiente estará en equilibrio térmico con el ambiente. Anotar la diferencia de alturas en el manómetro.
Válvula de descarga			Abrir la válvula de descarga con lo que el depósito estará en comunicación con la atmósfera. Cuando las dos columnas se crucen, cerrarla.
Manómetro de agua			Esperar un par de minutos a que recupere la temperatura ambiente, lo que se detecta por la estabilización en el nivel de las columnas de líquido del manómetro. Una vez estabilizado anotar la diferencia de alturas en el manómetro.
Línea de aire presurizado			

Práctica: Comportamiento PVT de los gases ideales			
Unidad de Operación: Celda de volumen constante			
Tema: Propiedades de los gases			
Componentes	Objetivos	Descripción (Equipo)	Descripción (Práctica)
Celda de volumen constante.	Determinar los valores de la presión y el volumen específico a las temperaturas de las observaciones.	El equipo principal es una celda de volumen constante, que actúa como sistema cerrado. Ésta dispone de entrada y salida de gas; se introduce en un horno para producir variaciones en las propiedades del gas. Los instrumentos de medición son manómetro y termómetro. Fig. A2.	Colocar la celda en el horno, con el manómetro afuera del mismo, de manera que la presión sea visible.
Horno			Purgar la celda a vacío: abrir la válvula V1 y cerrar la válvula V2.
Manómetro			Purgar el sistema con un flujo de gas entrando por la válvula V1 y saliendo por la otra (V2). Luego cerrar la válvula V2 manteniendo la conexión al gas.
Válvula de entrada			Fijar la presión inicial deseada. Cerrar la válvula V1.
Válvula de salida			Acomodar la celda en el horno y cerrarlo. Iniciar el calentamiento a unos 100 °C.
			Tomar datos de la temperatura del horno y de la presión del manómetro conforme transcurre el tiempo, tomando como tiempo cero el momento del cambio de la temperatura deseada del horno.
	Cuando la temperatura y la presión ya no cambian, tomar el par de valores (T, P).		
	Incrementar la temperatura paulatinamente, hasta llegar a la T máxima deseada, recordando que la celda no debe rebasar 5 atm. de presión.		
	Apagar el horno, abrir la puerta y enfriar la celda. Manipularla con guantes aislantes si es necesario.		

Práctica: Propiedades PVT de los vapores a baja presión			
Unidad de Operación: Celda de volumen constante			
Tema: Propiedades de los gases			
Componentes	Objetivos	Descripción (Equipo)	Descripción (Práctica)
Celda de volumen constante	Reconocer cuando un sistema cerrado alcanza estados de equilibrio termodinámico.	El equipo principal es una celda de volumen constante, que actúa como sistema cerrado. Ésta dispone de entrada y salida de gas; se introduce en un horno para producir variaciones en las propiedades del gas. Fig. A2.	Colocar la celda en el horno, con el manómetro afuera del mismo, para que la presión sea visible.
Jeringa			Colocar la cantidad deseada del líquido a evaporar en una jeringa. Cerrar herméticamente con el tapón, perforado por una aguja, el acceso al tubo de la válvula V2.
Válvula de entrada.	Establecer las condiciones necesarias para alcanzar el equilibrio.		Ajustar la jeringa a la aguja del tapón y abrir la válvula V2. Inyectar con fuerza el líquido, para que penetre en la celda. Cerrar la válvula V2 y retirar el tapón.
Válvula de salida			Acomodar la celda en el horno y cerrarlo. Iniciar el calentamiento a unos 80 °C. Tomar datos de la T del horno y de la P del manómetro conforme transcurre el tiempo, tomando como tiempo cero el momento del cambio de la temperatura deseada del horno.
			Cuando la temperatura y la presión ya no cambian, tomar el par de valores (T, P).
			Incrementar la temperatura paulatinamente, repitiendo los pasos anteriores a cada incremento de temperatura, hasta llegar a la temperatura máxima deseada.
			Apagar el horno, abrir la puerta y enfriar la celda. Manipularla con guantes aislantes.
			Repetir el procedimiento anterior para observar el comportamiento del vapor sobrecalentado.

Práctica: Determinación de la presión de vapor de una sustancia pura usando un isoteniscopeo.			
Unidad de Operación: Isoteniscopeo			
Tema: Propiedades de los líquidos. / Energía como calor			
Componentes	Objetivos	Descripción (Equipo)	Descripción (Práctica)
Isoteniscopeo	Determinar la presión de vapor de una sustancia pura usando un isoteniscopeo.	El equipo principal del montaje es un isoteniscopeo que está compuesto por un tubo en doble U que termina en un bulbo. Los demás accesorios se muestran en la Fig. A3.	Calentar ligeramente el bulbo mayor del isoteniscopeo.
Manómetro de mercurio			Introducir el extremo superior del isoteniscopeo en la muestra problema. El líquido entra al aparato a medida que el bulbo se enfría.
Erlenmeyer			Montar el aparato mostrado en la figura.
Botella	Elaborar la curva de equilibrio líquido - vapor para una sustancia pura.		Calentar el baño a la temperatura más alta del experimento. Agitar continuamente el baño.
Termómetro			Cerrar la entrada de aire. Aplicar vacío ligeramente, para que el líquido hierva lentamente y la muestra se desgasifique. Ajustar la presión del sistema hasta que el líquido deje de hervir.
Vaso de precipitados	Determinar el calor de vaporización de un líquido.		Anotar la temperatura del baño y la presión en el momento en que los dos niveles de líquido en el tubo en U estén a la misma altura.
Agitador de alambre			Bajar la temperatura razonablemente y repetir la determinación de la presión de vapor.
Dispositivo de calentamiento.			Efectuar suficientes medidas a intervalos regulares de temperatura.

Práctica: Determinación del coeficiente de Joule-Thomson de un gas			
Unidad de Operación: Celda de Joule-Thomson			
Tema: Propiedades de los gases			
Componentes	Objetivos	Descripción (Equipo)	Descripción (Práctica)
Celda de estrangulación de Joule-Thomson	Determinar el coeficiente de Joule-Thomson de un gas	Los equipos necesarios se muestran en la Fig. A4. La membrana porosa es una lámina de vidrio sellada alrededor del diámetro interno del tubo. La parte inferior de la celda está unida a un tubo presurizado de corta longitud. A continuación viene un serpentín de cobre que al terminar se conecta al suministro de gas que debe estar a una presión superior a la atmosférica. Se emplea un manómetro de Hg de brazo abierto para medir las diferencias de presión. La parte superior de la celda está siempre abierta a la atmósfera pero está aislada térmicamente con una chaqueta. La diferencia de temperatura entre el gas de la celda y el agua en el baño es medida con una termocupla de Cu-constantán. Se requiere un voltímetro sensible. El suministro de gas debe ser un cilindro o una línea con un regulador de presión y una válvula de aguja.	Para lograr el equilibrio del sistema cerrar la válvula de aguja y ajustar el suministro de gas hasta llegar a la presión estipulada.
Voltímetro			Muy lentamente abrir la válvula de aguja hasta que el diferencial de presión sea el más alto permitido.
Manómetro de Hg			Cuando se haya alcanzado la más alta diferencia de presión a través de la membrana porosa, es indispensable permitir que el gas fluya para asegurar que la celda alcance un nivel estable de temperatura.
Baño termostático			Se deben realizar dos tipos de mediciones. Una, la de la diferencia de presión a través de la membrana porosa, realizada empleando el manómetro de tubo abierto. La segunda es la de la diferencia de temperatura existente a lado y lado de la membrana porosa debido a la estrangulación.
Termocupla Cu-Constantán			
Suministro de gas			

Práctica: Determinación del calor latente de vaporización de un líquido			
Unidad de Operación: Unidad de destilación			
Tema: Energía como calor			
Componentes	Objetivos	Descripción (Equipo)	Descripción (Práctica)
Unidad de destilación	Determinar el calor latente de vaporización de un líquido.	La unidad de destilación está compuesta por un generador de vapor eléctrico y un condensador alimentado con una corriente de agua fría. El autotransformador permite modificar la tensión de alimentación de la resistencia de calentamiento. Fig. A5.	Antes de conectar la resistencia de calentamiento, comprobar que el nivel de llenado del matraz es el adecuado.
Auto transformador			Conectar el voltímetro y después el autotransformador. Colocar el regulador al máximo de tensión y esperar hasta que el líquido llegue a ebullición.
Condensador			Colocar un recipiente en la parte inferior del serpentín para recoger el líquido condensado y abrir el grifo del agua de refrigeración del condensador.
Cronómetro			Al comenzar el proceso de ebullición, colocar el regulador a la primera tensión de trabajo. Mantener dicha tensión constante hasta que se alcance el régimen estacionario, el cual se detecta por un goteo uniforme en la sección de salida.
Probeta			Colocar una probeta vacía en la zona de salida y recoger el volumen de agua consignado, cronometrando el tiempo que dura la medida.

Práctica: Expansión del aire contenido en un arreglo cilindro-pistón / Compresión del aire contenido en un arreglo cilindro-pistón / Calentamiento a volumen constante de un gas			
Unidad de Operación: Arreglo cilindro - pistón			
Tema: Energía como trabajo Propiedades de los gases			
Componentes	Objetivos	Descripción (Equipo)	Descripción (Práctica)
Cilindro graduado	Determinar el trabajo realizado por y sobre el sistema en procesos de compresión y expansión. Relacionar las propiedades PVT del aire de acuerdo a diversas ecuaciones de estado.	El equipo está compuesto de un cilindro con émbolo móvil. Sobre el cilindro se encuentra una escala milimétrica que permite determinar la posición del pistón con el objeto de calcular el volumen. Dos topes móviles limitan el movimiento de la palanca del pistón. Se medirá indirectamente el trabajo realizado por o sobre el sistema por medio de la medición de la fuerza o torque. Fig. A6.	Para estudiar los procesos de compresión y expansión de gases es conveniente insertar los topes para limitar el movimiento del pistón.
Pistón con pasadores			Compresión: Llenar el cilindro con aire a la presión atmosférica. Cerrar las válvulas y esperar que el sistema alcance el equilibrio. Comprimir rápidamente el gas manteniendo el pistón en una posición inferior hasta obtener lecturas constantes en los instrumentos de medición.
Sistema de calentamiento			Expansión: Mantener el pistón en la parte inferior con las válvulas cerradas hasta que se alcance el equilibrio. Llevar el pistón hasta la posición superior para producir una expansión. Ésta debe efectuarse rápidamente. Mantener el pistón en la parte superior hasta alcanzar el equilibrio.
Aislante			
Topes (pines)			
Manómetro			
Termocupla			
Dispositivo para medir la fuerza.			

Práctica: Determinación del calor sensible de un líquido			
Unidad de Operación: Calorímetro de flujo continuo			
Tema: Energía como calor			
Componentes	Objetivos	Descripción (Equipo)	Descripción (Práctica)
Calorímetro	Determinar el calor específico de un líquido	El calorímetro es de flujo continuo y está equipado con una válvula de regulación de caudal. El flujo de líquido que entra al mismo proviene de un frasco de Mariotte que consiste en un depósito de agua con un dispositivo que garantiza que la presión de suministro sea constante. Fig. A7.	Abrir la válvula de regulación de caudal.
Frasco de Mariotte			Ajustar la tensión de alimentación al más bajo de los valores especificados para el ensayo. Para ello leer la indicación del multímetro digital mientras se actúa sobre el mando de regulación de la tensión de salida del autotransformador.
Resistencia de calentamiento			Tomar medidas de las temperaturas del agua a la entrada y a la salida del calorímetro. Una vez alcanzado el estado estacionario, tomar varias medidas de cada temperatura y de la tensión en intervalos de 1 minuto.
Multímetro digital			Recoger un determinado volumen de agua, cronometrando el tiempo. Conocida la densidad del agua, determinar la masa del volumen recogido y el valor de dicho caudal másico.
Sensores de temperatura			Efectuar ensayos para valores de intensidad diferentes variando la tensión con el autotransformador, modificar el caudal de agua que circula por el calorímetro en cada uno de ellos.

Práctica: Determinación del calor de solución de una sal en solución acuosa			
Unidad de operación: Calorímetro.			
Tema: Energía como calor			
Componentes	Objetivos	Descripción (Equipo)	Descripción (Práctica)
Calorímetro	Determinar el calor integral de solución de una sal en solución acuosa.	El equipo empleado es un calorímetro, Fig. A8. el cual básicamente es un recipiente vacío que se llena con agua destilada, y tiene un embudo con el cual se agrega la sustancia sólida. Tiene además un dispositivo de calentamiento y agitación, y un termómetro y un voltímetro con los cuales se hacen las mediciones necesarias.	Agregar suficiente agua al recipiente calorimétrico. Ajustar la temperatura de ésta a la del ambiente.
Dispositivo de calentamiento			Introducir el dispositivo de calentamiento y agitación, y el termómetro asegurándose que el bulbo de éste quede sumergido en el agua.
Embudo			Colocar el embudo y revisar que las conexiones eléctricas estén listas.
Termómetro de precisión.	Determinar el calor diferencial de solución de una sal en solución acuosa.		Empezar las mediciones de temperatura y tiempo.
Potenciómetro.			Cuando la temperatura alcance un punto estable vaciar la primera cantidad de sólido problema.
Agua destilada.			Al disolverse el sólido, la temperatura comienza a disminuir, y se establece en un nuevo valor. Encender el dispositivo de calentamiento y agitación.
Sustancia sólida.			La temperatura aumentará nuevamente y llegará a un nuevo punto estable(en este instante el dispositivo se apagará). Al llegar a éste, agregar nuevamente la misma cantidad de sólido problema y repetir el mismo procedimiento.

Práctica: Estudio de los procesos de intercambio de calor en máquina de potencia.			
Unidad de operación: Máquina de potencia.			
Tema: Máquinas térmicas			
Componentes	Objetivos	Descripción (Equipo)	Descripción (Práctica)
Turbina	Determinar de la variación del rendimiento térmico de la turbina al aumentar la energía interna del vapor de admisión.	La planta de fuerza de vapor es una máquina térmica en el sentido estricto de la palabra, porque tiene una sustancia de trabajo a la cual y de la cual se transmite calor y que ejecuta una cierta cantidad de trabajo cuando está sujeta a un ciclo. La sustancia de trabajo es evaporada para luego ser sometida a una expansión en la turbina donde se produce trabajo. Posteriormente, la sustancia pasa a través de un condensador donde intercambia calor con el agua de enfriamiento; de aquí es enviada a una bomba donde se envía nuevamente hacia el evaporador.	Poner en funcionamiento la unidad tomando nota de los valores iniciales de la presión de alta, la presión de baja y las temperaturas a la entrada y salida del evaporador y el condensador.
Evaporador.			
Bomba.	Determinar de la variación del rendimiento térmico de la turbina al aumentar la presión de admisión.		
Condensador.			
Manómetros	Estudiar de las principales divergencias entre el ciclo ideal y el ciclo real de potencia.		A intervalos iguales de tiempo tomar las medidas de estas mismas propiedades.
Termocuplas			

ANEXO B. NOMENCLATURA PARA EL DISEÑO DEL RECALENTADOR

A_{cc}	Área de transferencia de calor de la cámara de combustión
A_{th}	Área de transferencia de calor en los tubos de humos
D_E	Diámetro externo de la coraza del horno
D_I	Diámetro interno de la coraza del horno
h^0	Entalpía a la temperatura de referencia, T^0
h_f^0	Entalpía de formación a la temperatura de referencia T^0
h_a	Entalpía a la temperatura de los productos
H_C	Poder calorífico del combustible
$h_{conv,v}$	Coficiente convectivo de transferencia de calor del lado del vapor
$h_{conv,w}$	Coficiente convectivo de transferencia de calor en el ambiente exterior
h_{recal}	Entalpía del vapor a la salida del recalentador.
h_{rxn}	Entalpía a la temperatura de los reactivos
h_{sat}	Entalpía del vapor a la entrada del recalentador.
K_{ais}	Conductividad térmica del material aislante
K_{tub}	Conductividad térmica del material de la coraza del horno
L	Longitud del horno
m_{aire}	Flujo másico de aire que entra a la cámara de combustión
m_C	Flujo másico de combustible
m_G	Flujo másico de gases de combustión
m_v	Flujo másico de vapor que entra al recalentador.
n_e	Moles del producto e
n_i	Moles del reactivo i
Q_C	Potencia requerida en el horno
Q_{RECAL}	Calor absorbido por el vapor proveniente de la caldera en el recalentador.
T_G	Temperatura de los gases de combustión

T_s	Temperatura superficial de la cámara de combustión
T_v	Temperatura del vapor en el interior del recalentador
$T_{\omega,ext}$	Temperatura del ambiente exterior
α_G	Facultad absorbente del gas calculada a T_s
ΔX_{ais}	Espesor del aislante
ε_G	Emisividad del gas (mezcla de gases de combustión)
ε_s	Emisividad de la superficie (acero)
η_C	Eficiencia del recalentador
σ	Constante de Steffan-Boltzmann

ANEXO C. NOMENCLATURA PARA EL DISEÑO DEL CONDENSADOR

$A_{c,d}$	Superficie de transferencia de calor total para condensación, para desobrecalentamiento
A_t	Superficie limpia total de transferencia de calor.
$Cp_{a,v}$	Calor específico del agua, del vapor de agua
f	Factor de fricción
g	Aceleración de la gravedad.
G''	Carga de condensado en los tubos.
h	Coefficiente de película para la condensación
h_f	Entalpía del agua a P y T_{con}
h_g	Entalpía del vapor de agua a P y T_{sat}
h_i	Coefficiente de transferencia de calor para el agua de enfriamiento
h_{io}	Valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior
h_{od}	Coefficiente de transferencia de calor para el vapor de agua en el desobrecalentamiento
j_{Hs}	Factor para transferencia de calor para la coraza
j_{Ht}	Factor para transferencia de calor para los tubos
k_{tf}	Conductividad térmica del vapor de agua a T_f .
k_{ta}	Conductividad térmica del agua de enfriamiento a T_a
k_{Tad}	Conductividad térmica del vapor de agua a T_{ad}
L_d	Longitud del tubo expuesta al desobrecalentamiento.
N	Número de deflectores en la coraza.
Q	Flujo total de calor
$q_{c,d}$	Flujo de calor para la condensación, para el desobrecalentamiento
R_d	Factor de basura, incrustación o de obstrucción
s	Gravedad específica del agua de enfriamiento, adimensional.
s_{ff}	Gravedad específica del vapor de agua a la tf , adimensional.

