

# CAPITULO 1

## INTRODUCCION

### 1.1 Motivación y panorama general

Con el fin del siglo XX, y a pesar de una gran incertidumbre acerca del futuro de la energía, es altamente probable que el papel que juega en las sociedades modernas, y la importancia de la energía eléctrica seguirá creciendo y cambiando. No fue sino hasta los primeros años del siglo XX cuando los conceptos e inventos realizados por Humprey Davis, Nikola Tesla y Thomas Alva Edison se unieron creando la posibilidad de la producción controlada y el uso generalizado de la energía eléctrica. Después, las pequeñas “casas generadoras”, las cuales producían vapor para transmisiones mecánicas, así como para aprovechar el calor, encontraron que los motores eléctricos eran una fuente confiable y flexible para el manejo de la potencia mecánica. Los conductores eléctricos substituyeron a las tuberías de vapor y los motores eléctricos a las transmisiones movidas por vapor. Estas pequeñas "casas generadoras" rápidamente adoptaron el esquema de *cogeneración* para producir de manera combinada: calor en forma de vapor y energía en forma eléctrica.

Se observa que en el periodo que va de 1940 a finales de los años 60's la empresa eléctrica entregó un producto útil y confiable con un costo decreciente en el tiempo. Después, la empresa eléctrica que se desarrolló en la primera mitad del siglo emerge como suministradora de todas las necesidades energéticas no transportables. Durante ese mismo periodo, en Estados Unidos y en otros países del mundo, a través de una combinación de regulación federal y condiciones de mercado, los costos de los combustibles se mantuvieron bajos. La mayoría de los usuarios encontraron que el mejor costo de la energía era el que se obtenía al comprar energía eléctrica a una empresa eléctrica y el gas natural o petróleo para las calderas instaladas en sus locales.

Cuando el esquema de cogeneración pudo ser una alternativa energética eficiente, su aplicación se limitaba principalmente a aquellas formas o esquemas de industrias, como las refinerías de petróleo, molinos de pulpa y papel o plantas químicas. Dentro de las industrias se presentó un número considerable de capacidad de cogeneración, distribuyendo la energía eléctrica generada a través de la red eléctrica y vendiendo el vapor a través de tuberías. Sin embargo, la cantidad de energía generada en plantas de cogeneración se fue haciendo una componente cada vez de menor importancia, respecto del total de energía generada; como se muestra en la Figura 1.1, [10].

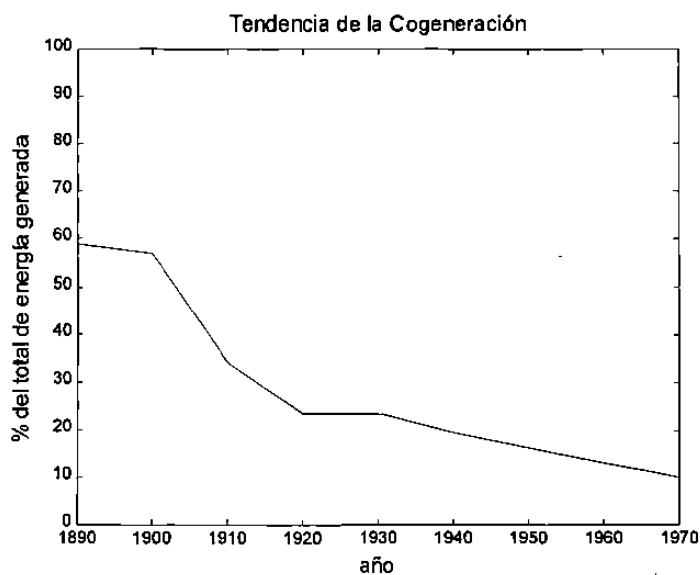


Fig. 1.1 Tendencia de la cogeneración, respecto al total de la energía generada; Estados Unidos.

En 1973 y 1974 el patrón de consumo y el suministro de energía cambió; debido al rápido incremento en el precio de petróleo y de manera coincidente con el embargo petrolero. En la Figura 1.2 se muestra la variación en el consumo de energía mundial [3], de los Estados Unidos y del Reino Unido en éste periodo. En especial para el Reino Unido a mediados de los años 70's aparece un "hueco energético" – la diferencia entre el consumo de energía y la producción bruta de combustible. A pesar de la economía decreciente y de que los ahorros

energéticos han llevado a una reducción en el consumo, dicho “hueco” parece poco probable que se presente nuevamente en el siglo XXI.

