

Programa de simulación de ciclos termodinámicos de plantas de vapor

A program to simulate steam power plant thermodynamic cycles

Mogollón, César; Ruiz, Juan; Bracho*, María y Villamar, Carlos
Departamento de Ciencias Térmicas. Escuela de Ingeniería Mecánica.
Universidad de los Andes. Mérida-Venezuela.
*gbracho@ula.ve

Recibido: 18-01-2007

Revisado: 28-09-2007

Resumen

En este trabajo se desarrolló un programa que permite analizar los principales índices de funcionamiento de las plantas de vapor, tales como potencias, calores y eficiencias, así como las propiedades termodinámicas en las entradas y salidas de cada dispositivo que conforma el ciclo bajo estudio. Para ello se empleó una base de datos de las propiedades termodinámicas del agua y las ecuaciones de: Primera Ley de la Termodinámica, continuidad, eficiencia térmica, eficiencia isentrópica y eficiencia de la planta. Adicionalmente el programa permite realizar estudios paramétricos con el fin de visualizar cómo se ven afectados los principales índices de operación al modificar el valor de una variable. Los resultados obtenidos con el programa concuerdan satisfactoriamente con los arrojados por programas comerciales y con los cálculos manuales, obteniendo discrepancias menores a 0.47%, lo que le confiere un alto grado de confiabilidad. El programa diseñado tiene la ventaja de que no requiere la programación de las ecuaciones del ciclo a estudiar, condición indispensable en los paquetes comerciales empleados como medios de validación. El presente trabajo se desarrolló como proyecto de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Palabras claves: Simulación, ciclo termodinámico, vapor, eficiencia.

Abstract

In this work a software for the analysis of the main operation indexes of power plants, was developed. These indexes include mechanical power, heat, efficiency and the thermodynamic properties at the inlet and the outlet of each device that constitutes the cycle under study. The software is based on a database of the thermodynamic properties of water and the following equations: first law of thermodynamics, continuity, thermal efficiency, isentropic efficiency and efficiency of the Plant. Additionally, the program can be used to carry out parametric studies. Thus, the influence of a specific variable on the operation indexes can be visualized. The results that have been obtained with the program match those given by commercial software and with analytic computations with discrepancies lower than 0.47 %; which gives the program a high degree of reliability. The program has the advantage that it does not require the user to program the equations of the cycle under study; which is a necessary condition of the commercial software used as a validation tool. This work was developed as a thesis submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Mechanical Engineer at the University of Los Andes in Venezuela.

Key words: Simulation, thermodynamic cycle, steam, efficiency.

1 Introducción

El estudio de las plantas de potencia de vapor es un tema que debe conocer todo ingeniero mecánico, ya que la

obtención de energía mediante estos dispositivos cíclicos está ampliamente difundida alrededor del mundo y es uno de los principales medios, junto con las centrales hidroeléctricas, para obtener electricidad.

Los cálculos necesarios para el estudio de estos ciclos requieren el empleo de tablas de propiedades termodinámicas y, en la mayoría de los casos, se deben llevar a cabo numerosas interpolaciones con el fin de obtener los valores buscados; posteriormente se debe aplicar un balance de energía a cada dispositivo de la planta para calcular las potencias y/o calores involucrados en los diferentes procesos; todos estos cálculos se realizan con el fin de obtener la eficiencia del ciclo. Dicho procedimiento requiere de la inversión de mucho tiempo y esfuerzo en realizar cálculos repetitivos, es por esto que se desarrolló el programa de computación *Ciclos 2005*, el cual permite evaluar los principales índices de operación de diversas configuraciones de plantas de vapor con el fin de concentrarse más en el análisis de los resultados obtenidos y las posibles mejoras que se puedan implementar en el ciclo para lograr incrementar su eficiencia. Adicionalmente el programa permite realizar estudios paramétricos que ayudan a visualizar cómo se ven afectados los principales índices de operación al modificar el valor de una variable.

Programas similares se han desarrollado en otras universidades; algunos de los más conocidos y utilizados, por estar disponibles en forma gratuita en Internet fueron realizados en España: CICLOWIN (Herrero y otros, 2003) y en Estados Unidos: CYCLEPAD (Forbus y Whalley, 1994).

2 Marco teórico

El ciclo ideal que modela las plantas de potencia es el ciclo de Carnot, el cual está conformado por una caldera, una turbina, un condensador y una bomba, tal como se aprecia en el esquema de la Fig. 1. Este ciclo proporciona la máxima eficiencia de una máquina térmica que opera entre dos niveles diferentes de temperatura constante.