T_{1c}, T_{2c} Temperatura del agua a la entrada y salida del proceso de condensación

t_{1d}, t_{2d} Temperatura del agua a la entrada y salida del proceso de desobrecalentamiento

T_{ac} Temperatura media del vapor en el proceso de condensación.

T_{con} Temperatura de condensación del vapor

T_f, T_w Temperatura de la película, de la pared del tubo.

T_s Temperatura de saturación del vapor a la presión del condensador.

$T_{sat, sob}$ Temperatura del vapor saturado, del vapor sobrecalentado

$U_{c, d}$ Coeficiente total limpio para condensación, para desobrecalentamiento

U_D Coeficiente total de diseño

ΔP_t Caída de presión en los tubos.

V_{Tac} Volumen específico del vapor de agua a T_{ac}

ρ_{Tac} Densidad del vapor de agua a T_{ac} .

ρ_{tf} Densidad del vapor de agua a T_f .

\dot{m}_v Flujo másico del vapor de agua

μ_{ta} Viscosidad del agua de enfriamiento a T_a

μ_{Tad} Viscosidad del vapor de agua a T_{ad}

μ_{tf} Viscosidad del vapor de agua a t_f .

$(\Delta t)_{balanceado}$ Diferencia de temperatura media logarítmica balanceada

ΔP_{sDES} Caída de presión en la coraza en el desobrecalentamiento.

ΔP_{sCON} Caída de presión en la coraza en la condensación.

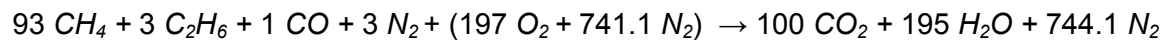
ANEXO D. ESTEQUIOMETRÍA DE LA REACCIÓN DE COMBUSTIÓN QUE OCURRE EN EL HORNO

- Composición del combustible

Tabla D1. Composición del gas natural	
Componente	%molar
CH ₄	93
C ₂ H ₆	3
CO	1
N ₂	3

- Reacción química del combustible

Si se toma una base de cálculo de 100 moles de combustible, la ecuación balanceada para la combustión es:



Si se considera un exceso de aire del 20%; la cantidad de aire que realmente entra al horno es de 13.52 kg/h.

Tabla D2. Balance molar para la reacción de 100 moles de combustible			
Componente	M	n	
		entran	n salen
CH ₄	16	93	0
C ₂ H ₆	30	3	0
CO	28	1	0
N ₂	28	892,3	892,3
O ₂	32	236,4	39,4
CO ₂	44	0	100
H ₂ O	18	0	195

Tabla D3. Composición molar del combustible				
	y_i	n (Kmol / h)	M	$y_i \cdot M_i$
CH₄	0,93	0,0465	16	14,88
C₂H₆	0,03	0,0015	30	0,9
CO	0,01	0,0005	28	0,28
N₂	0,03	0,0015	28	0,84
Σ	1		M_{prom}	16,9

Tabla D4. Composición molar de los gases de combustión				
	y_i	n (Kmol / h)	M	$y_i \cdot M_i$
CO₂	0,0815	0,0484	44,01	3,71
H₂O	0,1590	0,0943	18,016	2,96
N₂	0,7274	0,4315	28,02	21,06
O₂	0,0321	0,0191	32	1,06
Σ	1		M_{prom}	28,8

ANEXO E. ESTIMACIÓN DE LA TEMPERATURA DE LLAMA ADIABÁTICA

Tabla E1. Estimación de la temperatura de llama adiabática	
Temperatura de los reactivos (K)	298
ΔH de los reactivos (cal)	1.750.801
Temperatura de los productos (K)	ΔH de los productos (cal)
500	18.792.446,01
1000	13.513.374,01
1100	12.348.641,19
1200	11.144.180,23
1300	9.898.427,71
1400	8.609.813,22
1500	7.276.763,49
1600	5.897.704,32
1700	4.471.061,47
1800	2.995.261,13
1850	2.238.435,22
1860	2.085.530,81
1870	1.932.109,65
1872	1.901.363,28
1874	1.870.596,15
1876	1.839.808,27
1878	1.808.999,62
1880	1.778.170,18
1882	1.747.319,95

ANEXO F. PROPIEDADES DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN¹⁶.

Dado que los gases de combustión forman una mezcla de diferentes compuestos es necesario calcular las propiedades de esta con base en las de las sustancias que la conforman cuando se encuentran puras. A continuación, se relacionan las expresiones empleadas para el cálculo de las diferentes propiedades de la mezcla gaseosa que se produce al quemar el combustible.

- Densidad de una mezcla gaseosa

Dado que la densidad de vapor es una función tanto de la temperatura como de la presión, se correlaciona mediante las ecuaciones de estado, es decir, las expresiones que relacionan el volumen específico V , la presión absoluta P y la temperatura absoluta T .

Ecuación de los estados correspondientes: La característica no ideal de un gas se puede expresar mediante el factor de compresibilidad, Z :

$$Z = P \cdot V / R \cdot T$$

donde $Z=1$ para un gas ideal. En el caso de componentes puros, el factor de compresibilidad se correlaciona con la temperatura reducida, T_r , y la presión reducida, P_r :

$$Z = f(T_r, P_r)$$

$$T_r = T/T_c$$

T_c = temperatura crítica absoluta

$$P_r = P/P_c$$

P_c = presión crítica absoluta

¹⁶ Las correlaciones y expresiones para calcular las propiedades referenciadas de la mezcla gaseosa se tomaron de PERRY. *Manual del ingeniero Químico. Mc Graw Hill. Tomo I. P.3_312-3_330.*

Para mayor precisión en los resultados obtenidos al emplear la ecuación de los estados correspondientes, frecuentemente se utiliza un tercer parámetro, el factor acéntrico, ω ; tal que:

$$Z = Z^0 + \omega \cdot Z^1$$

Si se utiliza la ecuación de los estados correspondientes para mezclas, se requieren ecuaciones que relacionen los valores de T_c , P_c y ω para la mezcla, con los valores de los componentes puros y la composición de la mezcla. Entre las expresiones que dan resultados aceptables para una mezcla de n componentes están:

$$T_{c,mezcla} = \sum_{i=1}^n y_i \cdot T_{ci}$$

$$P_{c,mezcla} = \frac{R \cdot \left(\sum_{i=1}^n y_i \cdot Z_{ci} \right) \cdot T_{c,mezcla}}{\sum_{i=1}^n y_i \cdot V_{ci}} \quad \omega_{mezcla} = \sum_{i=1}^n y_i \cdot \omega_i$$

$T_{c,mezcla}$ = Temperatura crítica de mezcla

$P_{c,mezcla}$ = Presión crítica de mezcla

ω_{mezcla} = Factor acéntrico de la mezcla

T_{ci} = Temperatura crítica del componente i

Z_{ci} = Factor de compresibilidad crítico del componente i

V_{ci} = Volumen molar crítico del componente i

ω_i = Factor acéntrico del componente i

y_i = Fracción mol del componente i

R = Constante del gas, en unidades consistentes con las de los demás términos

Tabla F1. Propiedades críticas de los gases de combustión					
	T _{ci} (K)	V _c (cm ³ /mol)	V _c (L / gmol)	Z _c	ω
CO ₂	304,2	94	0,0940	0,274	0,224
H ₂ O	647,1	55,9	0,0559	0,229	0,345
N ₂	126,2	89,2	0,0892	0,289	0,038
O ₂	154,6	73,4	0,0734	0,288	0,022

- Capacidad calorífica de una mezcla gaseosa: La capacidad calorífica de los gases es función de la temperatura pero no de la presión, siempre que ésta última sea baja. Para mezclas gaseosas, $C_{p,mezcla}$, es un promedio en términos de la fracción mol. Para relacionar C_p de los componentes puros de la mezcla con la temperatura se han obtenido polinomios de la forma:

$$C_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

Tabla F2. Parámetros para correlacionar C _p			
Componente	a	b	c
CO ₂	10,34	0,00274	-5,115E-06
H ₂ O	8,22	0,00015	0,00000134
N ₂	6,5	0,001	-
O ₂	8,27	0,000258	-5,328E-06

- Viscosidad de una mezcla gaseosa: La viscosidad de mezclas gaseosas a baja presión se puede calcular mediante una expansión en series, en la que el primero y más importante de los términos es:

$$\mu_{mezcla} = \sum_{i=1}^n \frac{y_i \mu_i}{\sum_{i=j} y_i \phi_{ij}} \quad \phi_{ij} = (M_j / M_i)^{1/2}$$

- Conductividad térmica de una mezcla gaseosa: La conductividad térmica para mezclas gaseosas a baja presión se puede determinar con base en la relación:

$$\kappa_{mezcla} = \sum_{i=1}^n \frac{y_i \kappa_i}{\sum_{i=j} y_i \phi_{ij}}$$

Para estimar las conductividades térmicas de los gases puros se emplea la correlación de Eucken:

$$\kappa_G = (C_v + 4.47) \cdot (\mu / M)$$

μ = Viscosidad del gas a baja presión

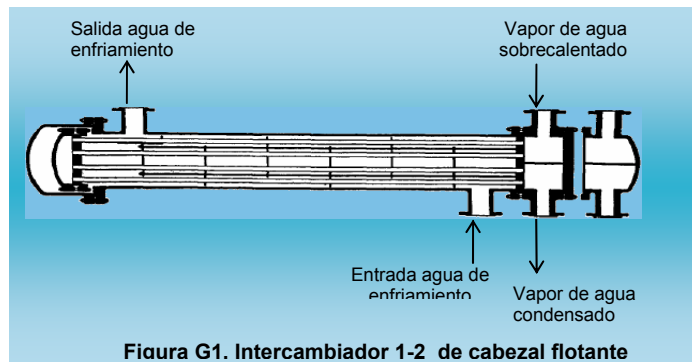
C_v = Calor específico a volumen constante

ANEXO G. DISEÑO DEL CONDENSADOR DE VAPOR DE AGUA

DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

El condensador corresponde a un intercambiador de calor con cabezal de tubos flotante y anillo seccionado, en el cual el fluido de la coraza, vapor de agua, fluye en un solo paso por ésta, y el fluido de los tubos, agua de enfriamiento, en 4 pasos.

Consiste de un cabezal de tubos estacionario que se encuentra que se encuentra sujeto entre la brida de un carrete y la brida de la coraza. En el extremo opuesto del haz de tubos estos se expenden en un cabezal de tubos flotante que se mueve libremente. El cabezal flotante de tubos se sujeta mediante una abrazadera a la tapa de la cabeza flotante y un anillo abrazadera que se coloca detrás del cabezal de tubos, el cual está dividido por la mitad para permitir su desmantelamiento. Figura G1.



Los tubos presentan un arreglo triangular (Fig. G2) que permite la limpieza fácil de éstos.

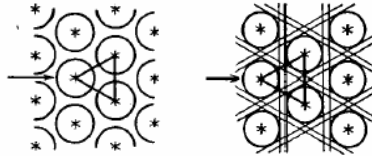


Figura G2. Arreglo de los tubos del desobrecalentador – condensador.

Como es claro que se logran coeficientes de transferencia de calor más altos cuando el fluido se mantiene en estado de turbulencia, se van a emplear deflectores (Fig. G3) que hacen que el fluido fluya a través de la coraza a ángulos rectos con el eje de los tubos, los deflectores se mantienen firmemente mediante espaciadores que consisten de un pasador atornillado en el cabezal de tubos y un cierto número de trozos de tubo que forman hombreras entre deflectores adyacentes.

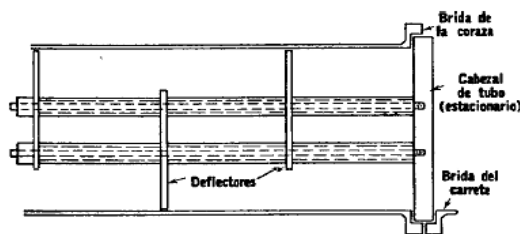


Figura G3. Disposición de los deflectores

CAIDA DE PRESION EN EL CONDENSADOR¹⁷

La presión de saturación del vapor en el cuerpo del vapor es mayor que la presión de saturación del condensado frío en contacto con la pared fría. Esta diferencia de presiones provee el potencial necesario para mover al vapor del cuerpo de éste a mayor velocidad. Comparada con la pequeña resistencia a la transferencia de calor por difusión del vapor al condensado, la película del condensado, en la pared fría del tubo, constituye la resistencia controlante. Es la lentitud con la que el calor

¹⁷ La nomenclatura empleada en estos cálculos se encuentra en el Anexo C.

de condensación pasa a través de esta película lo que determina el coeficiente de condensación.

- **Caída de Presión en el lado de la coraza**

La caída de presión a través de la coraza del intercambiador es proporcional al número de veces que el vapor de agua cruza el haz entre los deflectores.

$$\Delta P_{sTOTAL} = \Delta P_{sDES} + \Delta P_{sCON}$$

$$\Delta P_{sDES} = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot DE \cdot (N+1)_d}{5.22e10 \cdot de \cdot s_{fj}} \quad \text{y} \quad \Delta P_{sCON} = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot DE \cdot (N+1)}{5.22e10 \cdot de \cdot s_{Tac}}$$

$$s_{fj} = \frac{\rho_{fj}}{\rho_{H_2O}} \quad 18$$

$$\rho_{Tac} = 1 / v_{Tac} \quad 19$$

Se calcula el número de cruces:

$$(N+1)_d = \frac{L_d}{B} \quad 20 \quad \text{y} \quad (N+1)_c = \frac{Lc_{corr}}{B}$$

$$Ld = L - Lc_{corr} \quad 21$$

- **Caída de Presión en el lado de los tubos**

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5.22e10 \cdot di \cdot s}$$

¹⁸ La ρ_{H_2O} se toma igual a 62.5 lb / ft³. De la misma forma se calcula s_{Tcon} .

¹⁹ Steam Tables. Thermodynamic Properties of Water including vapor, liquid and solid phases. John Wiley and Sons, Inc.

²⁰ Siempre habrá un número impar de cruces ya que las dos boquillas de la coraza están en lados opuestos de la misma.

²¹ Lc_{corr} es la longitud del tubo expuesta a la condensación calculada después de comprobar el porcentaje supuesto.

**ANEXO H. HOJA DE ESPECIFICACIONES DE LA CALDERA DE INGENIERÍA
QUÍMICA**

HOJA DE ESPECIFICACIONES DE LA CALDERA	
OF	0321
SERIE	A-2644
MARCA	COLMÁQUINAS
MODELO	CH2-30-150
PASOS	2
QUEMADOR	5LG-6
CONTROL DE COMBUSTIÓN	ON-OFF
COMBUSTIBLE	FUEL OIL 2 Y GAS
ATOMIZACIÓN	MECÁNICA
IGNICIÓN	GAS
PRESIÓN DE OPERACIÓN	125 PSI
ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR	3340 ft
CAPACIDAD	30 BHP
GENERACIÓN CALORÍFICA*33475*BHP	1'004.250 Btu / h
MANUAL DE OPERACIÓN	DISTRAL

ANEXO I. CURVAS DE DESEMPEÑO DE LA TURBINA

CASE #1

SB-18 TURBINE PERFORMANCE

TURBINE GAS HORSEPOWER =	4	INLET PRESSURE =	70.00 PSIG
TURBINE SHAFT HORSEPOWER =	2	INLET TEMPERATURE =	380.00 °F.
TURBINE KILOWATTS =	2	EXHAUST PRESSURE =	26.00 PSIG
HORSEPOWER LOSS * =	2.00	EXIT STEAM QUALITY =	0.998
TURBINE RPM =	3000	VELOCITY RATIO =	.143
MASS FLOW (#/HR) =	400	ALLOWABLE SHP =	758.