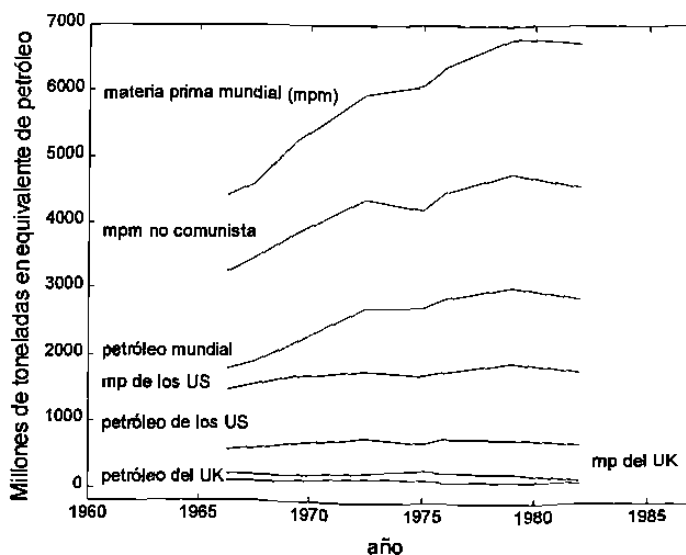


Fig. 1.2 Tendencia mundial del consumo de energéticos.

Por lo que puede observarse, en un futuro cercano, las fuentes convencionales de energía seguirán suministrando la nueva demanda, con una pequeña contribución de fuentes de suministro renovables. Sin embargo se han observado cambios significativos en la forma del suministro, como se indica en la Tabla 1.1, [4].

Tabla 1.1 Consumo de Energía en el Reino Unido (UK).

	1963	1973	1983	1990†	2000†
Petróleo*	61	114	72	69	64
Gas natural*	--	26	44	51	55
Carbón*	116	78	66	61	69
Nuclear, etc.*	3	7	12	18	21
Total*	180	225	194	199	209

\* Millones de toneladas en equivalente de petróleo.

† Proyectadas.

Para países industrializados, como el caso del Reino Unido, se cuenta con varias opciones para que se genere un “hueco energético” y entre estas opciones se incluye: el incrementar la producción de carbón, la búsqueda de nuevos depósitos de petróleo y de gas natural, el uso de fuentes de energía renovables y las formas no convencionales (eólica, las olas, mareomotriz, fuentes geotérmicas, etc.), el desarrollo de fuentes de energía nuclear, y en general, las políticas de conservación de la energía. En la parte técnica se ha mejorado el aislamiento térmico, los acoplamientos con bombas de calor, la eficiencia de las fuentes de calor, la utilización de productos de desperdicio como combustibles, y como una opción el *combinar la producción de calor y energía (Calor y Energía Combinados CEC)*.

Las plantas de generación de energía eléctrica convierten a ésta forma de energía partiendo de una fuente primaria. Las plantas térmicas convencionales utilizan la energía que se obtiene de la reacción química de la combustión del elemento energético usado, o la fisión nuclear como fuente. Dentro de las fuentes renovables para la generación de energía eléctrica se puede contar a la energía potencial (agua en esquemas hidroeléctricos), la energía cinética (el viento en las plantas eólicas), o la energía suministrada por un fluido con una alta entalpía (el caso de los esquemas geotérmicos). Es claro que si se reemplazan las plantas térmicas por plantas que utilicen como energéticos recursos renovables, se estará ahorrando energía. Este objetivo se logra en parte cuando se emplean plantas que producen calor y energía eléctrica al mismo tiempo; ya que en este tipo de plantas se emplea de manera más eficiente el calor suministrado, es decir, se utiliza energía en forma de calor y además se produce energía eléctrica.

En las plantas térmicas convencionales solamente un tercio de la energía del petróleo o del carbón se transforma en energía eléctrica; los dos tercios restantes son pérdidas, desechadas en las torres de enfriamiento o vertidas en el agua de los ríos que desembocan al mar entre otros. En teoría, se puede modificar el diseño y la operación de una planta para la producción de energía eléctrica con la finalidad de convertirla en una planta de *cogeneración*; también llamada *planta de CEC*, es decir, que de la planta se pueda aprovechar el vapor así como energía eléctrica y mejorar la eficiencia en la utilización de la

energía. El vapor se debe proveer a una cierta temperatura y en forma de agua caliente para usos domésticos, o en forma de vapor para procesos industriales.

Los dos tipos generales de cogeneración como son: la distribución de calor asociado al vapor o para fines industriales ha sido objeto de estudios detallados durante los últimos años. La esencia del primer esquema, como es la cogeneración para distribución de vapor, implica la construcción de redes de distribución, las cuales proveen el calor a calefactores y agua caliente en un rango de temperatura de 80 a 150 °C. En el caso de cogeneración para fines industriales, es común que la demanda de calor se requiera en forma de vapor de salida a diferentes presiones.