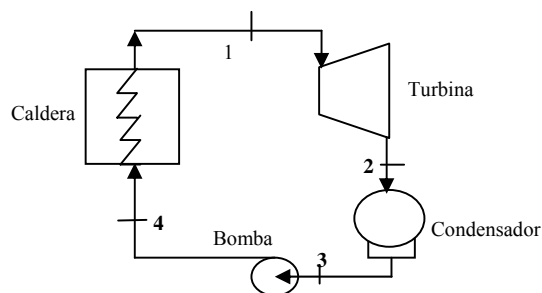


Fig. 1 Planta de potencia básica.

En la Fig. 2 se puede apreciar un diagrama T-s del ciclo de Carnot. Al analizarlo se infiere que éste no puede ser llevado a la práctica no solo por la dificultad de eliminar las irreversibilidades sino también debido a los problemas de bombeo (3 - 4) y expansión (1 - 2) de una sustancia bifásica, así como problemas de control de la calidad de la mezcla a la salida del condensador (3) de manera de que al comprimirla isentrópicamente hasta la presión máxima se obtenga líquido saturado a la entrada de la caldera (4). (Á-

vila, 1980; Van Wylen, 2002; Cengel, 2003; Jones, 1997; Haberman, 1996).

La eficiencia del ciclo de Carnot se puede determinar mediante la siguiente ecuación,

$$\eta = \frac{w}{q_H} \quad (1)$$

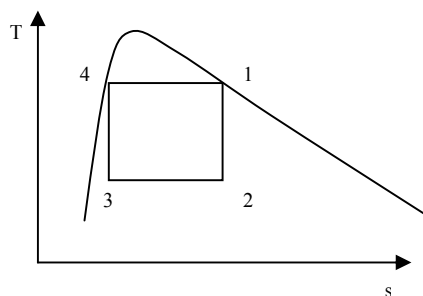


Fig. 2 Diagrama T-s del ciclo de potencia de Carnot.

Como en un ciclo se debe cumplir que:

$$\oint \partial q = \oint \partial w \quad (2)$$

La Ec. (1) puede expresarse como

$$\eta = 1 - \frac{|q_L|}{q_H} \quad (3)$$

La eficiencia del ciclo de Carnot puede expresarse en función de las temperaturas absolutas por tratarse de un ciclo reversible (Van Wylen, 2002; Wark, 2001)

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (4)$$

donde: η es la eficiencia, T la temperatura, w el trabajo por unidad de masa, q el calor por unidad de masa y los subíndices H y L indican máxima o alta (high) y mínima o baja (low), respectivamente.

Al analizar la Ec. (4) se puede apreciar que la eficiencia se incrementará al aumentar la temperatura máxima (T_H) o disminuir la temperatura mínima (T_L); en la práctica la temperatura mínima depende de las propiedades del agua de enfriamiento empleada en el condensador, la cual comúnmente es tomada de un lago, río o el mar, por lo tanto no se puede tener control sobre dicha variable, lo que implica que el único parámetro que se puede manipular es T_H .

En cualquier ciclo reversible en el que los procesos de absorción y rechazo de calor se lleven a cabo a temperatura variable, se emplean las temperaturas promedio para calcular la eficiencia del ciclo (Ec. 4) y su influencia sobre ésta

es similar a la descrita anteriormente. (Ávila, 1980; Wark, 2001).

El ciclo Rankine elemental supera algunas de las dificultades prácticas encontradas en el ciclo de Carnot. Consta de los mismos elementos mostrados en la Fig. 1 y de los mismos procesos esquematizados en la Fig. 2, con la diferencia de que a la salida del condensador (3) se debe asegurar que el estado del fluido sea líquido saturado, con esto se elimina el problema de control de condensación parcial y de bombeo de una mezcla; sin embargo persiste el problema de expansión de una mezcla con gran cantidad de humedad. Por otro lado, la temperatura promedio de recepción de calor disminuye y se incrementa el consumo de combustible ya que se debe suministrar energía sensible al líquido comprimido que sale de la bomba y energía latente para evaporarlo, efectos que disminuyen la eficiencia del ciclo.

Con el fin de incrementar la eficiencia del ciclo se puede aumentar la temperatura promedio de recepción de calor al implementar, mediante la instalación de serpentines dentro de la caldera, el sobrecalentamiento del vapor saturado; con esto también se reducen los problemas de expansión de una mezcla en la turbina (Ávila, 1980; Manrique, 1981).