SPECIFICATIONS

NOZZLE THROAT AREA (IN.2) =	0.103	INLET FLANGE DIA. =	1 IN.
NOZZLE EXIT AREA (IN.2) =	0.103	EXHAUST FLANGE DIA. =	1 IN.
THEORETICAL NOZZLE XPR =	1.020	BASIC EFFICIENCY =	47.27 %
AVAILABLE EXPANSION RATIO =	0.000	STAGE EFFICIENCY =	24.00 %
NO. OF NOZZLES REQD. =	0.000	XPR EFFICIENCY LOSS =	0.000 %

** INCREASE NO. REQD. NOZZLES BY 10%

*** ALLOW. SHP BASED ON 15123 PSI SHEAR STRESS

TURBINE CYCLE PERFORMANCE

POINT	PRESSURE	TEMPERATURE	ENTHALPY	ENTROPY	SPEC VOL	QUALITY
1	84.70	380.00	1219.424	1.660	5.705	0.000
2	84.70	315.99	1184.198	1.616	5.180	1.000
3	78.77	378.08	1219.424	1.668	6.134	0.000
4	78.77	310.95	1182.841	1.622	5.552	1.000
5	42.93	271.54	1168.876	1.668	9.797	0.998
6	42.93	273.92	1172.348	1.672	9.861	0.998
7	42.93	271.54	1171.118	1.671	9.821	1.000
8	40.70	268.29	1164.754	1.668	10.268	0.994

9	40.70	268.29	1168.514	1.673	10.309	0.998
10	40.70	313.60	1193.580	1.706	11.058	0.998
11	40.70	268.29	1170.072	1.675	10.327	1.000
12	40.70	268.29	1159.120	1.660	10.206	0.988

- | | |
|--|-------------------------------------|
| 1.....Turbine Inlet Conditions | 7.....Saturated Line at Throat |
| 2.....Saturation Conditions at Inlet | 8.....Ring Isentropic End Point |
| 3.....Turbine Ring Conditions | 9.....Actual Nozzle Exit Cond. |
| 4.....Saturation Line at Ring Pressure | 10.....Actual Turbine End Point |
| 5.....Nozzle Throat Conditions | 11.....Saturation Line at End Point |
| 6.....Nozzle Throat Actual Conditions | 12.....Inlet Isentropic End Point |

POSSIBLE NOZZLE SELECTIONS FOR SB-18 TURBINE

(Areas increased by 10%)

THOAT DIAMETER EXIT DIAMETER

1 NOZZLE

.3794488 .3832244

CASE #2

SB-18 TURBINE PERFORMANCE

TURBINE GAS HORSEPOWER = 6	INLET PRESSURE =	100.00 PSIG
TURBINE SHAFT HORSEPOWER = 4	INLET TEMPERATURE =	490.00 DEG.F.
TURBINE KILOWATTS = 3	EXHAUST PRESSURE =	26.00 PSIG
HORSEPOWER LOSS * = 2.00	EXIT STEAM QUALITY =	0.000
TURBINE RPM = 3000	VELOCITY RATIO =	.112
MASS FLOW (#/HR) = 400	ALLOWABLE SHP =	758.

SPECIFICATIONS

NOZZLE THROAT AREA (IN.2) = 0.081	INLET FLANGE DIA. = 1. IN.
NOZZLE EXIT AREA (IN.2) = 0.088	EXHAUST FLANGE DIA. = 1. IN.
THEORETICAL NOZZLE XPR = 1.085	BASIC EFFICIENCY = 41.32 %
AVAILABLE EXPANSION RATIO = 0.000	STAGE EFFICIENCY = 26.84 %

NO. OF NOZZLES REQD. = 0.000 XPR EFFICIENCY LOSS = 0.000 %

** INCREASE NO. REQD. NOZZLES BY 10%

*** ALLOW. SHP BASED ON 15123 PSI SHEAR STRESS

TURBINE CYCLE PERFORMANCE

POINT	PRESSURE	TEMPERATURE	ENTHALPY	ENTROPY	SPEC VOL	QUALITY
1	114.70	490.00	1272.554	1.687	4.798	0.000
2	114.70	337.87	1189.666	1.592	3.898	1.000
3	106.67	488.38	1272.554	1.695	5.160	0.000
4	106.67	332.50	1188.392	1.597	4.176	1.000
5	58.14	362.63	1215.026	1.695	8.215	0.000
6	58.14	370.41	1218.983	1.700	8.301	0.000
7	58.14	290.64	1177.034	1.646	7.390	1.000
8	40.70	296.21	1184.686	1.695	10.780	0.000
9	40.70	311.27	1192.396	1.705	11.021	0.000
10	40.70	399.79	1236.249	1.759	12.400	0.000
11	40.70	268.29	1170.072	1.675	10.327	1.000
12	40.70	284.92	1178.820	1.687	10.598	0.000

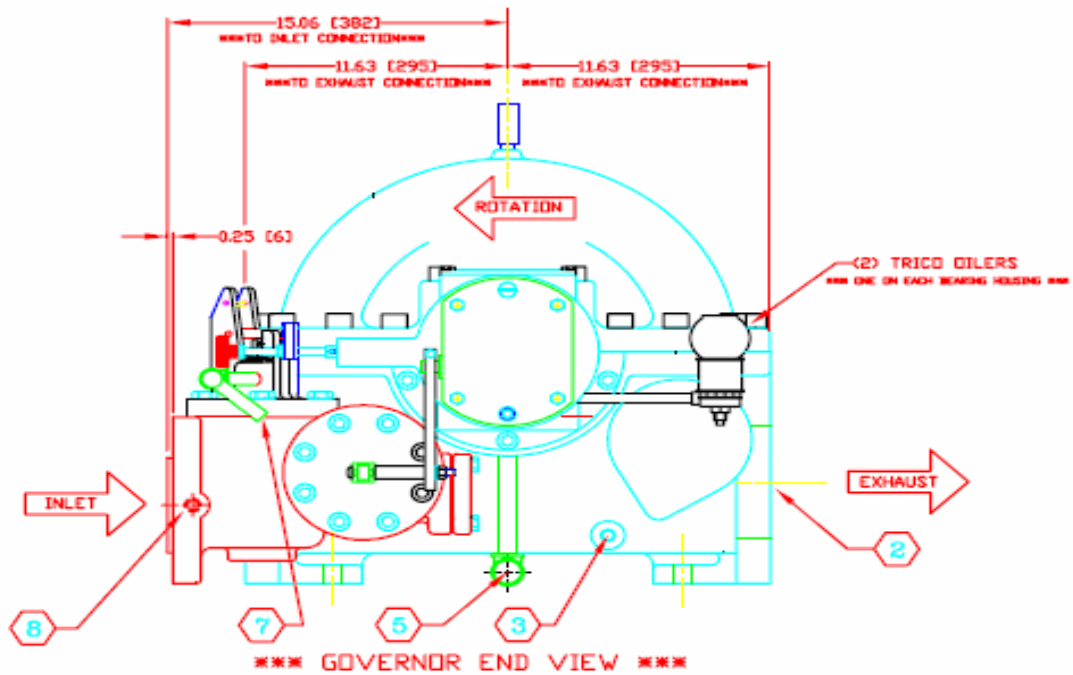
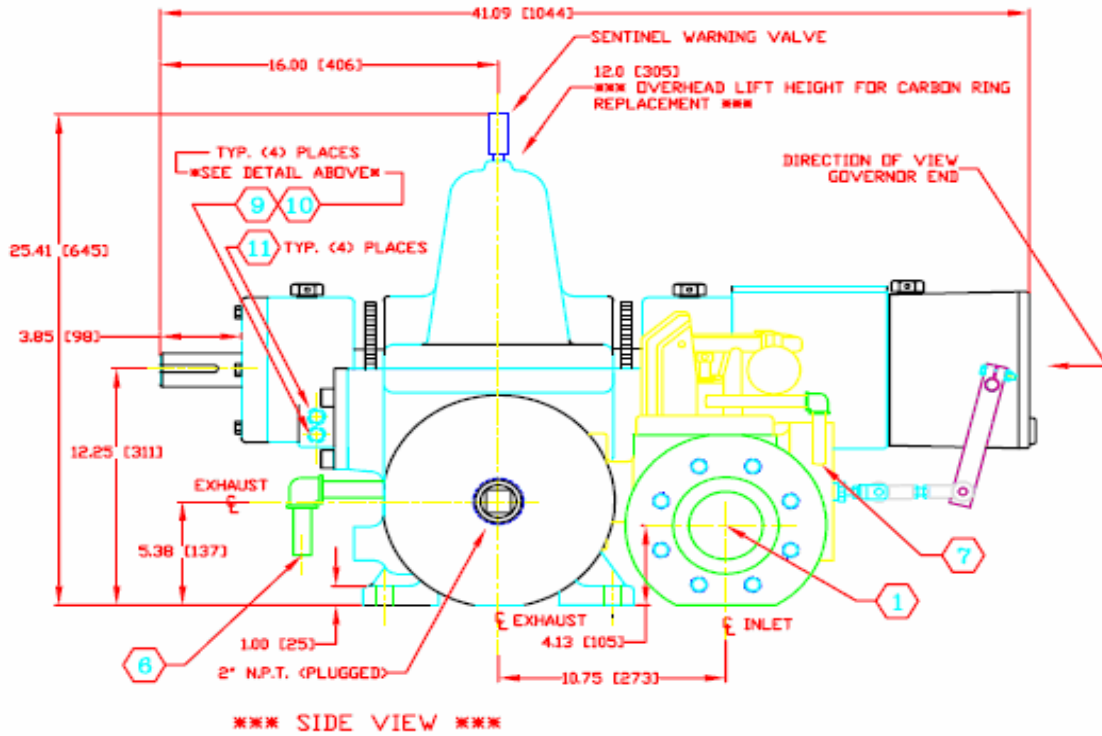
- | | |
|--|-------------------------------------|
| 1.....Turbine Inlet Conditions | 7.....Saturated Line at Throat |
| 2.....Saturation Conditions at Inlet | 8.....Ring Isentropic End Point |
| 3.....Turbine Ring Conditions | 9.....Actual Nozzle Exit Cond. |
| 4.....Saturation Line at Ring Pressure | 10.....Actual Turbine End Point |
| 5.....Nozzle Throat Conditions | 11.....Saturation Line at End Point |
| 6.....Nozzle Throat Actual Conditions | 12.....Inlet Isentropic End Point |

POSSIBLE NOZZLE SELETIONS FOR SB-18 TURBINE

(Areas increased by 10%)

THROAT DIAMETER	EXIT DIAMETER
1 NOZZLE	
.3370794	.3511659

ANEXO J. PLANOS DE LA TURBINA



ANEXO K. COTIZACIONES DE LOS EQUIPOS

Skinner Power Systems, L.L.C.

8214 EDINBORO ROAD
ERIE, PA. 16403 USA
Phone : 814-868-8500
Toll Free: 877-868-8577
Fax: 814-868-5299
e-mail: sales@skinnerpowersystems.net
Web: www.skinnerpowersystems.net

December 13 / 2005

Quote: RMM261

In response to your inquiry Skinner is pleased to provide the following quotation for your consideration in accordance with the following information.

STEAM CONDITIONS

Inlet Pressure	100 psig	70 psig
Inlet Temperature	490	380
Exhaust Pressure	26 psig	26 psig

STEAM TURBINE CHARACTERISTICS

Frame	SB-18	
Speed (RPM)	3000	3300
HP (kW)	4(3)	2(2)
Steam Flow (lb/hr)	400	400

STANDARD TURBINE SCOPE

The turbine exhaust casing is axially split for ease of maintenance. Each turbine is standard fitted with independent mechanical overspeed trip mechanism, stainless steel steam strainer, carbon ring packing with stainless separators, sentinel warning valve, oil lubricated anti-friction bearings, dynamically balanced rotor, standard commercial running test, high temperature paint, nameplate, and domestic crated.

Turbine materials are WCB cast steel for case, steam chest, nozzle stands, trip cage, and steam chest head. Blades are 416 stainless steel and shaft is 17-4 stainless steel.

TURBINE GOVERNOR

Woodward TG13 hydraulic governor.

DRAWINGS AND PRINTS

Three (3) drawing of each outline assembly and connection drawing will be issued for record within two to four weeks of order receipt, acad14 drawing on disk are available upon request, and three (3) copies of the start-up and instruction manuals will be available upon turbine shipment.

PREPARATION FOR SHIPMENT

All equipment supplied by Skinner will be factory painted and prepared and packaged for domestic freight.

PRICING

Skinner steam turbine Model SB18 turbine generator set system
consisting of turbine, with Woodward TG13 governor \$ 16,000.00
Skinner terms and conditions of sales are applicable.

SHIPMENT

Prices are X-Works Erie, PA.
Terms are 20% down with order, balance by T/T before shipment or L/C.
Shipment is 10-12 weeks based on receipt of formal order at factory with complete specifications and authorization to proceed with manufacture.
We appreciate your interest in Skinner quality engineered products, and look forward to working with you on this project.

Very truly yours,

Rick Mulligan

Operations Manager
Skinner Power Systems, LLC



DITEIN INGENIERIA
DISEÑOS TERMICOS INDUSTRIALES

Calle 39 N°. 13-25
CALI - COLOMBIA
Teléfono: +57 (2) 4411296
Telefax: +57 (2) 4480704
Móvil: (300) 6204805

INTERCAMBIADORES DE CORAZA Y TUBOS • INTERCAMBIADORES DE PLACAS • INTERCAMBIADORES ALETEADOS • SERPENTINES • SISTEMAS DE VENTILACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO
• CHILLERS • TORRES DE ENFRIAMIENTO • TUBERÍA ALETEADA • CONSULTORÍA EN PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y AHORRO DE ENERGÍA • SISTEMAS DE VACÍO •

ingenieria@ditein.com
www.ditein.com

Cliente: Universidad Ind. de Santander
Departamento de Proyectos
Ing. Alvaro Ramirez García
Srta. Luisa Fda Ardila Caceres
Bucaramanga, Santander.

Fecha: Diciembre/12/05
Cotización No: 5148
Solicitud No: N. A.

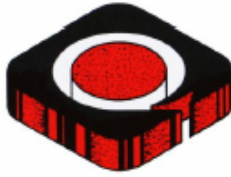
Ítem	Cant.	Descripción	Valor Unitario	Valor Total
1	1	Intercambiador de calor de coraza y tubos dispuesto para condensar vapor de agua, empleando agua como medio refrigerante.	\$6'850.000	\$6'850.000
Los precios anteriores no incluyen IVA				

Condiciones comerciales

Forma de pago: 50% anticipo, saldo contra entrega.
Tiempo de entrega: 5 semanas a partir orden de compra y recibo de anticipo.
Sitio de entrega: En sus instalaciones de Bucaramanga.
Vigencia de garantía: Un (1) año por defectos de fabricación.
Validez de la oferta: 60 días calendario.

Observaciones

- El valor ofertado aplica solamente para las cantidades especificadas.
- El suministro no incluye montaje y puesta en marcha del equipo.



DITEIN INGENIERIA
DISEÑOS TERMICOS INDUSTRIALES

Calle 39 N°. 13-25
CALI - COLOMBIA
Teléfono: +57 (2) 4411291
Telefax: +57 (2) 448070
Móvil: (300) 6204805

INTERCAMBIADORES DE CORAZA Y TUBOS • INTERCAMBIADORES DE PLACAS • INTERCAMBIADORES ALETEADOS • SERPENTINES • SISTEMAS DE VENTILACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO • CHILLERS • TORRES DE ENFRIAMIENTO • TUBERÍA ALETEADA • CONSULTORÍA EN PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y AHORRO DE ENERGÍA • SISTEMAS DE VACÍO •

ingenieria@ditein.com
www.ditein.com

Especificaciones técnicas

Características de funcionamiento

<i>Parámetros de operación</i>	<i>Lado frío</i>	<i>Lado caliente</i>
Nombre del fluido	Agua	Vapor de agua
Flujo másico	13.429 lb/h	400 lb/h
Temperatura entrada	82,4 °F	360,0 °F
Temperatura salida	113,0 °F	224,5 °F
Presión de operación	40,0 psig	11,3 psig
Caída de presión	3,5 psi	1,2 psi
Flujo calor intercambiado	410.111 BTU/h	

Características de construcción

Tubería	Cobre, Tipo K.
Coraza	Acero al carbono SA-53.
Placatubos	Acero al carbono SA-36.
Cabezales	Acero al carbono SA-105
Deflectores	Acero al carbono SA-36.
Boquillas lado coraza	Acero al carbono SA-105, extremos tipo roscado.
Boquillas lado Tubos	Acero al carbono SA-105, extremos tipo roscado.
Tensores	Acero al carbono AISI 1020.
Espaciadores	Acero al carbono.
Juntas tubo-Placatubos	Expansión con control mecánico.
Dimensiones básicas	Ancho 350mm x Alto 400mm x Largo 1050mm
Normas aplicables	Estándar TEMA clase C tipo BEM. Código ASME división 1 sección VIII.



DITEIN INGENIERIA
DISEÑOS TERMICOS INDUSTRIALES

Calle 39 N°. 13-25
CALI - COLOMBIA
Teléfono: +57 (2) 4411296
Telefax: +57 (2) 4480704
Móvil: (300) 6204805

INTERCAMBIADORES DE CORAZA Y TUBOS • INTERCAMBIADORES DE PLACAS • INTERCAMBIADORES
ALETEADOS • SERPENTINES • SISTEMAS DE VENTILACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO
• CHILLERS • TORRES DE ENFRIAMIENTO • TUBERÍA ALETEADA • CONSULTORÍA EN PROCESOS DE
TRANSFERENCIA DE CALOR Y AHORRO DE ENERGÍA • SISTEMAS DE VACÍO •

ingenieria@ditein.com
www.ditein.com

Consideraciones técnicas

- Las dimensiones dadas son referidas al volumen requerido para la instalación del equipo, no deben ser utilizadas para propósitos de construcción.
- El equipo ha sido diseñado conforme los parámetros de operación suministrados por el cliente.
- La selección final de los materiales depende enteramente del comprador.
- Las propiedades de los fluidos que no fueron suministradas han sido asumidas. Alguna variación en las condiciones actuales del proceso puede afectar el funcionamiento del equipo.

Atentamente,

Leyver Alzate López
Gerente general



ARC INGENIERIA

Alfonso Ramírez Carvajal
Ingeniero Mecánico

Representante Calderas Automáticas CONTINENTAL

Montajes Industriales
Montaje y Mantenimiento de Calderas
Asesorías Técnicas
Productos Industriales
Válvulas
Tuberías
Herramientas

Bucaramanga, Diciembre 15 del 2005

SEÑORES

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCUELA DE INGENIERIA QUIMICA
ATT: Dr. Humberto Escalante Hernandez.

REF: FABRICACION DE UN SOBRECALENTADOR PARA VAPOR.