Los ahorros que resultan de la aplicación de plantas diseñadas para producir calor y energía (CEC), son substanciales. Para valorar de una manera más precisa estos ahorros es necesario conocer y comprender los conceptos básicos de termodinámica. Pero lejos de alcanzar una máxima eficiencia en los procesos térmicos y de conversión de la energía, lo que ha sostenido el desarrollo de las plantas de cogeneración es el aspecto económico.

Por ejemplo, con datos disponibles [22], el ahorro de energía que se ha obtenido por el uso de las plantas de cogeneración en el Reino Unido se ha reportado de manera detallada por el Grupo de Energía y Calor Combinados, designado por la Secretaria de Estado para la Energía en 1976, el cual rindió su reporte en 1979. Este grupo indica que si la cogeneración puede capturar el 30 % (aproximadamente 38.4 GW) del total de carga térmica del Reino Unido (128 GW), el ahorro aproximado comparado con la mezcla de combustibles existentes utilizados en el Reino Unido, será de aproximadamente 12 millones de toneladas equivalentes de petróleo anuales.

Otro aspecto importante por el cual la cogeneración ha cobrado importancia en algunos países es debido a que se han presentado esquemas de generación de energía no regulados. Es decir, se permite la introducción de Productores Independientes de Energía

(PIE) en el mercado de energía. Los PIE pueden conectar sus plantas generadoras a la red eléctrica de suministro convencional para entregar su producción.

En la selección de estas plantas de generación de energía es de esencial importancia el tener en cuenta la eficiencia total de la planta, y con un esquema de cogeneración el factor de utilización de energía es mucho mayor que el de una planta de generación de energía eléctrica tradicional. Así, el propósito del diseño de una planta con esquema de cogeneración es distinto al de un diseño de una planta de energía convencional, ya que éste último busca cubrir una demanda eléctrica con una eficiencia total máxima. En cambio, en un diseño de un esquema de cogeneración se busca cubrir una demanda eléctrica y además una carga de calor; por medio del calor que se produce en el proceso de generación de energía eléctrica, Figura 1.3. El término de factor de utilización se incluye como criterio para “medir” el desempeño de una planta de CEC contra el de una planta de generación convencional, ya que en esta última el criterio de eficiencia total de la planta esta dado por (1.1).

$$\eta_o = \frac{W}{F} \quad (1.1)$$

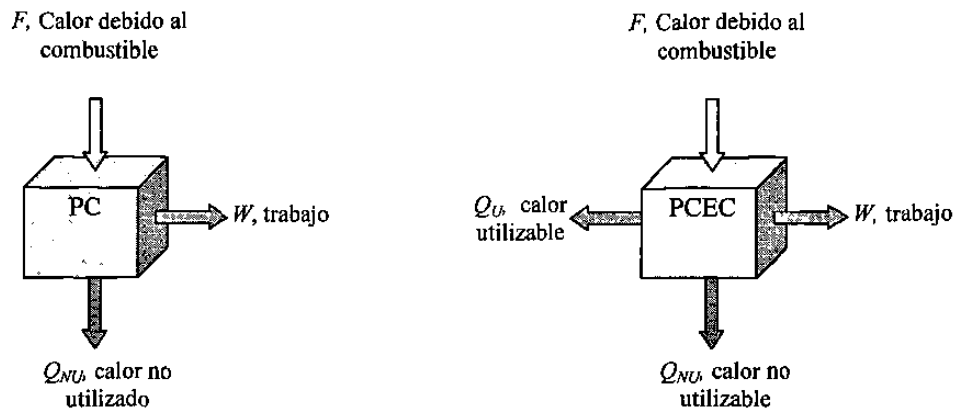
$W$       trabajo entregado por la planta, J

$F$       Calor debido a la entrada de combustible, J

Este criterio de desempeño carece de relevancia en una planta de cogeneración; por lo tanto, un criterio de desempeño más adecuado es el factor de utilización de energía (FUE).

$$FUE = \frac{W + Q_u}{F} \quad (1.2)$$

$Q_u$       Calor utilizable, J



a) Planta de generación convencional.

b) Planta de cogeneración.

Fig. 1.3 Esquemas de generación de energía.

El interés principal de ese trabajo es el abordar el problema del comportamiento dinámico de plantas de cogeneración y de ciclo combinado, ya que los modelos con los cuales se hacen simulaciones para estudios dinámicos no son lo suficientemente precisos para describir el comportamiento de los componentes de dichos esquemas de generación ante perturbaciones en la parte térmica o mecánica; por lo tanto hay mucha información que no se procesa y esto genera como consecuencia que las simulaciones digitales no sean precisas, y que el sistema no se comporte de la manera en la que se predice en estudios previos.