Los materiales comúnmente empleados en los sobrecalentadores de las plantas de vapor no toleran más de 1100° a 1200° F, por lo que la mejora de la eficiencia se ve limitada a dichas temperaturas máximas. Para superar esta restricción se implementa el ciclo Rankine con sobrecalentamiento e incremento de presión, con lo cual se trabaja a una mayor presión manteniendo constante la temperatura máxima de funcionamiento; con esta mejora se aumenta la temperatura promedio de recepción de calor lo que incrementa la eficiencia del ciclo, manteniendo la temperatura máxima en un nivel tolerable, pero esto trae el problema de la expansión en la turbina de una mezcla con gran cantidad de humedad (Cengel, 2003; Van Wylen, 2002; Jones, 1997).

Para solucionar el problema anterior se implementa al ciclo previamente descrito el proceso de recalentamiento, en el cual el vapor se expande parcialmente en la etapa de alta presión de la turbina, luego, a una presión determinada, se extrae y se reenvía a la caldera a recalentarse en los serpentines destinados para tal fin; posteriormente se dirige a la turbina de baja presión, donde termina su expansión. Con este proceso se logra que la turbina trabaje en mejores condiciones, alargando su vida útil. Es de hacer notar que si el proceso de recalentamiento no se realiza adecuadamente puede presentarse el efecto adverso de la reducción de la temperatura promedio de recepción de calor y por ende de la eficiencia del ciclo. (Wark, 2001).

Las modificaciones hasta ahora descritas pretenden incrementar la temperatura promedio de recepción de calor aumentando la temperatura máxima del ciclo. Otra forma de incrementar dicha temperatura promedio consiste en introducir el agua a la caldera a una temperatura elevada; para ello se precalienta el agua antes de entrar a la caldera, empleando para ello calentadores regenerativos que pueden ser

del tipo abierto (de mezcla) y/o cerrados (de carcasa y tubos), los cuales emplean para el calentamiento del líquido, vapor del propio ciclo tomado de diversas extracciones provenientes de la turbina. Este procedimiento permite reducir el consumo de combustible, dada la disminución en la cantidad de energía necesaria para llevar el agua hasta el estado de saturación.

Con las mejoras descritas anteriormente se pretende incrementar la eficiencia del ciclo y por ende reducir los costos de operación de la planta (Cengel, 2003).

En el análisis del ciclo se requiere realizar un balance de energía, aplicando la Primera Ley de la Termodinámica a cada dispositivo. Al depreciar los cambios de energía cinética y potencial (por ser muy pequeños en comparación con los otros términos) resulta la siguiente expresión:

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_e h_e = \dot{W} + \sum \dot{m}_s h_s \quad (5)$$

donde: \dot{Q} : Flujo de calor; \dot{W} : Potencia; \dot{m} : Flujo másico; h : entalpía específica; los subíndices e y s denotan entrada y salida, respectivamente.

Al aplicar la Ec. (5) a los diversos componentes de la planta se pueden determinar las potencias y los calores intercambiados, considerando que en la caldera y en el condensador no hay trabajo involucrado, que las bombas y las turbinas son adiabáticas y que los intercambiadores de calor y válvulas están bien aislados.

Por otro lado, la eficiencia isentrópica debe ser siempre menor o igual que la unidad; al aplicar este concepto a la turbina la eficiencia queda expresada como una relación entre el trabajo real y el isentrópico, mientras que para las bombas será la relación entre el trabajo isentrópico y el real. (Van Wylen, 2003)

Se define la eficiencia térmica como la relación entre el trabajo neto producido por el ciclo y el calor absorbido por el vapor. (Van Wylen, 2003; Haberman, 1996, Wark, 2001)

$$\eta_{\text{term}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{Q}_H} \quad (6)$$

Los subíndices $term$, t , b , denotan térmica, turbina y bomba(s).

La potencia mecánica producida por la turbina no es la forma final de energía de la planta, para obtener esta última es necesario convertir dicha energía mecánica en eléctrica por medio de un generador que opera con cierta eficiencia (Ávila, 1980).

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_g}{\dot{W}_t} \quad (7)$$

donde el subíndice g indica generador.