Atentamente nos permitimos poner a su consideración y análisis. La construcción de un sobrecalentador de vapor que tiene las siguientes características:

Temperatura de entrada de vapor dada por ustedes de 170 °C
Temperatura de salida de vapor solicitada por ustedes 254 °C
Potencia requerida para sobrecalentador 35.815 BTU/ Hora
Combustible a utilizar Gas natural. De 1000 btu/ pie cubico. Gasorienta

La configuración del sobrecalentador es de carcasa y tubos: los gases circularan por los tubos y el vapor circulara por la carcasa del mismo.

El Sobrecalentador Tendrá su respectiva cámara de combustión, los piacetubos requeridos, las tubas de humos requeridos de acuerdo al área de transferencia requerida, Tendrá un quemador de gas natural que suministra los btu/hora requeridos, también tendrá el aislamiento térmico requerido, y se suministra con 6 metros de chimenea, termómetro para medir la temperatura a entrada del sobrecalentador lo mismo otro que medirá la salida de vapor a la salida del sobrecalentador. Tendrá un termostato que controlara la entrada del gas al quemador para controlar que la temperatura del vapor a la salida este entre límites permisibles acordes a la temperatura solicitada por ustedes. También tendrá su respectivo tablero eléctrico y elementos de protección eléctricos requeridos.

VALOR DEL ANTERIOR SOBRECALENTADOR	\$ 22.000.000=
18% I.V.A.	\$ 3.520.000=
TOTAL	\$ 25.520.000=

TIEMPO DE ENTREGA: 60 DIAS HABILES.

VALIDEZ DE LA OFERTA: 30 DIAS.

FORMA DE PAGO: 50% ANTICIPO.
50% una vez se entregue el equipo probado.

Cordialmente

ARC INGENIERIA

Alfonso Ramírez
ALFONSO RAMIREZ CARVAJAL
C.C. 13.800.167 Bucaramanga

CALLE 106 No. 25-34 PROVENZA TELEFAX (71631) 1507 BUCARAMANGA - COLOMBIA



TECNICOS INDUSTRIALES
NIT 860.001-607-5
Visitenos en Internet: <http://www.ferreteriareina.com>

TUBERIAS, ACCESORIOS DE ACERO AL CARBON, ACERO INOXIDABLE Y COBRE, TUBERIA PARA CALDERAS, MANOMETROS, TERMOMETROS, TRAMPAS PARA VAPOR, REGULADORAS, REDUCTORAS, FILTROS, LINEA SANITARIA, REFRIGERACION NHS, LINEA NEUMATICA, PILOTOS, ELIMINADORES DE AIRE, SEPARADORES DE HUMEDAD, GRIFOS, VISORES, TODO TIPO DE VALVULAS, ETC.

SOMOS IMPORTADORES - TECNICOS INDUSTRIALES

COTIZACION No. 0013238

FECHA		
15	12	05
U	A	A

SEÑORES U. I. S.	DIRECCION Cr 27 Cl 9	Tel 32101	CIUDAD Bucaramanga
TENEMOS EL AGRADE DE COTIZARLES			
ING HUBERTO ESCALANTE			

ITEM	CANTIDAD	UNID.	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO	VALOR TOTAL
001	2.00	UND	VALVULAS GLOBO BRONCE 150 LBS ROSCA NIPEL 8 EQUIVALENTE 1" CONO BRONCE F.001	51,737	103,474
002	5.00	UND	VALVULAS P/D BRONCE 150 LBS ROSCA NIPEL 8 EQUIVALENTE 1" FIG.060	40,521	202,605
003	1.00	UND	VALVULAS P/D BRONCE 125 LBS ROSCA NIPEL 8 EQUIVALENTE 1/2" FIG.601	15,655	15,655
004	3.00	UND	VALVULAS BOLA BRONC.150 LBS ROSCA ITALIANA 1" EMPAQUE TEFLON P/TOTAL. FIG.340	6,963	20,889
005	24.00	MTR	TUBERIA ACERO A53-API5L-A106 5 a 7 MTS 35	14,965	359,160
006	6.10	MTR	TUBERIA ACERO A53-API5L-A106 5 a 7 MTS 35	8,025	53,858
				Subtotal	755,647
				Dto	
				I.V.A.	120,904
				TOTAL	876,551

COMENTARIO:
ENTREGA 2 DIAS
VALIDEZ OFERTA 8 DIAS

IMPONENTAS	PLAZO DE ENTREGA	VALIDEZ OFERTA	FORMA DE PAGO
16 %	ACOSTUMBRADA	15 DIAS	30 DIAS

EN ESPERA DE SUS COMENTARIOS NOS SUSCRIBIMOS DE USTEDES CORDIALMENTE

BOGOTA, D.C.
Cra. 25 No. 19-22
Comandante Ventas 370 0200
Coven. Admin. 360 7577 - Fax 360 0096
E-mail: ventas@ferreteriareina.com

CALLI
Cra. 1 No. 46N-07
Comm. 446 6595 - PBX 446 5829
446 6592 - Fax 447 8308
E-mail: cali@ferreteriareina.com

ITAGUÉ
Cra. 42 Avda. Sur No. 30-10
Teléfono: 372 0800 - 371 0055
Fax 371 0074
E-mail: medellin@ferreteriareina.com

BARRANQUILLA
Via 40 No. 700-09
PBX 44 2010
Ventas 443 712 - Fax 441 962
E-mail: barranquilla@ferreteriareina.com

CARTAGENA
Cra. 56 No. 5A-03 Barrio Belvista
Tels: 667 2469 - 667 2337
Fax 667 2077
E-mail: cartagena@ferreteriareina.com

BUCARAMANGA
Calle 41 No. 27-01
Coven: 634 3575 - Gerencia 635 1846
Fax: 634 4835
E-mail: bucaramanga@ferreteriareina.com

PEREIRA
Avenida 30 de Agosto No. 42-247
Tels: 380 451 - 280 007
Fax: 386 149
E-mail: pereira@ferreteriareina.com

- ARCHIVO - CLIENTE -

Reina S.A. - TECNICOS INDUSTRIALES - COTIZACION No. 0013238 - 15/12/05

ANEXO L. MANUAL DE LABORATORIO DE TERMODINÁMICA QUÍMICA I
UNIDAD DE OPERACIÓN: CICLO DE POTENCIA

INTRODUCCIÓN

La Escuela de Ingeniería Química de la Universidad Industrial de Santander tiene como uno de sus objetivos principales formar ingenieros que posean bases científicas y tecnológicas que le permitan tanto identificar los problemas relacionados con los procesos físicos y/o químicos como proponer soluciones para esos problemas de acuerdo con criterios técnicos apropiados. Para alcanzar este objetivo, la mencionada escuela incluye dentro de su programa académico, asignaturas teóricas enfocadas a que los estudiantes adquieran el conocimiento de los conceptos fundamentales de las ciencias básicas y de la ingeniería; y asignaturas prácticas o laboratorios cuyo propósito es enfrentar a los estudiantes con situaciones similares a las que frecuentemente encontrará durante su ejercicio profesional.

Teniendo en cuenta lo arriba expresado, los cursos de laboratorio cobran gran importancia en la formación del estudiante de ingeniería química porque lo ponen de frente a la realidad, a la vida práctica, para que solucione los problemas que ésta le impone teniendo como herramientas los conocimientos que ha adquirido en los cursos teóricos. Entonces, al realizar una práctica de laboratorio, el estudiante está sometiendo a experimentación diversas hipótesis cuyos fundamentos teóricos ya ha estudiado, para llegar a conclusiones científicamente fundamentadas con ayuda de los datos que obtiene experimentalmente.

En el área de la termodinámica se pueden identificar ciertos conceptos fundamentales que son susceptibles de ser corroborados en la práctica, y dentro de ellos se cuentan los relacionados con los ciclos termodinámicos y las máquinas térmicas que se valen de ellos para funcionar. La máquina de potencia es una máquina térmica que tiene amplia aplicación en la industria por lo que es

importante que el estudiante conozca su funcionamiento, los inconvenientes que usualmente presenta y la forma adecuada de sortearlos.

El desarrollo de prácticas de laboratorio poniendo en operación una máquina de potencia, persigue que el estudiante se familiarice con una máquina de acusada importancia a nivel industrial y que evalúe planteamientos fundamentales de la termodinámica como por ejemplo, la conversión de energía como calor en energía como trabajo.

La elaboración del presente manual busca brindar información acerca de las características de cada uno de los componentes de la máquina de potencia, de su correcta operación, de los fundamentos teóricos y de los modelos matemáticos que permiten analizar los datos experimentales que se obtengan al ponerlo en funcionamiento, y de la forma en que se deben redactar los informes posteriores a las prácticas de laboratorio que se lleven a cabo. El manual tiene la importante ventaja de que por medio de la información contenida en él, personal que no tiene formación científica pueda trabajar en la máquina.

FUNDAMENTOS TEÓRICOS PARA EL CICLO DE POTENCIA

Se llama máquina térmica a todo sistema que, funcionando cíclicamente, puede transformar calor en trabajo. Este calor procede en la mayor parte de los casos, de una reacción química y es absorbido por el fluido de operación de la máquina que, al pasar por las diversas partes de la misma, va transformando su energía térmica en energía mecánica aprovechable exteriormente.

Según la combustión se produzca en su interior o en su exterior, las máquinas térmicas se clasifican en máquinas de combustión interna, como el motor de explosión de cuatro tiempos, y máquinas de combustión externa, como la máquina de vapor o la turbina de vapor, en las que el combustible es utilizado para formar vapor fuera de la máquina y parte de la energía interna del vapor se emplea en realizar trabajo en el interior de la máquina.

El fluido empleado en la máquina térmica puede ser gaseoso o puede tratarse de una sustancia condensable que, de acuerdo con las condiciones externas a que sea sometida, puede encontrarse alternativamente en el estado líquido o en el de vapor en las distintas partes de la máquina.

El fluido utilizado en las máquinas de combustión externa describe siempre un ciclo termodinámico, esto es un proceso en el que, partiendo de un estado inicial, el fluido pasa por varios cambios y procesos y finalmente vuelve a su estado inicial. En un ciclo completo, la energía interna del sistema, al igual que las demás propiedades termodinámicas, no puede cambiar. Por tanto, el calor total neto transferido al sistema debe ser igual al trabajo total neto realizado por el sistema. Es posible hacer relaciones y consideraciones como estas basándose en el primer y segundo principios de la termodinámica, principios fundamentales en ingeniería

puesto que permiten el análisis, comprensión y aprovechamiento de los procesos físicos.

La primera ley de la termodinámica postula que cuando se suministra energía en forma de trabajo a un sistema termodinámico, no toda la energía se invierte en incrementar la energía interna del sistema, sino que una parte pequeña o no, se cede al exterior en forma de calor. Para ilustrar este postulado se considera un recinto como el de la figura 1, que representa un dispositivo cualquiera, al que llega un flujo de entrada en unas determinadas condiciones (1) y del que sale un flujo de salida en otras condiciones diferentes (2); y se considera como sistema al volumen que fluye en un determinado momento a través del recinto; el sistema considerado será abierto, esto es, uno que puede intercambiar tanto energía como masa con los alrededores.

Si q y w son las cantidades de calor y trabajo intercambiadas con el medio externo por unidad de masa de fluido que circula por el dispositivo, al operarlo en régimen estacionario, tanto q como w pueden ser positivos, negativos o nulos, según el tipo de dispositivo en cuestión.

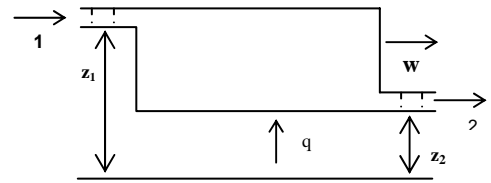


Figura 1. Sistema abierto

La energía necesaria para que una masa de fluido circule a través de la sección 1 representará la suma de la energía térmica recibida del exterior más la que se ha de consumir para vencer la presión que el propio fluido ejerce oponiéndose a su avance, y que permitirá su desplazamiento; el valor de este último es

$$\int_0^{v_1} p_1 dv = p_1 v_1$$

y se denomina *energía de flujo*. Por consiguiente la energía entregada al fluido entrante es:

$$\varepsilon_1 = q + p_1 v_1$$

De igual modo, la energía proporcionada por el fluido al medio exterior representará la suma del trabajo suministrado a los alrededores con la energía de flujo de salida:

$$\varepsilon_2 = w + p_2 v_2$$

Si se tiene en cuenta que la variación de energía mecánica experimentada por el fluido será:

$$\Delta\varepsilon = \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1)$$

donde c representa la velocidad y z la distancia a un nivel de referencia previamente elegido. Y además de ello, que el fluido poseerá energía interna intrínseca en la entrada que será diferente de la que posea a la salida; la aplicación del principio general de conservación de energía indica que:

$$\varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \Delta\varepsilon + \Delta u$$

Llegándose al *primer principio de la termodinámica para un sistema abierto*, el cual teniendo en cuenta también el concepto de entalpía puede escribirse así:

$$q + h_1 + \frac{1}{2}c_1^2 + gz_1 = w + h_2 + \frac{1}{2}c_2^2 + gz_2$$

Si se analiza el primer principio, se nota que, para que un sistema cualquiera realice trabajo cíclicamente, es preciso suministrar previamente energía en forma de calor. Entonces al considerar la posibilidad de que un sistema produzca trabajo, es necesario considerar también que dicho sistema intercambia energía térmica con una o más fuentes productoras de energía.

Si el sistema experimenta una transformación cíclica al interactuar mecánica y térmicamente con una fuente que se encuentra a la temperatura T_1 ; la variación de energía interna del fluido de trabajo será nula por ser $u_2=u_1$ y, naturalmente, de acuerdo con el primer principio de la termodinámica, existirá equivalencia entre las cantidades de calor y de trabajo puestas en juego en el proceso, es decir, $q=w$.

Esta condición está basada exclusivamente en el primer principio y no señala dirección alguna del proceso. Pero esta expresión indica que ambos miembros han de tener igual valor absoluto e igual signo, ya que q y w son números reales. Por tanto, sólo puede ocurrir que, si $q<0$, sea $w<0$ y si, $q>0$, sea $w>0$. En el primer caso, el sistema recibe *trabajo* y cede *calor* a la fuente, siendo el proceso realizable en la práctica y que común a todo dispositivo en el que exista rozamiento. En el segundo caso, el sistema recibiría calor de la fuente térmica T_1 y produciría trabajo que podría ser aprovechable exteriormente, lo cual no ocurre en los procesos reales.

Estos límites en los intercambios energéticos llevaron a enunciar que *una transformación cerrada de un sistema que intercambia calor con una sola fuente no puede producir trabajo positivo*. Esta afirmación se conoce como el segundo principio de la termodinámica.

Para el estudio de las máquinas térmicas es importante considerar la posibilidad de obtener trabajo a partir de dos fuentes térmicas, de modo que el sistema considerado intercambie calor q_1 y q_2 con dos fuentes térmicas que se encuentran

a temperaturas diferentes T_1 y T_2 , respectivamente; tales que $T_1 > T_2$. Además, w es el trabajo intercambiado con el medio; si el sistema experimenta una transformación cíclica, será $u_2 = u_1$, y se tendrá que verificar que $w = q_1 + q_2$.

Si se produce trabajo, es decir, $w > 0$, es necesario que $q_1 + q_2 > 0$. Esta desigualdad puede satisfacerse en los siguientes casos: a) $q_1 > 0$ y $q_2 > 0$; b) $q_1 < 0$ y $q_2 > 0$ siendo $|q_2| > |q_1|$; c) $q_1 > 0$ y $q_2 < 0$ siendo $|q_1| > |q_2|$

Pero sólo en el último se cumple el segundo principio de la termodinámica. El sistema mecánico recibe calor del foco caliente, cede calor al foco frío, siendo este inferior en valor absoluto al primero, y produce trabajo. Dado que cumple con la primera y segunda ley de la termodinámica, este último caso es el fundamento de cualquier tipo de máquina térmica, entendida ésta como dispositivo que funciona produciendo trabajo e intercambiando energía calórica con dos fuentes térmicas, una de las cuales cede el calor q_1 al fluido empleado en la máquina y la otra juega el papel de un receptor térmico, absorbiendo del fluido la cantidad de calor q_2 .

Así, si el fluido sufre una transformación cíclica, se verificará que $w = q_1 + q_2$ y, teniendo en cuenta que $w > 0$, $q_1 > 0$ y $q_2 < 0$, será $|w| = |q_1| - |q_2|$. El rendimiento térmico, η de la máquina térmica vendrá dado por la relación entre el trabajo producido y la energía necesaria para producirlo:

$$\eta_t = \frac{|w|}{|q_1|} = \frac{|q_1| - |q_2|}{|q_1|} = 1 - \frac{|q_2|}{|q_1|}$$

Obsérvese que el rendimiento térmico de una máquina es siempre inferior 1.

Existen varios modelos de ciclos termodinámicos empleados para describir el proceso ideal que sufre el fluido de operación en una máquina térmica. Para las máquinas de combustión externa que emplean agua como fluido de trabajo es

usual considerar el ciclo Rankine o alguna de sus variaciones. Primero, el líquido subenfriado procedente de la bomba es introducido en una especie de antecámara de la caldera, llamada precalentador, en el que se calienta hasta la saturación, a la presión existente en la caldera. El proceso de calentamiento continua hasta transformar el agua completamente en vapor saturado que, al incidir y pasar a través de la turbina, experimenta una transformación adiabática reversible, convirtiéndose en vapor húmedo a la presión del condensador. Luego, este vapor húmedo se condensa hasta la saturación en dicho intercambiador de calor. Por último este líquido saturado es comprimido reversible y adiabáticamente desde la presión del condensador hasta la presión de la caldera, operación que realiza la bomba y como resultado del cual ocurre un ligero aumento de temperatura.

En la práctica, el diseño de una máquina térmica que opere con una turbina de vapor generalmente incluye una etapa de recalentamiento donde el vapor generado en la caldera pasa de vapor saturado a vapor sobrecalentado. El ciclo se denomina entonces *ciclo de Rankine con recalentamiento*, que es el ciclo en que se basan los diseños de las instalaciones termoenergéticas modernas. El proceso de recalentamiento tiene lugar en un elemento de la caldera llamado recalentador, en el que entra vapor saturado y sale vapor recalentado. Los procesos que sufre el agua en este ciclo se ilustran en los diagramas de la Figura 2.

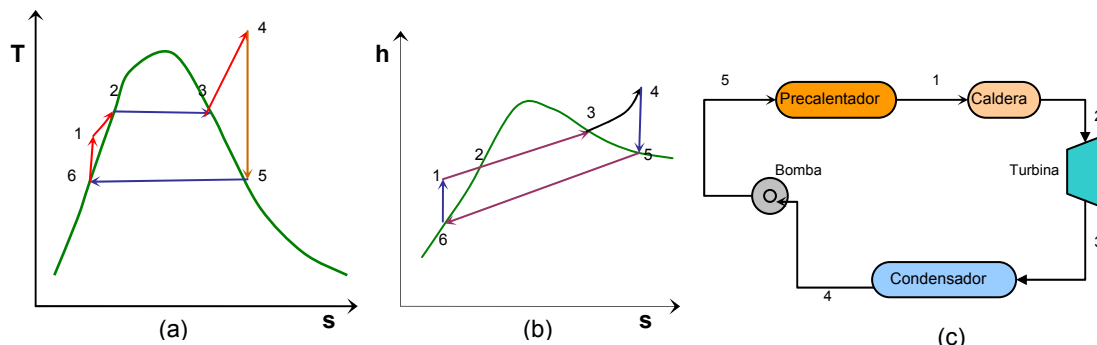


Figura 2. Ciclo de Rankine con recalentamiento. a) Diagrama T-s. b) Diagrama h-s. c) Diagrama de una máquina térmica que realiza el ciclo de Rankine.

Dado que la temperatura al final de las etapas de absorción de calor es superior en un ciclo con recalentamiento, el rendimiento térmico del mismo será superior al del ciclo simple. El trabajo hecho por el fluido en la expansión isentrópica a través de la turbina es:

$$w_{it} = h_4 - h_5$$

El trabajo necesario para accionar la bomba es:

$$w_{ic} = h_1 - h_6$$

Por lo que el trabajo neto del ciclo vendrá dado por:

$$w_{ciclo} = w_{it} - w_{ic} = (h_4 - h_5) - (h_1 - h_6)$$

Y puesto que el calor absorbido es $q_{abs} = q_{41} = h_4 - h_1$, el rendimiento térmico es:

$$\eta_t = \frac{w_{ciclo}}{q_{abs}} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_1 - h_6)}{h_4 - h_1}$$

Además de la temperatura del vapor que entra a la turbina existen otros factores que influyen en el rendimiento del ciclo Rankine, uno de ellos es la presión de la caldera que cuando aumenta manteniéndose constante la temperatura del vapor, ocasiona una disminución

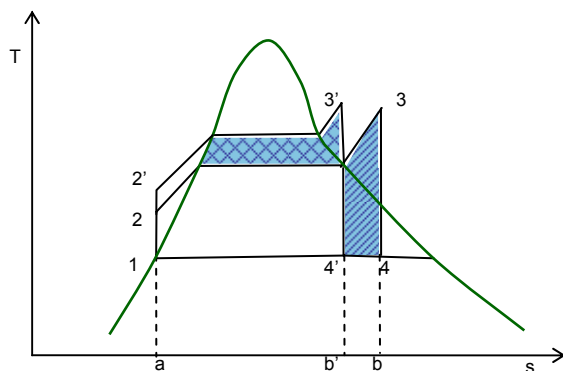


Figura 3. Efecto de la presión del vapor en el ciclo Rankine

en el calor que éste absorbe y que está representada en la Figura 3 por el área $b'-4'-4-b-b'$. Por otro lado, el trabajo neto se incrementa por el área doblemente sombreada. Así, el trabajo neto tiende a mantenerse constante pero el calor que absorbe el vapor disminuye produciendo que el rendimiento del ciclo Rankine aumente.

Teniendo en cuenta que ninguna máquina térmica real que opere cíclicamente entre dos recintos a temperaturas constantes puede tener un rendimiento superior al de una máquina térmica reversible que opere entre los mismos recintos; resulta esencial en el estudio de las máquinas térmicas y los ciclos termodinámicos determinar su eficiencia y detectar las causas que ocasionan que su rendimiento disminuya. Algunas de las causas de las irreversibilidades en un ciclo real de Rankine son:

- ▲ Pérdidas en las tuberías: Debidas al descenso de presión, provocado por la fricción y la transmisión de calor al medio exterior.
- ▲ Pérdidas en la turbina y en la bomba: Asociadas con el flujo de la sustancia de trabajo a través de la turbina y la bomba, respectivamente.
- ▲ Pérdidas en el condensador: Causadas por el enfriamiento del líquido que sale del condensador por debajo de la temperatura de saturación.

Para determinar la eficiencia de una máquina es preciso comparar el ciclo real descrito por el fluido de operación con el ciclo que describiría si todas las etapas del ciclo transcurriesen reversiblemente. Para hacer esa comparación es imprescindible estudiar el rendimiento de los ciclos real e ideal.

La eficiencia de una máquina térmica suele medirse por el rendimiento efectivo que está dado por la relación que existe entre el verdadero trabajo cedido al consumidor exterior y la cantidad de calor suministrada a la máquina:

$$\eta_e = \frac{\text{Trabajo cedido por la máquina}}{\text{Calor suministrado a la máquina}}$$

En la Figura 4 se ilustran los diagramas correspondientes a un ciclo de Rankine en el que la expansión adiabática a través de la turbina es reversible (4→5) o irreversible (4→5').

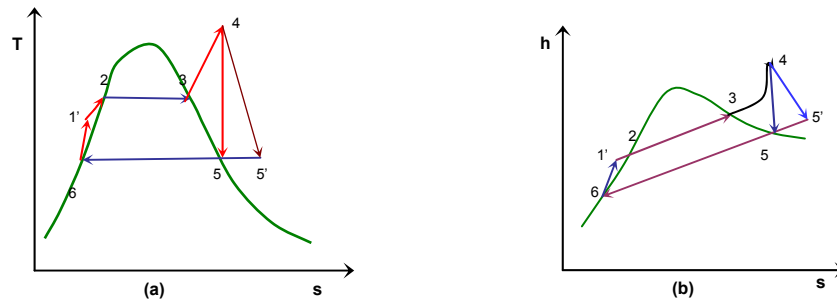


Figura 4. Expansiones adiabáticas reversibles e irreversibles a través de la turbina en el ciclo de Rankine.

El trabajo producido durante la expansión adiabática reversible es: $w_{45} = h_4 - h_5$; mientras que en la expansión adiabática irreversible $4 \rightarrow 5'$ es: $w_{45'} = h_4 - h_{5'}$. De modo que $w_i < w_r$. La diferencia $w_r - w_i$ representará el trabajo perdido como consecuencia de las irreversibilidades del proceso real:

$$w_r - w_i = (h_4 - h_5) - (h_4 - h_{5'}) = h_{5'} - h_5 = w_p$$

El rendimiento isentrópico de la turbina o rendimiento relativo interno de expansión del ciclo será:

$$\eta_{it} = \frac{w_i^{\text{exp}}}{w_r^{\text{exp}}} = \frac{h_4 - h_{5'}}{h_4 - h_5}$$

Análogamente, el trabajo empleado en mover la bomba, si no hubiesen pérdidas es:

$$w_r^{comp} = h_6 - h_1 \quad \text{o} \quad |w_r^{comp}| = h_1 - h_6$$

y si la compresión fuese irreversible,

$$w_i^{comp} = h_6 - h_1, \quad \text{o} \quad |w_i^{comp}| = h_1 - h_6$$

La calidad de la bomba se puede juzgar determinando el rendimiento de compresión isentrópico o rendimiento relativo interno de compresión:

$$\eta_{ic} = \frac{w_r^{comp}}{w_i^{comp}} = \frac{h_1 - h_6}{h_1 - h_6}$$

El trabajo neto del ciclo será:

$$w_i^{ciclo} = \eta_{it} \cdot w_r^{exp} - \frac{1}{\eta_{ic}} \cdot w_r^{comp} = \eta_{it} \cdot (h_4 - h_5) - \frac{1}{\eta_{ic}} (h_1 - h_6)$$

y el rendimiento relativo interno para el conjunto turbina-bomba:

$$\eta_{rel} = \frac{w_i^{ciclo}}{w_r^{ciclo}} = \frac{\eta_{it} \cdot (h_4 - h_5) - \frac{h_1 - h_6}{\eta_{ic}}}{(h_4 - h_5) - (h_1 - h_6)}$$

Con ayuda de los resultados obtenidos para el ciclo ideal, el rendimiento interno, η_i , del ciclo real es:

$$\eta_i = \frac{w_i^{ciclo}}{q_{abs}} = \frac{\eta_{it} \cdot (h_4 - h_5) - \frac{h_1 - h_6}{\eta_{ic}}}{h_4 - h_1}$$

y al ser el rendimiento térmico

$$\eta_t = \frac{w_r^{ciclo}}{q_{abs}^r} = \frac{w_r^{ciclo}}{h_4 - h_1}$$

se verificará que

$$\frac{\eta_i}{\eta_t} = \eta_{rel}^{ciclo} \cdot \frac{h_4 - h_1}{h_4 - h_1'}$$

En el anterior análisis se valora el rendimiento interno de la turbina y de la bomba principal que incluye las pérdidas debidas al flujo de la sustancia de trabajo del ciclo.

FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA DE POTENCIA

Los elementos principales que componen una máquina de potencia son: caldera, turbina, condensador y bomba. La combustión de carbón, fuel, gas u otro combustible apropiado ocurre en la caldera, donde el calor liberado durante la reacción de combustión es aprovechado para calentar y evaporar agua. El vapor allí generado se transporta por medio de una tubería hasta la turbina, en donde hace girar los álabes de ésta, y cuyo eje rotor, en las plantas de generación eléctrica gira solidariamente con el de un generador que produce la energía eléctrica. Luego, el vapor es enfriado en un condensador y convertido otra vez en agua, que vuelve a la caldera al ser impulsado por una bomba, comenzando un nuevo ciclo.

CALDERA

Una caldera de vapor es un recipiente cerrado en el cual se produce vapor de agua a presiones específicas superiores a la atmosférica. Las calderas se componen de un compartimento donde se consume el combustible y otro donde el agua se convierte en vapor. El calor que se produce al quemar el combustible se transfiere a través del material que separa ambos compartimentos hasta calentar el agua y producir su evaporación.

La configuración de las calderas ha evolucionado mucho a través del tiempo. El primer avance significativo de la caldera lo introdujo James Watt, cuya caldera estaba constituida por un recipiente esférico o cilíndrico que se calentaba por abajo con una hoguera. Esta caldera construida en 1785, consistía en un almacén horizontal cubierto de ladrillo con conductos para dirigir los gases calientes de la combustión sobre la caldera. Watt utilizó en la construcción de su caldera, la

válvula de seguridad de palanca, manómetros para medir la presión y grifos para controlar el flujo de agua y vapor.

Las modernas calderas tubulares pueden operar a presiones de 340 atm y generar más de 4.000 toneladas de vapor por hora. Además, las temperaturas de combustión pueden superar los 1.650°C. Dado este amplio intervalo en las condiciones de operación han podido construirse diversos tipos de calderas que se pueden clasificar de acuerdo al fluido que circula por los tubos: los gases o el agua; y también de acuerdo a su configuración: vertical u horizontal.

Calderas acuotubulares. En éstas los productos de combustión rodean a los tubos y el agua circula en el interior de los mismos, que se inclinan hacia un recipiente o domo en el punto más alto. Este tipo de caldera se utiliza en aplicaciones industriales, proporcionando capacidades hasta de casi un millón de libras de vapor por hora, operando a presiones de diseño desde 100 psi hasta 1200 o 1400 psi, con temperaturas de vapor que varían desde la saturación hasta 540°C.

Calderas pirotubulares. La flama y los productos de combustión pasan a través de los tubos. El agua calentada rodea el haz de tubos. Este tipo de caldera incluye un casco rígido que contiene el agua y el espacio de vapor, dentro del casco están las placas que soportan los grupos de tubos y los tubos que son porciones del recipiente a presión. Las calderas pirotubulares no son muy grandes utilizándose en aplicaciones hasta de aproximadamente 30000 libras de vapor por hora para operar a baja presión (15 psi) y como calderas de potencia (hasta aproximadamente 300 psi de presión de vapor).

Calderas tipo horizontal. Se llaman así por la disposición horizontal de la tubería donde circulan los gases calientes, producto de la combustión. Se clasifican según el número de pasos, pueden ser de 1 hasta 4 pass dado el número de veces que

el humo recorra la longitud de la caldera. Entre mayor número de pasos posea será más eficiente, pues se aprovecha en mayor parte el calor de los humos.

Caldera tipo vertical. Como su nombre lo indica los tubos están dispuestos en forma vertical. Este modelo de calderas comúnmente se encuentra de dos pasos en la industria y se utiliza comúnmente para pequeñas demandas de vapor. Este tipo de caldera tiene algunas ventajas sobre la horizontal: tiene un menor costo, su instalación es rápida y sencilla, necesita un menor espacio en el piso.

TURBINA

Una turbina es un equipo donde se convierte en energía mecánica la energía de una corriente de agua, vapor de agua o gas. El elemento básico de la turbina es la rueda o rotor, que cuenta con palas, hélices, cuchillas o cubos colocados alrededor de su circunferencia, de tal forma que el fluido en movimiento produce una fuerza tangencial que impulsa la rueda y la hace girar. Esta energía mecánica se transfiere a través de un eje para proporcionar el movimiento de una máquina, un compresor, un generador eléctrico o una hélice. Las turbinas se clasifican en turbinas hidráulicas o de agua, turbinas de vapor y turbinas de combustión. Hoy la mayor parte de la energía eléctrica mundial se produce utilizando generadores movidos por turbinas.

En una turbina de vapor se extrae energía del vapor de agua. Tiene varias ventajas con respecto a la máquina de vapor que también se hace funcionar para aprovechar la energía del vapor de agua. Mientras que la máquina de vapor de vaivén utiliza la presión del vapor, la turbina consigue mejores rendimientos al utilizar también la energía cinética de éste. Desde el punto de vista de la mecánica, tiene la ventaja de producir directamente un movimiento giratorio sin necesidad de una manivela o algún otro medio de convertir la energía de vaivén en energía rotatoria. Como resultado de ello, la turbina de vapor terminó por

reemplazar a las máquinas de vaivén en las centrales generadoras de energía eléctrica.

Las turbinas de vapor en la industria se utilizan para poner en movimiento máquinas, bombas, compresores y generadores eléctricos. La potencia que se obtiene puede ser de hasta 1.300 MW.

El funcionamiento de la turbina de vapor se basa en el principio termodinámico que expresa que cuando el vapor se expande disminuye su temperatura y se reduce su energía interna. Esta reducción de la energía interna se transforma en energía mecánica por la aceleración de las partículas de vapor, lo que permite disponer directamente de una gran cantidad de energía.

Si bien están diseñadas de formas diferentes, las partes fundamentales de las turbinas de vapor son similares. Consisten en boquillas o chorros a través de los que pasa el vapor en expansión, descendiendo la temperatura y ganando energía cinética, y palas sobre las que actúa la presión de las partículas de vapor a alta velocidad. La disposición de los chorros y las palas depende del tipo de turbina.

Además de estos dos componentes básicos, las turbinas cuentan con ruedas o tambores sobre los que están montadas las palas, un eje para las ruedas o los tambores, una carcasa exterior que retiene el vapor dentro de la zona de la turbina, y varios componentes adicionales: cojinetes de contacto plano para sostener el eje, cojinetes de empuje para mantener la posición axial del eje, un sistema de lubricación de los cojinetes y un sistema de estanqueidad que impide que el vapor salga de la turbina y que el aire entre en ella. La velocidad de rotación se controla con válvulas en la admisión de vapor de la máquina. La caída de presión en las palas produce además una fuerza axial considerable en las palas móviles.

CONDENSADOR

El condensador es un equipo diseñado para que una sustancia en estado gaseoso sufra un cambio de estado por intercambio de calor con otro que se encuentra a menor temperatura. Existen dos métodos generales para condensar el vapor que sale de la turbina. Uno es mezclar el agua fría con el vapor y es llamada condensación jet. Otro método es pasar el vapor sobre superficies metálicas, las cuales son mantenidas frías debido a la circulación de agua. Este método es llamado condensación de superficie, y es utilizado cuando el contacto directo entre el vapor de proceso y el fluido de enfriamiento es indeseable. Los condensadores de superficie, entonces, presentan dos compartimentos, uno para el fluido caliente que es la sustancia que se quiere condensar; y otro para el fluido de enfriamiento, al cual se transfiere el calor latente resultado de la condensación del fluido caliente. Habitualmente los condensadores presentan dos geometrías diferentes: doble tubo y carcasa y tubos. El condensador de doble tubo consta de dos tubos concéntricos, por cada uno de los cuales circula uno de los fluidos, ya sea el caliente o el frío. El condensador de carcasa y tubos está conformado por una carcasa en cuyo interior se dispone un haz de tubos; un fluido circula por la carcasa, el otro por los tubos.

BOMBA

Una bomba es un equipo a través del cual se transfiere energía a un líquido para transportarlo de un lugar a otro o para comprimirlo. Los medios por los cuales se logra imprimir movimiento a un líquido son diversos: gravedad, desplazamiento, fuerza centrífuga, fuerza electromagnética, impulso mecánico, transferencia de cantidad de movimiento o una combinación de estos.