De igual manera, la energía térmica generada en la caldera por medio de la combustión del combustible no es absorbida en su totalidad por el agua ya que existen diversas pérdidas debidas a: combustión incompleta, transferencia de calor a través de las paredes de la caldera, expulsión de humos y cenizas a altas temperaturas, humedad del aire y combustible y otras. Se define entonces la eficiencia de la caldera como la relación entre el calor absorbido por el fluido de trabajo del ciclo y el suministrado por el combustible considerando que la combustión es completa y el combustible entrega toda su energía (Ávila, 1980).

$$\eta_{\text{cald}} = \frac{\dot{Q}_H}{m_c \text{ PCS}} \quad (8)$$

donde los subíndices cald y c representan caldera y combustible, respectivamente; PCS es el poder calorífico superior del combustible empleado, el cual se define como la máxima cantidad de energía que puede liberar una unidad másica de combustible cuando reacciona en combustión completa, sin exceso de aire y tanto los reactantes como los productos entran y salen de la cámara de combustión a 298K y 100 kPa (Cengel, 2003, Van Wylen, 2002; Wark, 2001; Jones, 1997).

La potencia neta de la planta (Ec. 9) se determina al descontar de la potencia del generador, la potencia consumida por las bombas y los equipos auxiliares de la planta, es decir, aquellos que no pertenecen al ciclo pero que son necesarios para su correcta operación: sistemas de accionamiento de bombas de combustible, agua de enfriamiento, sistemas neumáticos e hidráulicos, turbo bombas y turbo-compresores, iluminación, sistemas de acondicionamiento de aire de la planta, entre otros (Ávila, 1980).

$$\dot{W}_n = \dot{W}_g - \dot{W}_b - \dot{W}_{\text{aux}} \quad (9)$$

donde los subíndices n y aux, significan neta y auxiliares, respectivamente.

La eficiencia de la planta (η_p) se debe expresar en términos de la potencia neta producida por la planta y la potencia térmica total entregada por el combustible en la caldera, tal como puede resumirse en la siguiente ecuación (Ávila, 1980).

$$\eta_p = \frac{\dot{W}_n}{m_c \text{ PCS}} \quad (10)$$

3 Programa ciclos 2005

Los algoritmos de cálculo adecuados para cada tipo de

ciclo fueron diseñados y posteriormente programados empleando el lenguaje *Visual Basic 6.0*®, el cual fue seleccionado dadas las facilidades que ofrece para la programación y la creación de pantallas amigables e intuitivas, lo cual facilita el empleo del programa a usuarios con poco conocimiento en computación. En todo análisis de los ciclos termodinámicos que forman parte del programa es imprescindible conocer las propiedades del agua en los diversos estados en que puede encontrarse. Para cubrir esta necesidad, se construyó una base de datos, empleando el programa Microsoft Access® y las tablas de propiedades del agua (ASME, 1967; Babcock & Wilcox, 1978).

Para estudiar los ciclos se hicieron las siguientes suposiciones: el flujo de agua a través de las líneas de distribución tiene propiedades uniformes en toda su sección transversal, no existen pérdidas por fricción, no se consideran las fugas de vapor a lo largo de las líneas de distribución y se asume que éstas están bien aisladas.

Luego de instalar el programa y ejecutarlo, aparecerá la siguiente pantalla de presentación:

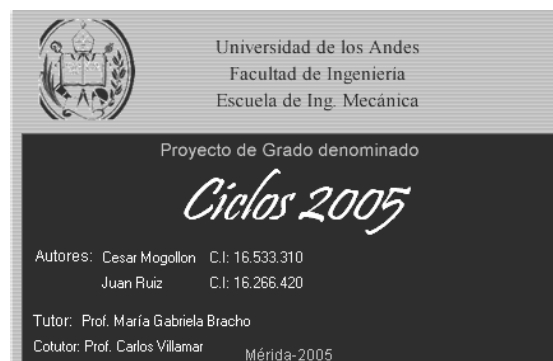


Fig. 3 Pantalla de presentación del programa Ciclos 2005

Posteriormente aparece la ventana principal del programa, en la cual, entre otras, se consigue la pestaña 'Tipo de Ciclo' la cual divide el programa en dos módulos. El módulo 1 permite el estudio de los ciclos Rankine elemental, Rankine con sobrecalentamiento y Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento. El módulo 2 permite el análisis de los ciclos con regeneración.

El siguiente paso es introducir alguno de los siguientes parámetros: caudal de vapor, potencia de la turbina, potencia de la bomba o calor suministrado en la caldera. Es importante resaltar que solo se requiere especificar el valor de uno de los parámetros mencionados ya que los demás se calculan en función de éste; adicionalmente se deben suministrar los valores de la presión o de la temperatura de operación del condensador y el PCS del combustible empleado.