Las bombas centrífugas, también denominadas rotativas, tienen un rotor de paletas giratorio sumergido en el líquido. El líquido entra en la bomba cerca del eje del rotor, y las paletas lo arrastran hacia sus extremos a alta presión. El rotor también proporciona al líquido una velocidad relativamente alta que puede transformarse en presión en una parte estacionaria de la bomba, conocida como difusor.

En todas las bombas deben tomarse medidas para evitar la cavitación (formación de un vacío), que reduciría el flujo y dañaría la estructura de la bomba.

DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

Los elementos principales del ciclo de potencia diseñado son: caldera, horno recalentador, turbina, condensador, tanque de alimentación, bomba. En primer lugar, el agua es bombeada a la caldera donde por intercambio de calor con una corriente de gases de combustión sufre un cambio de estado, generándose así vapor. A continuación, el vapor pasa por un horno donde se recalienta por encima de su temperatura de saturación y de ahí es conducido a la turbina donde se expande produciendo trabajo. El vapor de escape de la turbina pasa al condensador donde regresa al estado líquido y puede volver al tanque de alimentación, desde donde es nuevamente bombeado hasta la caldera. El diagrama completo del equipo se encuentra en la Fig. 5.

C: Caldera. La caldera es pirotubular del tipo horizontal. Las especificaciones técnicas de ésta se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Especificaciones de la caldera			
Marca	COLMÁQUINAS	Atomización	Mecánica
Modelo	CH2-30-150	Ignición	Gas
Pasos	2	Presión de operación	125 PSI
Quemador	5LG-6	Altura sobre el nivel del mar	3340 ft
Control de combustión	ON-OFF	Capacidad	30 BHP
Combustible	Fuel Oil 2 Y Gas	Generación calorífica*33475*BHP	1'004.250 Btu / h

La caldera cuenta además con una serie de accesorios y elementos de control que permiten vigilar su correcto funcionamiento, éstos se encuentran relacionados en la Tabla 2.

Tabla 2. Instrumentos de control y accesorios de la caldera.			
Conjuntos de control	Descripción	Conjuntos de control	Descripción
Quemador	Unidad de encendido a gas	Purgas.	Válvula de cierre lento.
	Control de presión aire de combustión		Válvula de cierre rápido.
	Control de presión alta de gas	Alimentación de agua	Bomba
	Válvula solenoide ignición		Control de nivel
Válvula de compuerta	Manómetro		
Combustión	Bomba para combustible		Nivel visible
	Manómetro para combustible		Termómetro
	Válvula solenoide acción rápida		Válvula compuerta
	Válvula solenoide acción lenta		Válvula de globo
	Válvula de cierre para gas		Cheque de globo
	Válvula de cierre lento		Tanque de condensados
	Válvula de cierre rápido		Manómetro.
	Válvula motorizada para gas	Control de presión	Control límite de presión
Control de nivel Mc Donnel.	Válvula de seguridad		
Nivel visible.			
Control de nivel	Válvula de compuerta.		

H: Horno recalentador. La configuración del horno es la de una coraza cilíndrica que contiene un haz de tubos. Por la coraza, circulará el vapor de agua; y por los tubos, los gases de combustión. Uno de los tubos constituye la cámara de combustión donde se quema combustible (gas natural) en presencia de oxígeno atmosférico, dando paso a la formación de los gases de combustión. Al final de la cámara de combustión se encuentra la caja de humos intermedia que conduce los gases de combustión desde la cámara de combustión hasta los tubos de humos. Los gases terminan su recorrido a través del recalentador en la caja de humos final desde donde pasan a la chimenea y de ahí, hacia el exterior.

A la entrada de la cámara de combustión se encuentra el quemador, conformado por un cuerpo de forma cilíndrica, que se comunica con un ducto para el aire y con una entrada de gas.

Todo el cuerpo del horno recalentador está recubierto con un material aislante de calor para limitar el flujo de calor hacia la región exterior de manera que sea mínimo.

En la Tabla 3 se relacionan las dimensiones más importantes del diseño del horno.

Componente	Diámetro nominal (plg)	Longitud (m)
Cámara de combustión	2	0.32
Tubos de humos	1	0.24
Coraza	8	0.40
Caja de humos	8	0.08
Cuerpo del horno	10	0.44

El horno al igual que todos los equipos del ciclo de potencia posee elementos para la medición de las propiedades del vapor a la entrada y salida del horno, los cuales son:

T1: Termómetro para la entrada del vapor al horno.

P1: Manómetro para la entrada del vapor al horno.

T2: Termómetro para la salida del vapor del horno.

P2: Manómetro para la salida del vapor del horno.

y elementos de control tales como:

V7: Válvula que controla el suministro de combustible al horno.

T: Turbina. La turbina tiene como limitante la máxima presión de operación de la caldera, sin embargo puede operar sin inconvenientes en un intervalo de presiones y temperaturas para posibilitar el desarrollo de las prácticas experimentales. Las especificaciones de ésta se encuentran relacionadas en la Tabla 4.

Tabla 4. Especificaciones de la turbina			
Marca	Skinner	Máxima presión de escape	150 psi
Referencia	SB-18	Intervalo de velocidad	800 / 7000 rpm
Material	Acero inoxidable	Tipo de conexión	Bola
Máxima presión de entrada	900 psi	Diámetro del rotor	18 plg
Máxima temperatura de entrada	900°F	Potencia máxima	400 hp

La turbina posee elementos para la medición de las propiedades del vapor a la entrada y salida del horno, los cuales son:

T3: Termómetro para la entrada del vapor a la turbina.

P3: Manómetro para la entrada del vapor a la turbina.

T4: Termómetro para la salida del vapor de la turbina.

P4: Manómetro para la salida del vapor de la turbina.

Debido a que es necesario que por ninguna razón entre agua a la turbina, pues ocasiona la corrosión de los álabes, como elemento de control o seguridad se cuenta con una válvula V12 que permite purgar la línea de vapor que llega a la turbina de los condensados que se puedan encontrar en la tubería.

C: Condensador. La configuración del condensador es la de un intercambiador de calor con cabezal de tubos flotante y anillo seccionado, en el cual el fluido de la coraza, vapor de agua, fluye en un solo paso por ésta, y el fluido de los tubos, agua de enfriamiento, en 4 pasos. Sus dimensiones se resumen en la Tabla 5.

Tabla 5. Dimensiones del condensador			
Coraza: Vapor de agua		Tubos: Agua de enfriamiento	
Diámetro externo (in)	12,75	Diámetro externo (in)	1
Diámetro interno (in)	12,09	Diámetro interno (in)	0,704
Espaciado deflectores (in)	6,05	Número de tubos	68
Arreglo tubos (in) triangular	1,25	Pasos x tubos	4
Claro	0,021	Longitud de los tubos (ft)	7

La medición de las propiedades del vapor a la entrada del condensador corresponde a la realizada a la salida de la turbina, a la salida del condensador se cuenta con los siguientes elementos de medición:

T5: Termómetro para la salida del condensado.

P5: Manómetro para la salida del condensado.

Además para el funcionamiento del condensador se requieren de los siguientes accesorios:

V13: Válvula de suministro de agua de enfriamiento.

V14: Válvula que permite purgar el condensador antes de arrancar y al finalizar el ciclo, y además se puede emplear para tomar muestras del vapor condensado cuando sea necesario.

T: Tanque de alimentación de agua a la caldera. La caldera cuenta con un tanque de pequeñas dimensiones que permite el almacenamiento del vapor condensado en el ciclo de potencia y del proveniente del tanque principal del laboratorio la cual debe ser previamente suavizada. Las especificaciones de este tanque se encuentran en la tabla 5.

Tabla 5. Especificaciones del tanque de alimentación de agua.	
Marca	Distral
Capacidad	70 GLS
Material	Acero inoxidable
Diámetro	0.44m
Longitud	1m

Para su correcto funcionamiento el tanque cuenta con controles de nivel, presión y temperatura.

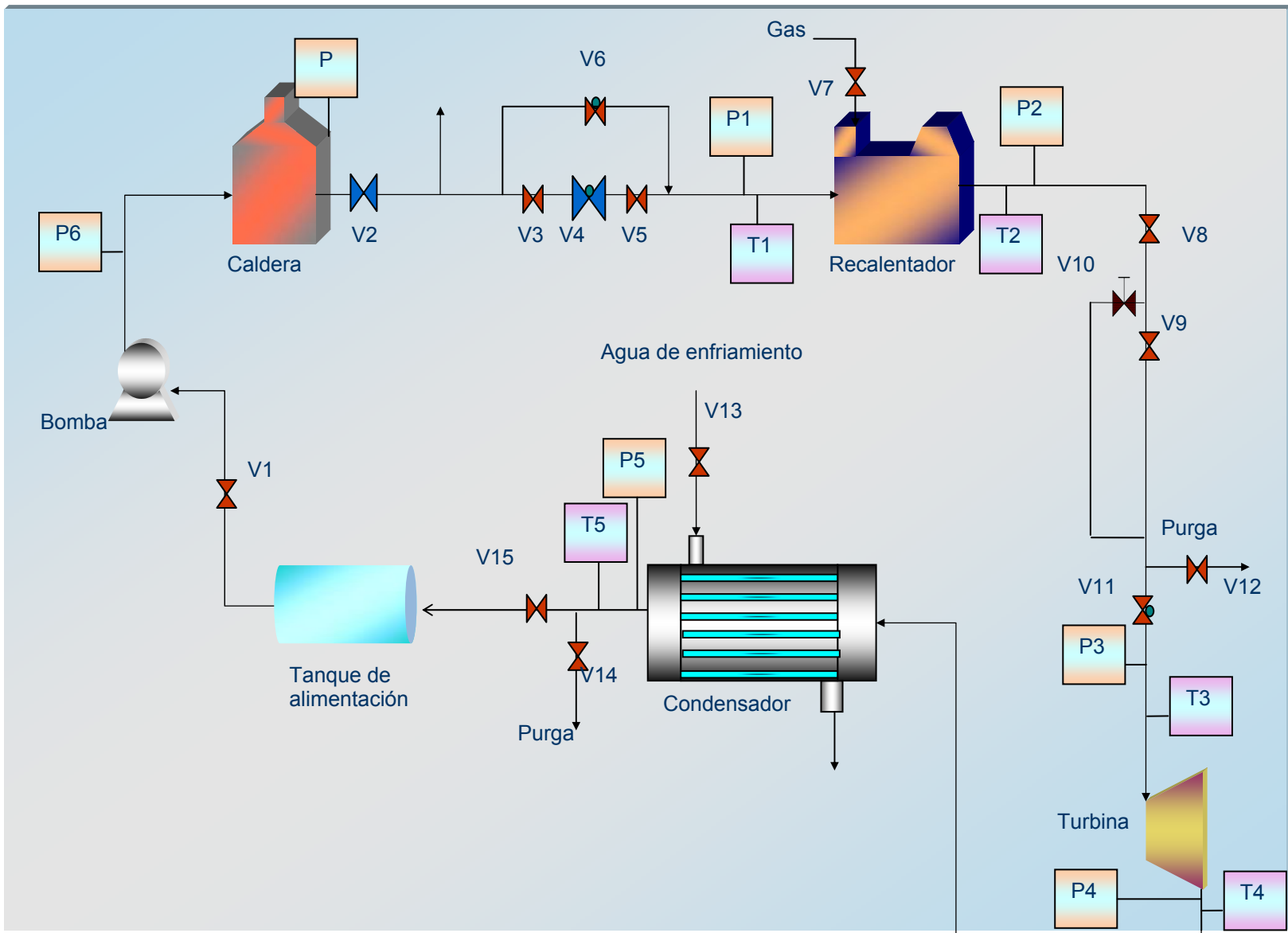
B: Bomba. Es la encargada de enviar la cantidad de agua necesaria para el correcto funcionamiento de la caldera, en el momento en que el control de nivel de la caldera alcance su set point la bomba dejará de suministrar el agua. Las especificaciones de la bomba se relacionan en la tabla 6.

Tabla 6. Especificaciones de la bomba de alimentación de agua a la caldera.	
Marca	Aurora
Referencia	F5T
Máxima presión hidrostática	450Psi
Máxima presión de operación	300Psi
Máxima presión de succión	4 series 75Psi, 5 series 150Psi, 6 series 300Psi
Máxima temperatura	Packing 275°F, Mechanical Seal 212°F
Máxima velocidad de operación	1750 RPM
Material	Bronce
Material eje	Acero inoxidable
Potencia del motor	3.6 HP
Velocidad del motor	1710 rpm
Marca del motor	Siemens
Tipo de motor	1LA3

t: Tubería. El ciclo de potencia cuenta con dos tipos de tubería, la tubería principal tiene 24 m y la tubería alterna son 6.10 m. Las especificaciones de éstas se relacionan en la Tabla 7.

Tabla 7. Especificaciones de la tubería.	
Tubería principal	Diámetro 1". Material: Acero A53-API5L-A106
Tubería alterna	Diámetro 1/2". Material: Acero A53-API5L-A106

NOMENCLATURA PARA EL DIAGRAMA DEL CICLO DE POTENCIA	
V1, V7	Válvula de suministro de agua a la bomba, de suministro de gas al recalentador
V2, V4	Válvulas de control de presión, de control de flujo
V3, V5	Válvulas de compuerta antes y después de V4
V6, V11	Válvulas de globo alterna a control de flujo y a la entrada de la turbina
V8, V9	Válvulas de compuerta en línea principal hacia la turbina
V10	Válvula de compuerta en línea alterna hacia la turbina
V12, V14	Válvulas para las purgas de condensado
V13, V15	Válvulas de compuerta para entrada de agua de enfriamiento, y hacia el tanque de alimentación
P1,P2,P3,P4,P5	Manómetros entrada y salida del horno, entrada y salida de la turbina, salida del condensador
T1,T2,T3,T4,T5	Termómetros entrada y salida del horno, entrada y salida de la turbina, salida del condensador



OPERACIÓN DEL EQUIPO

1. Para iniciar la operación del ciclo de potencia es necesario que la caldera ya esté funcionando²² y que todas las válvulas del ciclo estén cerradas.
2. Después de verificar esto, se debe purgar la línea de vapor que llega a la turbina:
 - a) Abrir la válvula V3, V5, V8, V9, V12 y V14. Verificar que los sistemas de control de flujo (V4) y de combustible (V7) funcionan correctamente.
 - b) Esperar a que se evacue todo el condensado retenido en la tubería.
 - c) Cerrar la válvula V12 en el momento en que salga únicamente vapor.
3. Cerrar la válvula V14 y abrir las válvulas V7, V13, V11 y V15 con lo cual se permite el paso de vapor a la turbina y al condensador.
4. Esperar a que el sistema se estabilice, es decir, alcance una presión igual a 100 psig en el manómetro P1.
5. Registrar las mediciones en la hoja de datos de la práctica.
6. Una vez realizada la experiencia, se procede a apagar el ciclo, cerrando las válvulas V3, V7, V11 y abriendo la válvula V12. Finalmente se deben cerrar todas las válvulas restantes.

²² Al finalizar el procedimiento se encuentra el encendido de la caldera.

ARRANQUE DE LA CALDERA

Antes de encender la caldera deben haberse cumplido todos los requisitos de inspección y pruebas que aseguran una operación segura. Además, debe revisarse que los instrumentos usados para monitoreo estén en condiciones de trabajo. Así mismo es necesario que las lecturas de presión, temperatura y las indicaciones de exceso de aire sean confiables.

Durante el arranque o período de calentamiento la rata de combustión debe limitarse para no exceder el límite de aumento de temperatura de saturación del vapor operando el control de combustión en posición manual y bajo fuego.

- Precauciones iniciales en el encendido

Para asegurar que exista en el hogar una atmósfera rica en aire, que de un máximo margen de seguridad durante los arranques, es obligatorio que se mantenga suficiente flujo de aire confirmado con medición del exceso de aire o porcentaje de oxígeno.

Esto previene la posibilidad de que se acumulen mezclas explosivas, debido a ignición pobre o retardada, después de que el combustible se introduce al hogar.

El flujo de aire se incrementa proporcionalmente al incremento de combustible, con ajustes apropiados de la válvula reguladora de combustible se mantiene el oxígeno requerido.

- Observaciones durante el calentamiento

Durante el calentamiento deben verificarse los siguientes puntos:

- Expansión de la cubierta metálica, puntos calientes, torcimientos.
- Los equipos y la tubería que están unidos a la caldera no deberán estar sometidos a esfuerzos sino libres para dilatar.
- Todos los equipos de enfriamiento deben trabajar normalmente.
- Todos los equipos de lubricación deben inspeccionarse para constatar su operación regular.
- Verificación de sistema de combustión: cámara de combustión sin residuos de combustible no quemado, humos de la chimenea, suministro de combustible, etc.
- Sistema de control de agua de alimentación y de caldera operando correctamente.

Secuencia de arranque en frío de la caldera pirotubular combustible líquido y/o gaseoso.

Este procedimiento aplica cuando la temperatura del agua la caldera es 90°C o menos. El tiempo requerido para el arranque depende de la temperatura inicial del agua la caldera. Se asume que hay suficiente suministro de combustible para la ignición y la normal operación de agua alimentación, de agua de enfriamiento y de aire antes de iniciar el periodo de calentamiento. Antes de iniciar operación alguna se debe verificar:

- Superficies internas de la caldera limpias y libres de depósitos adherentes
- Todas las conexiones de la caldera correctamente aseguradas. Limpieza de estas conexiones.
- Conductos de aire y gases libres de elementos extraños. Refractario en buenas condiciones y previsiones de expansión apropiadas.
- Puertas de acceso aseguradas.