La eficiencia de la(s) bomba(s), turbina(s) y caldera es opcional, ya que al no introducirse ningún valor el programa por defecto toma un valor igual a 100%.

Si el ciclo tiene sobrecalentamiento se deben introducir la presión y la temperatura correspondientes a dicho

Planta 3. Posee un calentador cerrado que descarga el condensado al condensador y el líquido a la caldera.

Planta 4. Cuenta con un calentador cerrado que descarga el condensado al condensador y el agua caliente a un calentador abierto.

Planta 5. Posee un calentador cerrado que descarga tanto el condensado como el agua caliente a un calentador posterior del tipo abierto, el cual descarga a la caldera.

Debe mencionarse que se consideraron únicamente las plantas descritas como modelos representativos de los problemas a resolver, ya que al variar la configuración también varían los balances de energía y masa para la mayoría de dispositivos involucrados, así como el número de bombas y válvulas empleadas. Lo anterior explica la dificultad de programar todas las combinaciones posibles en un tiempo limitado.

Una vez seleccionada la planta a estudiar se debe introducir uno de los siguientes datos: la potencia del generador, la potencia de la turbina o el consumo de combustible.

También se requiere el PCS del combustible, la presión y temperatura de sobrecalentamiento y recalentamiento según sea el caso, las presiones y fracciones másicas de extracción a cada calentador, la presión o temperatura de operación del condensador y la potencia o porcentaje de energía producida por el generador que es consumida por los equipos auxiliares.

Las eficiencias de las bombas, turbinas y calderas son datos opcionales.

En la Fig. 10 se observan los datos introducidos seleccionando la planta 4 y en la Fig. 11 se aprecian los resultados obtenidos.

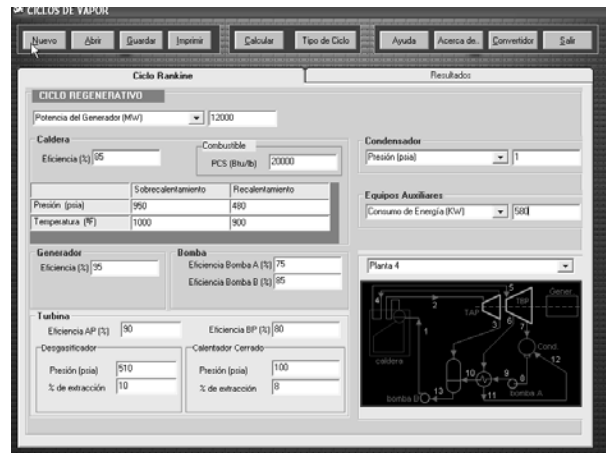


Fig. 10 Pantalla del ciclo Rankine regenerativo, planta 4

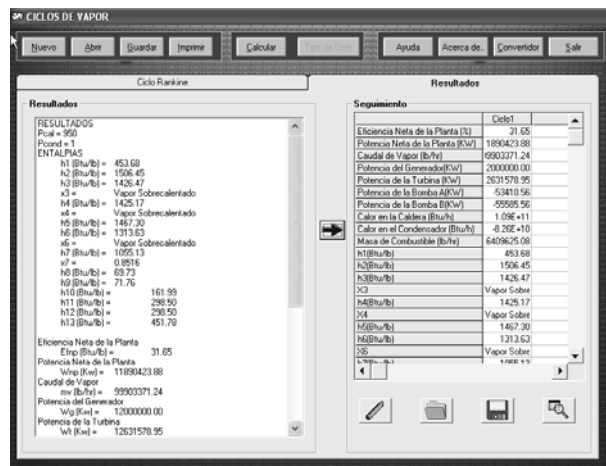


Fig. 11 Pantalla de resultados del ciclo Rankine regenerativo

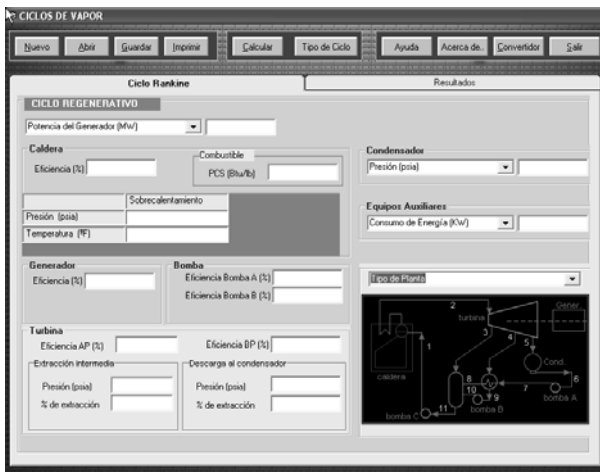


Fig. 9 Ciclo Rankine regenerativo

Similar a los ciclos sin regeneración, estos ciclos también permiten realizar estudios paramétricos, de manera de observar la variación de los índices de operación de la planta al modificar algún parámetro. La pantalla correspondiente es similar a la mostrada en la Fig. 8 pero aplicada a este tipo de ciclos.