- No hay válvulas de seguridad amordazadas y tienen facilidad de accionamiento manual.
- Todos los servicios están disponibles: agua de alimentación, compresor de aire, combustible de ignición, combustible principal, etc.
- Suministro eléctrico a los paneles de control correcto.
- Todos los controles e instrumentos están disponibles para operación.
- Las válvulas de corte manual individuales al quemador están cerradas.
- Todas las válvulas de la caldera operan correctamente y están en las posiciones para el arranque.

A continuación se llena la caldera siguiendo los siguientes pasos:

- Verificar que el sistema de bombeo de agua alimentación está operando.
- Abrir la válvula de corte en la línea alimentación de agua a la caldera.
- Comenzar a llenar la caldera. La rata de llenado debe ser controlada para asegurar el completo venteo de aire de la caldera.
- Cerrar los venteos de la línea de alimentación cuando el agua reboce libre y continuamente por ellos.
- A medida que suba el nivel de agua en la caldera, verificar que el corte por muy bajo nivel y las indicaciones por bajo nivel actúan apropiadamente.
- Llenar la caldera dejando el nivel aproximadamente cinco centímetros por debajo del nivel normal.
- Cerrar la válvula de alimentación de agua o la de llenado manual o parar la bomba, según sea el caso.
- Verificar la disponibilidad de sistema de combustible.

- Revisar el equipo de quemadores: boquillas limpias y apropiadamente instaladas, conectores de la parte eléctrica acoplados, válvulas manuales individuales del combustible abiertas.
 - Verificar la apropiada operación del registro de salida del ventilador.
 - Verificar el sistema de rodamientos del ventilador y de motor.
 - Iniciar la secuencia del programador verificando que sistema de combustión se encuentre en manual y bajo fuego.
 - Verificar que todos enclavamientos para encendido están satisfechos efectuando siempre el barrido de gases.
 - Verificar y efectuar los ajustes necesarios a la relación aire/combustible para mantener la llama y el exceso de aire apropiado en bajo fuego.
 - Cuando se perciba que el vapor sale fuerte y continuamente por los venteos y que la presión del tambor pasa de 25 psig, cerrar la válvula de venteo ubicada en la columna de agua de la caldera.
 - Verificar que se mantiene el nivel normal de agua.
 - Verificar frecuentemente los movimientos de expansión de la caldera.
 - Cuando las condiciones del vapor sean aproximadamente las de trabajo se debe proceder a coloca el control de combustión en posición "Modulando" y colocar la caldera en línea.
- Puesta en línea de la caldera

Conexión a una línea fría

- Abrir la línea de drenaje de la línea fría y by-pass de las trampas de la línea principal.
- Abrir parcialmente la válvula de salida de vapor.
- Realizar el calentamiento de la línea de vapor lentamente.

- Cuando la línea esté caliente y a plena presión, abrir completamente la válvula de salida de vapor.
- Cuando se haya establecido un flujo normal de vapor, cerrar los drenajes y abrir las trampas de la línea principal, comprobando que éstas se pongan en funcionamiento.
- Comprobar la abertura de todas las válvulas de acuerdo con las necesidades específicas de los equipos.
- Proceder con la operación normal

Conexión a una línea caliente

- Con la línea caliente y a la presión requerida, obtenida con otras unidades y con la presión de la caldera aproximadamente 10 psig por debajo de la presión de la línea, abrir ligeramente la válvula. No debe abrirse la válvula completamente hasta que la presión de la caldera exceda la de la línea.
- Abrir la válvula lentamente hasta la totalidad de su recorrido sólo cuando se observe flujo de vapor.
- Comprobar que la presión de la caldera es la que se requiere en la operación normal de los equipos.
- Proceder con la operación manual.

MODELAMIENTO MATEMÁTICO DE LOS EQUIPOS

□ HORNO RECALENTADOR

Nomenclatura

A_{cc}	Área de transferencia de calor de la cámara de combustión
A_{th}	Área de transferencia de calor en los tubos de humos
D_E	Diámetro externo de la coraza del horno
D_I	Diámetro interno de la coraza del horno
h^0	Entalpía a la temperatura de referencia, T^0
h_f^0	Entalpía de formación a la temperatura de referencia T^0
h_a	Entalpía a la temperatura de los productos
H_C	Poder calorífico del combustible
$h_{conv,v}$	Coefficiente convectivo de transferencia de calor del lado del vapor
$h_{conv,w}$	Coefficiente convectivo de transferencia de calor en el ambiente exterior
h_{recal}	Entalpía del vapor a la salida del recalentador.
h_{rxn}	Entalpía a la temperatura de los reactivos
h_{sat}	Entalpía del vapor a la entrada del recalentador.
K_{ais}	Conductividad térmica del material aislante
K_{tub}	Conductividad térmica del material de la coraza del horno
L	Longitud del horno
m_{aire}	Flujo másico de aire que entra a la cámara de combustión
m_C	Flujo másico de combustible
m_G	Flujo másico de gases de combustión
m_v	Flujo másico de vapor que entra al recalentador.
n_e	Moles del producto e
n_i	Moles del reactivo i
Q_C	Potencia requerida en el horno

Q_{RECAL} Calor absorbido por el vapor proveniente de la caldera en el recalentador.

T_G Temperatura de los gases de combustión

T_s Temperatura superficial de la cámara de combustión

T_v Temperatura del vapor en el interior del recalentador

$T_{w,ext}$ Temperatura del ambiente exterior

α_G Facultad absorbente del gas calculada a T_s

ΔX_{ais} Espesor del aislante

ϵ_G Emisividad del gas (mezcla de gases de combustión)

ϵ_s Emisividad de la superficie (acero)

η_C Eficiencia del recalentador

σ Constante de Steffan-Boltzmann

Balances de masa y energía en el recalentador

- Balance de calor en el proceso de combustión

$$Q_C = \eta_C \cdot m_C \cdot H_C$$

Además, la potencia requerida en el horno es la suma del calor absorbido por el vapor y las pérdidas por transmisión de calor hacia el ambiente exterior;

$$Q_C = Q_{RECAL} + Q_{PÉRDIDAS}$$

- Balance de energía para el vapor

$$Q_{RECAL} = m_v \cdot (h_{recal} - h_{sat})$$

- Pérdidas por transmisión de calor hacia el ambiente exterior.

$$Q_{PÉRDIDAS} = \frac{T_{\infty,ext} - T_v}{\frac{1}{\pi \cdot D_E \cdot L \cdot h_{conv,v}} + \frac{LN(D_E / D_I)}{2 \cdot \pi \cdot K_{tub} \cdot L} + \frac{LN((D_E + \Delta X_{ais}) / D_E)}{2 \cdot \pi \cdot K_{ais} \cdot L} + \frac{1}{\pi \cdot (D_E + \Delta X_{ais}) \cdot L \cdot h_{conv,\infty}}}$$

- Flujo másico de combustible requerido en el horno

$$m_C = \frac{Q_C}{\eta_C \cdot H_C}$$

- Balance global de masa

$$m_C + m_{aire} = m_G$$

- Balance de energía durante la reacción de combustión

$$\sum_{\text{reactivos}} n_i \cdot [h_f^0 + (h_{rxn} - h^0)] = \sum_{\text{productos}} n_e \cdot [h_f^0 + (h_a - h^0)]_e$$

Fenómenos de transferencia de calor en el recalentador.

La configuración adoptada para el horno y que se refirió antes, indica que debido al recorrido que hacen los gases de combustión; la transferencia de calor desde los mencionados gases hasta el vapor se puede estudiar en tres secciones: la cámara de combustión, los tubos de humos y la caja de humos intermedia. Entonces, el calor total cedido en el recalentador (Q_G) está dado por:

$$Q_G = Q_{cc} + Q_{th} + Q_{ch}$$

Q_{cc} = Calor total cedido en la cámara de combustión

Q_{th} = Calor total cedido en los tubos de humos

Q_{ch} = Calor total cedido en la caja de humos

Para calcular el calor cedido se hacen las siguientes suposiciones:

- La temperatura de los gases a la entrada de la cámara de combustión es igual a la temperatura de llama adiabática.
- La transferencia por radiación ocurre en dirección normal al flujo de gases.
- La temperatura es uniforme en direccional normal al flujo.

- La transferencia de calor en la caja de humos es despreciable ($Q_{ch} = 0$).
 - La transferencia de calor en la cámara de combustión y en los tubos de humos se da, principalmente, por dos mecanismos: radiación y convección.
- Transferencia de calor por radiación en la cámara de combustión.

$$q_{rad} = \sigma \cdot \left(\frac{\epsilon_s + 1}{2} \right) (\epsilon_G T_G^4 - \alpha_G T_s^4) \quad (E.1)^{23}$$

Las expresiones para calcular los términos de la ecuación que relaciona a q_{rad} son:

$$\epsilon_G = (\epsilon_{CO_2, TG} + \epsilon_{H_2O, TG} C_w)(1 - C_{s0}) \quad (E.2)$$

$$\alpha_G = (\alpha_{CO_2} + \alpha_{H_2O})(1 - C_{s0}) \quad (E.3)$$

$$\alpha_{CO_2} = (\epsilon_{CO_2, Ts})(T_G/T_s)^{0.65} \quad (E.4)$$

$$\alpha_{H_2O} = (\epsilon_{H_2O, Ts})(T_G/T_s)^{0.45} C_w \quad (E.5)^{24}$$

- Transferencia de calor por convección en la cámara de combustión.

$$q_{conv} = h \cdot (T_G - T_s) \quad (E.6)$$

Coefficiente convectivo de transferencia de calor

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (E.7)$$

Correlación de Petukhov-Popov²⁵

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{f/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (E.8)$$

²³ FOUST, ALAN Y OTROS. (1)

²⁴ PERRY, Robert y GREEN, Don. (6)

²⁵ KARLEKAR, B. y DESMOND, R. (4)

Ecuación de Filomenko²⁶

$$f = [1.82 \cdot \log_{10}(\text{Re}) - 1.64]^{-2} \quad (\text{E.9})$$

$$\text{Re} = \rho \cdot v \cdot D / \mu$$

$$\text{Pr} = \mu \cdot C_p / \kappa$$

- Calor total cedido en la cámara de combustión

$$Q_{G,cc} = \frac{q_{rad,cc} + q_{conv,cc}}{A_{cc}}$$

- Transferencia de calor en los tubos de humos.

Para llevar a cabo los cálculos de transferencia de calor en los tubos de humos, se realiza un proceso análogo al seguido en la cámara de combustión. Se emplean las mismas ecuaciones (desde E.1 hasta E.9) antes empleadas tanto para radiación como para convección.

- Calor total cedido en los tubos de humos.

$$Q_{G,th} = \frac{q_{rad,th} + q_{conv,th}}{A_{th}}$$

- Calor total cedido por los gases de combustión.

$$Q_G = Q_{G,cc} + Q_{G,th}$$

²⁶ Ibidem.

□ DESOBRECALENTADOR-CONDENSADOR

Nomenclatura

- $A_{c,d}$ Superficie de transferencia de calor total para condensación, para desobrecalentamiento
- A_t Superficie limpia total de transferencia de calor.
- $Cp_{a,v}$ Calor específico del agua, del vapor de agua, respectivamente.
- f Factor de fricción
- G'' Carga de condensado en los tubos.
- h Coeficiente de película para la condensación
- h_f Entalpía del agua a P y T_{con}
- h_g Entalpía del vapor de agua a P y T_{sat}
- hi Coeficiente de transferencia de calor para el agua de enfriamiento
- hio Valor de hi cuando se refiere al diámetro exterior
- ho_d Coeficiente de transferencia de calor para el vapor de agua en el desobrecalentamiento
- j_{Hs}, j_{Ht} Factor para transferencia de calor para la coraza, los tubos.
- k_{tf} Conductividad térmica del vapor de agua a T_f .
- k_{ta} Conductividad térmica del agua de enfriamiento a T_a
- k_{Tad} Conductividad térmica del vapor de agua a T_{ad}
- L_d Longitud del tubo expuesta al desobrecalentamiento.
- N Número de deflectores en la coraza.
- Q Flujo total de calor
- $q_{c,d}$ Flujo de calor para la condensación, para el desobrecalentamiento
- R_d Factor de basura, incrustación o de obstrucción
- s Gravedad específica del agua de enfriamiento, adimensional.
- s_{ff} Gravedad específica del vapor de agua a la tf , adimensional.
- T_{1c}, t_{1d} Temperatura del agua a la entrada del proceso de condensación, de desobrecalentamiento

T_{2c}, T_{2d} Temperatura del agua a la salida del proceso de condensación, de desobrecalentamiento

T_{ac} Temperatura media del vapor en el proceso de condensación.

T_{con} Temperatura de condensación del vapor

T_f Temperatura de la película.

T_s Temperatura de saturación del vapor a la presión del condensador.

$T_{sat, sob}$ Temperatura del vapor saturado, del vapor sobrecalentado

T_w Temperatura de la pared del tubo.

$U_{c, d}$ Coeficiente total limpio para condensación, para desobrecalentamiento

U_D Coeficiente total de diseño

ΔP_t Caída de presión en los tubos.

v_{Tac} Volumen específico del vapor de agua a T_{ac}

ρ_{Tac} Densidad del vapor de agua a T_{ac} .

ρ_{tf} Densidad del vapor de agua a T_f .

\dot{m}_v Flujo másico del vapor de agua

μ_{ta} Viscosidad del agua de enfriamiento a T_a

μ_{Tad} Viscosidad del vapor de agua a T_{ad}

μ_{tf} Viscosidad del vapor de agua a t_f .

$(\Delta t)_{balanceado}$ Diferencia de temperatura media logarítmica balanceada

ΔP_{sDES} Caída de presión en la coraza en el desobrecalentamiento.

ΔP_{sCON} Caída de presión en la coraza en la condensación.

Balances de masa y energía en el desobrecalentador-condensador

Conocer los flujos de calor para el vapor de agua en cada zona permite calcular con el flujo total de calor, el flujo másico de agua necesario para todo el proceso.

- **Vapor de agua**

Desobrecalentamiento.

$$q_d = \dot{m}_v \cdot C_{p_v} \cdot (T_{sob} - T_{sat})$$

Condensación.

$$q_c = \dot{m}_v (h_g - h_f)$$

El calor total cedido por el vapor de agua está dado por:

$$Q = q_d + q_c$$

- **Agua**

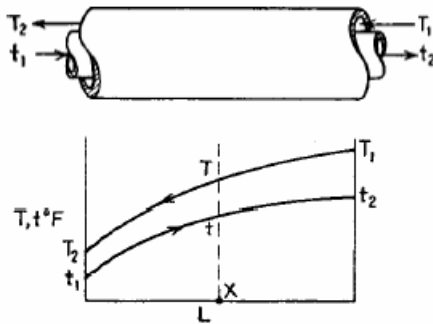
$$\dot{m}_a = \frac{Q}{C_{p_a} (t_{2d} - t_{1c})}$$

Fenómenos de transferencia de calor en el desobrecalentador-condensador.

- Cálculo del ΔT balanceado

Cualquier trayectoria de flujos formados por dos fluidos debe identificarse con sus diferencias de temperatura. Para la derivación de la diferencia de temperatura entre dos fluidos en contracorriente se deben hacer las siguientes suposiciones:

- El coeficiente total de transferencia de calor U es constante en toda la trayectoria.
- Las libras por hora de fluido que fluye son constantes, obedeciendo los requerimientos del estado estable.
- El calor específico es constante sobre toda la trayectoria.
- Las pérdidas de calor son despreciables.



$$\Delta t = MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

ΔT proceso de
desobrecalentamiento.

$$(\Delta t)_d = \frac{(T_{sob} - t_{2d}) - (T_{sat} - t_{1d})}{Ln \frac{(T_{sob} - t_{2d})}{(T_{sat} - t_{1d})}}$$

ΔT proceso de condensación.

$$(\Delta t)_c = \frac{(T_{sat} - t_{2c}) - (T_{con} - t_{1c})}{Ln \frac{(T_{sat} - t_{2c})}{(T_{con} - t_{1c})}}$$

$$\Delta t_{balanceado} = \frac{Q}{\sum \frac{q}{\Delta t}} = \frac{Q}{\frac{q_d}{(\Delta t)_d} + \frac{q_c}{(\Delta t)_c}}$$

- Cálculo de coeficientes de transferencia de calor.²⁷

Correlación de Sieder y Tate:

$$\bar{h} = ho_c = 1.5 \left(\frac{4G'''}{\mu_{jf}} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu_{jf}^2}{k_{jf}^3 \rho_{jf}^2 g} \right)^{-1/3}$$

- Caída de Presión en el lado de la coraza²⁸

La caída de presión a través de la coraza del intercambiador es proporcional al número de veces que el vapor de agua cruza el haz entre los deflectores.

$$\Delta P_{sTOTAL} = \Delta P_{sDES} + \Delta P_{sCON}$$

$$\Delta P_{sDES} = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot DE \cdot (N+1)_d}{5.22e10 \cdot de \cdot s_{jf}} \quad \text{y} \quad \Delta P_{sCON} = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot DE \cdot (N+1)}{5.22e10 \cdot de \cdot s_{Tac}}$$

Número de cruces:

$$(N+1)_d = \frac{L_d}{B} \quad \text{y} \quad (N+1)_c = \frac{Lc_{corr}}{B}$$

- Caída de Presión en el lado de los tubos

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5.22e10 \cdot di \cdot s}$$

²⁷ KERN, Donald Q. (5).

²⁸ Ibidem.

HOJA DE DATOS							
Propiedades	HORNO		TURBINA		CONDENSADOR		BOMBA
	Entrada	Salida	Entrada	Salida	Entrada	Salida	Salida
P0							
T0							
h0							
s0							
P							
T							
h							
s							
P							
T							
h							
s							

PRACTICA No 1. FUNCIONAMIENTO DEL CICLO DE POTENCIA

Objetivo General:

Operar la máquina de potencia.

Objetivos Específicos:

- Adquirir destreza en el manejo de los equipos que conforman un ciclo de potencia.

Desarrollo experimental:

Para iniciar la operación del ciclo de potencia es necesario que la caldera ya esté funcionando y que todas las válvulas del ciclo estén cerradas. Después de verificar esto, se deben seguir los siguientes pasos:

1. Purgar la línea de vapor:
 - Abrir la válvula V3, V5, V8, V9, V12 y V14. Verificar que los sistemas de control de flujo (V4) y de combustible (V7) funcionan correctamente.
 - Esperar a que se evacue todo el condensado retenido en la tubería.
 - Cerrar la válvula V12 en el momento en que salga únicamente vapor.
2. Cerrar la válvula V14 y abrir las válvulas V11, V13 y V15 con lo cual se permite el paso de vapor a la turbina y al condensador.
3. Esperar a que el sistema se estabilice, es decir, alcance una presión igual a 100 psig en el manómetro P1.
4. Registrar las mediciones en la hoja de datos de la práctica.

Una vez realizada la experiencia, se procede a apagar el ciclo, cerrando las válvulas V3 y V11 y abriendo la válvula V12. Finalmente se deben cerrar todas las válvulas restantes.

PRACTICA No. 2. DESCRIPCIÓN DEL COMPORTAMIENTO TERMODINÁMICO DEL VAPOR DURANTE EL PROCESO DE EXPANSIÓN EN LA TURBINA MEDIANTE UNA ECUACIÓN DE ESTADO.

Objetivo General:

Verificar la validez de una ecuación de estado para describir el comportamiento termodinámico del vapor durante el proceso de expansión en la turbina.

Objetivos Específicos:

- Ajustar los datos que definen el comportamiento del vapor a la ecuación de estado que mejor los prediga.
- Determinar si el ajuste realizado es satisfactorio al variar la presión.

Desarrollo experimental:

1. Arrancar el ciclo como se indica en la práctica No.1.
2. Tomar datos de presión y temperatura en los siguientes puntos:
 - (1) y (2): Entrada y salida del horno, respectivamente.
 - (3) y (4): Entrada y salida de la turbina, respectivamente.
 - (5): Salida del condensador y (6): Salida de la bomba.
3. La válvula V2 debe acondicionarse de tal forma que se obtenga en el manómetro P1 una lectura de 90 psig.
4. Esperar que el sistema alcance nuevamente un estado estable. Tomar los datos de presión y temperatura en los puntos:
 - (3) y (4): Entrada y salida de la turbina, respectivamente.
 - (5): Salida del condensador y (6): Salida de la bomba.
5. Realizar nuevamente los pasos 4 y 5 para una presión de 80 psig.
6. Apagar el ciclo.

PRACTICA No. 3. DETERMINACIÓN DE LA VARIACIÓN DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE LA TURBINA AL AUMENTAR LA ENERGÍA INTERNA DEL VAPOR DE ADMISIÓN.

Objetivo General:

Determinar la variación del rendimiento térmico de la turbina cuando aumenta la energía interna del vapor debido al recalentamiento.

Objetivos Específicos:

- Realizar los diagramas T-s, h-s para el ciclo de potencia y compararlos con los obtenidos en el ciclo de Rankine para las mismas condiciones de operación del equipo.
- Estudiar el efecto de la variación de la temperatura del vapor de admisión de la turbina sobre el desempeño del ciclo.
- Hacer el balance de energía para el proceso de expansión en la turbina en cada una de las diferentes condiciones de operación.

Desarrollo experimental:

1. Arrancar el equipo como se indica en la práctica No.1.
2. Tomar datos de presión y temperatura en los siguientes puntos: 1, 2, 3, 4, 5 y 6.
3. El control de temperatura en T2 debe acondicionarse para obtener una lectura de 470°F. Esperar que el sistema alcance el equilibrio.
4. Tomar datos de presión y temperatura en los siguientes puntos: 3, 4, 5 y 6.
5. Repetir los pasos 3 y 4 para valores de temperatura de 480°F y 490°F en T2.
6. Apagar el ciclo.

PRACTICA No. 4. DETERMINACIÓN DE LA VARIACIÓN DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE LA TURBINA AL AUMENTAR LA PRESIÓN DEL VAPOR DE ADMISIÓN.

Objetivo General:

Determinar la variación del rendimiento térmico de la turbina al aumentar la presión de admisión.

Objetivos Específicos:

- Realizar los diagramas T-s, h-s para el ciclo de potencia y compararlos con los obtenidos en el ciclo de Rankine para las mismas condiciones de operación del equipo.
- Estudiar el efecto de la variación de la presión del vapor de admisión de la turbina sobre el desempeño del ciclo.
- Hacer el balance de energía para el proceso de expansión en la turbina en cada una de las diferentes condiciones de operación.

Desarrollo experimental:

1. Arrancar el ciclo como se indica en la práctica No.1.
2. Tomar datos de presión y temperatura en los siguientes puntos:
 - (1) y (2): Entrada y salida del horno, respectivamente.
 - (3) y (4): Entrada y salida de la turbina, respectivamente.
 - (5): Salida del condensador y (6): Salida de la bomba.
3. La válvula V2 debe acondicionarse de tal forma que se obtenga en el manómetro P1 una lectura de 90 psig.
4. Esperar que el sistema alcance nuevamente un estado estable. Tomar los datos de presión y temperatura en los puntos:
 - (3) y (4): Entrada y salida de la turbina, respectivamente.
 - (5): Salida del condensador y (6): Salida de la bomba.
5. Realizar nuevamente los pasos 4 y 5 para una presión de 80 psig.
6. Apagar el ciclo.

PRACTICA No. 5. DETERMINACIÓN DE LA VARIACIÓN DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE LA TURBINA AL MODIFICAR LA VELOCIDAD LINEAL DEL VAPOR DE ADMISIÓN.

Objetivo General:

Determinar la variación del rendimiento térmico de la turbina al modificar la velocidad de la corriente de vapor de admisión.

Objetivos Específicos:

- Determinar la variación del estado termodinámico del vapor cuando cambia la velocidad lineal del mismo.
- Estudiar los efectos de esta variación sobre el desempeño de la turbina.

Desarrollo experimental:

1. Iniciar el equipo como se indica en la práctica No.1.
2. Tomar datos de presión y temperatura en los siguiente puntos:
 - (1) y (2): Entrada y salida del horno, respectivamente.
 - (3) y (4): Entrada y salida de la turbina, respectivamente.
 - (5): Salida del condensador.
 - (6): Salida de la bomba.
3. Cerrar la válvula V9 y abrir la válvula V10. Esperar que el sistema alcance el equilibrio.
4. Tomar datos de presión y temperatura en los siguiente puntos:
 - (3) y (4): Entrada y salida de la turbina, respectivamente.
 - (5): Salida del condensador.
 - (6): Salida de la bomba.
5. Apagar el ciclo.

PRACTICA No. 6. DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DEL CICLO DE POTENCIA.

Objetivo General:

- Determinar las diferencias principales entre el ciclo ideal y el ciclo real de potencia.
- Determinar el rendimiento térmico del ciclo de potencia.

Objetivos Específicos:

- Realizar los diagramas T-s, h-s para el ciclo de potencia y compararlos con los obtenidos en el ciclo de Rankine para las mismas condiciones de operación del equipo.
- Hacer el balance de energía para cada una de las unidades de proceso a las condiciones de operación.

Desarrollo experimental:

1. Arrancar el equipo como se indica en la práctica No.1.
2. Tomar datos de presión y temperatura en los siguiente puntos:
 - (1) y (2): Entrada y salida del horno, respectivamente.
 - (3) y (4): Entrada y salida de la turbina, respectivamente.
 - (5): Salida del condensador.
 - (6): Salida de la bomba.
3. Apagar el ciclo.

GUIA PARA LA ELABORACIÓN DE LOS INFORMES POSTERIORES A LA REALIZACIÓN DE LAS PRÁCTICAS

Cuando se notan semejanzas notables entre el comportamiento observado y nuestras teorías, se adquiere mayor certeza para manipular los materiales y para utilizar las predicciones que se han hecho como herramientas de trabajo, basadas en los conocimientos adquiridos en la carrera. También se adquiere la capacidad de determinar cuáles son los factores que influyen - y en qué medida - en las diferencias y/o discrepancias entre nuestras teorías, nuestras operaciones de laboratorio y nuestras observaciones.

El informe final de una práctica tiene el objetivo de mostrar que el estudiante ha desarrollado un conjunto coordinado de actividades a partir de sus conocimientos teóricos del tema de la práctica, que le han permitido realizar el experimento y tomar las mediciones adecuadas; que luego ha llevado a cabo el tratamiento y el análisis de sus datos para obtener resultados cuya validez es capaz de delimitar. A partir de esta experiencia, el estudiante adquiere la capacidad de discutir y elaborar sus conclusiones y sugerencias para mejorar la realización de la práctica o podrá, alternativamente, elaborar una crítica fundamentada para demostrar la invalidez de las teorías o de los procedimientos seguidos en la realización de la práctica, de ser el caso. El informe constituye el producto final del trabajo realizado en la práctica y deberá contener las secciones que se detallan a continuación:

1. Portada

Es la primera página del informe. Deberá contener la identificación completa: Universidad, carrera, asignatura, el nombre de la práctica, los nombres de quienes presentan el informe, el nombre del profesor y la fecha de entrega del informe.

2. Resumen

Es la segunda página del informe. En forma concisa se informará sobre el objetivo de la práctica, el equipo y las consideraciones principales del modelo, se enfatizarán los resultados obtenidos, así como las limitaciones para su validez.

3. Objetivos

Se enunciarán en forma breve, completa y numerada los objetivos de la realización de la práctica, desde la perspectiva de los integrantes del grupo.

4. Descripción y funcionamiento del equipo

Se describirá el equipo principal donde se realizan los procesos termodinámicos que se estudian en la práctica. Esto incluirá un gráfico con las dimensiones aproximadas y una descripción de los procesos termodinámicos que se llevarán a cabo en el sistema o los sistemas que se estudian. También debe explicarse el funcionamiento del equipo, esto es, referir en que se basa su operación.

5. Fundamentos teóricos y su aplicación

El propósito de esta sección es desarrollar las relaciones que permiten describir los procesos termodinámicos que se llevan a cabo en el sistema estudiado. A partir de estas relaciones se estimarán las cantidades o parámetros de interés, solicitados en los resultados. Esta sección consta de las siguientes subsecciones:

5.1 Principios termodinámicos. Se identificarán y enunciarán los principios termodinámicos dominantes que se llevarán a cabo en el equipo y se hará una representación idealizada del mismo, mediante un diagrama, incorporando la identificación de las variables importantes.

5.2 Hipótesis. Se establecerán las hipótesis pertinentes que corresponden al modelo físico simplificado. Las hipótesis estarán numeradas y cada una seguida por una justificación específica suficiente.

5.3 Modelo matemático. Se definirán los sistemas donde se establecerán los principios y conceptos termodinámicos. Se identificarán las variables y su significado en un diagrama que represente cada sistema. En el cuerpo del trabajo se incluirán los elementos principales del modelo matemático que son:

- ✓ Las ecuaciones que corresponden a las relaciones termodinámicas, numeradas.
- ✓ Las expresiones finales (ecuaciones de trabajo) para determinar las propiedades o variables de interés, objetivo de la práctica.

6. Realización de la práctica

6.1 Desarrollo de la práctica. Se describirán en forma secuencial y numerada las actividades desarrolladas durante la realización de la práctica, anotando los aspectos que se consideraron importantes para la correcta realización de las experiencias.

6.2 Mediciones. En el informe se incorporará la hoja de datos original de la práctica, con la información completa de las mediciones originales y de los parámetros y/o valores teóricos. Cuando la hoja de datos original haya sufrido modificaciones mayores, al estar realizando la práctica, se elaborará una hoja de datos modificada, con toda la información necesaria en ella, haciendo un comentario autocrítico sobre los cambios requeridos por la hoja original.

La hoja de datos de la práctica se elabora previamente a la realización de la misma, para recopilar todos los datos necesarios durante su desarrollo. Algunos datos importantes que deberían ir consignados en la hoja son: el nombre de la práctica, el nombre del equipo en que se realiza y la fecha de realización. Además contendrá los siguientes campos, indicando en cada caso las unidades requeridas:

- ✓ Los parámetros estimados.
- ✓ Los parámetros medidos.
- ✓ Las variables medidas.

6.3 Observaciones. Se hará una lista de las observaciones de interés, a juicio de los integrantes del equipo, realizadas durante la realización del experimento, indicando en qué reside su interés para la materia de estudio.

7. Análisis de datos y resultados

En esta sección se hará el tratamiento de las mediciones de laboratorio para obtener como resultado los parámetros o funciones propuestas como objetivos específicos de la práctica.

7.1 Cálculos. Con la información de la hoja de datos se realizarán las operaciones pertinentes, de acuerdo a las expresiones desarrolladas a partir del modelo, para encontrar los resultados.

7.2 Análisis estadísticos y resultados. De acuerdo con la precisión de los instrumentos, se incluirán solamente las cifras significativas en los resultados. Se hará un análisis estadístico, considerando las repeticiones, para reportar los resultados finales con sus incertidumbres.

7.3 Gráficas. Si es el caso, se elaborarán gráficas para representar el comportamiento de las variables medidas. Se graficarán los valores experimentales con sus incertidumbres y se incluirá la estimación teórica del modelo. También se incorporarán otras gráficas requeridas, a juicio de los alumnos o solicitadas específicamente en la guía de la práctica correspondiente. Las gráficas se podrán incorporar a la subsección de análisis y resultados, si lo consideran conveniente.

7.4 Discusión y conclusiones. Se compararán los resultados obtenidos con otros conocidos, ya sea de la literatura o de experimentos realizados previamente por otros estudiantes. Con esta información los integrantes del grupo de trabajo elaborarán sus conclusiones, con una actitud crítica y autocrítica.

7.5 Sugerencias y recomendaciones. Como resultado de su experiencia, los integrantes del equipo propondrán aquí lo que consideren que puede mejorar la realización del experimento.

8. Referencias

Todas las referencias deberán estar mencionadas en algún lugar del texto. La manera de mencionarlas será por ejemplo:

"... este modelo se encuentra resuelto en Felder y Rousseau (1991)."

Correspondiendo a esta mención, en la sección de referencias se incluirá:

Felder, R.M. y Rousseau, R.W., 1991. *Principios Elementales de los Procesos Químicos*. Addison Wesley Iberoamericana (Segunda edición).

Es decir que un libro referido incluye los siguientes datos en forma ordenada:

- ✓ Apellido e iniciales de los autores (o de los editores)
- ✓ Año de publicación de la edición consultada
- ✓ Título del libro (en letra itálica)
- ✓ Editorial
- ✓ Edición.

Si se trata de un libro colectivo, donde los capítulos son escritos por diversos autores y la referencia es de un capítulo en particular, se seguirá el siguiente orden:

- ✓ Apellido e iniciales de los autores del capítulo
- ✓ Año de publicación de la edición consultada
- ✓ Título del capítulo (en letra romana)
- ✓ La palabra "En"
- ✓ Título del libro o manual (en letra itálica)
- ✓ Apellido e iniciales de los editores del libro, seguidos de la abreviación "(eds.)"
- ✓ Editorial
- ✓ Edición.

9. Apéndices

En los Apéndices se incluirán, los referentes al desarrollo de modelos matemáticos, las propiedades del vapor o de los materiales, y todos aquellos que son necesarios para la documentación completa del trabajo realizado, pero cuya inclusión en el texto principal lo haría pesado o distraería la atención de la secuencia de ideas hacia discusiones complementarias. Cada Apéndice tendrá un número consecutivo y un nombre que indique su contenido y deberá estar mencionado en el texto. Las ecuaciones llevarán numeración consecutiva, precedida por la letra A, por ejemplo, "(A.12)" es la ecuación # 12 en los Apéndices.

BIBLIOGRAFIA

1. FOUST, ALAN Y OTROS. *Principios de operaciones unitarias*. Continental: México, 1961. p 339.
2. HERNÁNDEZ, D. y MONCADA, I. *Diseño y construcción de un sistema de generación de vapor aplicado a baños turco y sauna*. UIS. 1996.
3. HOLMAN, J. P. *Transferencia de Calor*. Compañía Editorial Continental. México. 1980. Capítulos 9, 10.
4. KARLEKAR, B. y DESMOND, R. *Transferencia de calor*. Mc Graw Hill: México, 1995. p. 493.
5. KERN, Donald Q. *Procesos de transferencia de calor*. Compañía Editorial Continental. México. 1965. Capítulos 6, 7, 11.
6. PERRY, Robert y GREEN, Don. *Manual del Ingeniero Químico*. Mc Graw – Hill. España. Séptima Edición. 2001. Capítulos 1, 2 y 10.
7. SEGURA, J. *Termodinámica técnica*. Reverté. Barcelona. 1988.
8. SMITH, J.M, VAN NESS, H.C y ABBOTT, M.M. *Introducción a la Termodinámica en la Ingeniería Química*. Mc Graw – Hill. Quinta Edición. México. 2000. Capítulos 1,2,5 y 8.
9. SONNTAG, X y VAN WYLEN. *Fundamentos de Termodinámica*. Limusa.

10. VAN WYLEN, Gordon, y SONNTAG, Richard. *Fundamentos de Termodinámica*. Editorial Limusa. Cuarta Edición. México. 1999. Capítulos 4
11. WILEY, J and Sons, Inc. Steam Tables. *Thermodynamic Properties of Water including vapour, liquid and solid phases*.