El programa cuenta con una sección de ayuda que permite visualizar el manual del usuario, el cual sirve para despejar cualquier duda sobre el funcionamiento del programa. Adicionalmente cuenta con un módulo para hacer conversión de unidades y otro módulo en el que se orienta al usuario al proporcionarle los rangos de valores comunes de presión y temperatura a los que trabajan los diferentes equipos, así como del PCS de los combustibles frecuentemente empleados.

Es importante resaltar que el programa utiliza unidades inglesas, tal como se acostumbra en la asignatura Centrales Termoeléctricas, además es un hecho que a nivel industrial aún predomina el empleo del sistema inglés, por tanto se busca familiarizar al estudiante con su uso.

El programa se puede obtener de forma gratuita en formato .zip en la siguiente página Web:

<http://www.webdelprofesor.ula.ve/ingenieria/villamar/PROGRAMAS/Programas%20Computacion.htm>. Una vez descargado se debe descomprimir y correr el archivo *Ran-*

kine Elemental.exe el cual se encuentra en la carpeta support; no se requiere instalar el programa.

4. Conclusiones

El análisis de ciclos termodinámicos de las plantas de vapor, es un tema de interés tanto para profesores como para estudiantes de Ingeniería Mecánica, es por ello que se desarrolló un software que facilita los cálculos y el estudio de los mismos.

Al contar con la aplicación "Ciclos 2005" se dispone de una herramienta de cálculo versátil que permite precisión, simplicidad y confiabilidad en los resultados, proporcionando además un gran conjunto de posibilidades en cuanto a la capacidad de poder manejar variables y obtener resultados instantáneos para su posterior análisis.

Los resultados obtenidos utilizando el software "Ciclos 2005", se validaron comparándolos con los arrojados por el programa EES (Cengel, 2003) y cálculos manuales, encontrándose entre ellos una discrepancia máxima de 0.47%, lo cual permite verificar la confiabilidad del programa elaborado.

Al comparar el programa creado con el EES, se observa que "Ciclos 2005" presenta la gran ventaja de que las ecuaciones necesarias para los cálculos ya están incluidas, mientras que en el EES se deben programar cada vez que se requiera el uso del mismo.

Se recomienda, ampliar el software "Ciclos 2005", incorporando otras configuraciones de plantas con regeneración que cuenten con más de un calentador abierto y cerrado y permita el estudio de ciclos más complejos, así como

el empleo del sistema internacional de unidades.

Referencias

- ASME, 1967, Thermodynamic and transport properties of steam.
- Avila M, 1980, Plantas de vapor, Publicaciones Facultad de Ingeniería, Universidad de los Andes, Mérida, Venezuela.
- Babcock & Wilcox Company, 1978, Steam, its generation and use, New York.
- Cengel Y, 2002, Termodinámica, 4° Edición Mc. Graw Hill, México.
- Forbus KD y Whalley PB, 1994, Using qualitative physics to build articulate software for thermodynamics education, Proceedings of AAAI-94, pp. 1175-1182.
- Haberman W y John J, 1996, Termodinámica para ingeniería con transferencia de calor, 2° Edición, Trillas, México.
- Herrero F, González C, Nieto R, Lacalle J y Rapún, J, 2003, Nuevas tendencias en la innovación educativa, p. 177, Universidad Politécnica de Madrid, España.
- Jones J y Dugan R, 1997, Ingeniería termodinámica, PHH, México.
- Manrique J y Cárdenas R, 1981, Termodinámica, Harla, México.
- Mogollón C y Ruiz J, 2006, Desarrollo de un software para la simulación de ciclos termodinámicos de las plantas de vapor, Proyecto de grado, Universidad de los Andes, Mérida, Venezuela.
- Van Wylen, 2002, Termodinámica, Limusa, México.
- Wark K, 2001, Termodinámica, Mc. Graw Hill, Madrid, España.