El contar con los modelos dinámicos apropiados, nos permite entrenarnos y entender la interacción que tienen éste tipo de plantas conectadas a la red eléctrica interactuando con plantas convencionales y con plantas de su misma naturaleza; así como el poder adéntranos en estudios de tipo operativo a nivel de planta.

Hasta el momento, en software comercial “accesible” no se cuentan con modelos dinámicos para todos los componentes de plantas de generación que empleen ciclo térmico Rankine o ciclo térmico Joule Brayton; es decir, que en MATLAB si existe un blockset designado exclusivamente para ser una herramienta moderna para el diseño rápido y fácil de modelos de sistemas de potencia; este blockset recibe el nombre de POWER SYSTEMS BLOCKSET. Este blockset utiliza el ambiente de diseño de SIMULINK, lo cual ofrece un

gran ventaja, ya que no solamente se puede obtener una descripción topológica inmediata del sistema a simular, sino que también nos permite hacer que nuestro sistema interactúe con sistemas mecánicos, térmicos, de control, y de cualquier disciplina que se requiera.

El blockset cuenta con una extensa librería, y dependiendo de la versión del SIMULINK con la que se cuente y la versión del toolbox o blockset se tendrán las actualizaciones de los modelos. En el blockset de power systems se pueden encontrar elementos tales como: modelos para líneas de transmisión, transformadores ideales y saturables, máquinas rotatorias, y en la versión 5.3 (R11) de MATLAB se presenta un modelo para turbina hidráulica con gobernador. Sin embargo, sigue presente el problema de que no se cuenta con los modelos necesarios para poder implementar una planta de generación que emplee turbina de vapor o de gas y hacer simulaciones.

En la versión 4 de SIMULINK, la cual viene con el software MATLAB 6 (R12), el *blockset* de *Power Systems*, cuenta con una librería más extensa. En esta versión, son más los bloques que simulan electrónica de potencia (convertidores, rectificadores, PWM's, IGBT, GTO, etc.); también es más extensa la librería de máquinas eléctricas en general (transformadores 1 $\phi$  y 3 $\phi$ , máquinas rotatorias, líneas, etc.). Y además presenta un modelo de la turbina de vapor con gobernador; pero a pesar de que es la versión más actual de MATLAB a la fecha, no se cuenta aun con una librería completa para poder implementar modelos de plantas de generación; es decir, faltan modelos para: condensadores, calderas, bombas, válvulas, cámaras de combustión, cargas térmicas, etc. Por esta razón, aunada al hecho de que los esquemas de cogeneración y de plantas de generación de ciclo combinado son cada vez más utilizados, es tan importante el desarrollar modelos dinámicos adecuados de éstos componentes, para poder adentrarnos en estudios electromecánicos y térmicos, aunque éstos últimos sean muy lentos, pero las perturbaciones que se presentan que se presentan en el ciclo, afectan considerablemente la dinámica del sistema de potencia, y puede jugar un papel crítico en la estabilidad del mismo.



El contar con los modelos apropiados para la simulación dinámica de plantas que emplean turbina de vapor y de gas, nos genera además una gran área de oportunidad para poder hacer estudio en los esquemas existentes, o poder prever el comportamiento de los posibles esquemas, bajo circunstancias y factores específicos.

Una vez que se cuenta con los modelos dinámicos se tendrá que seleccionar una herramienta de simulación digital la cual nos permita implementar dichos modelos en un ambiente “amigable” que resulte fácil de manipular, y en el cual se permita de manera sencilla hacer extensiones posteriores a los modelos ya implementados. En la siguiente sección se enumeran algunas de estas herramientas con sus características principales.

## **1.2 Selección de herramientas a utilizar**

Para analizar la viabilidad de los esquemas de cogeneración, la herramienta tradicional ha sido el análisis global de estado estable y el balance de energía. Algunas industrias cuentan con dichas herramientas encapsuladas en un software propio, sin embargo, para obtener una visión más completa y detallada del proceso global de operación se hace necesario contar con modelos para la simulación dinámica. Durante los últimos diez años, todos los sistemas de simulación digital han evolucionado, gracias a que la Interfase Gráfica de Usuario (IGU) y la simulación basada en íconos se ha convertido en un estándar. Las plataformas de hardware se hacen cada vez más poderosas desde el punto de vista numérico y de visualización. Esto abre la puerta para que se desarrollen simulaciones dinámicas de sistemas de gran escala, tomando ventaja del desarrollo modular y la integración de modelos para formar sistemas de complejidad creciente. Estos avances en las herramientas de simulación permiten que los sistemas energéticos sean rápidamente analizados, incluyendo tanto el proceso de diseño como el proceso de identificar mejoras para los sistemas existentes. Se tiene, así mismo, necesidad de que los modelos estén rápidamente disponibles y que tengan la forma y la estructura correcta para ser útiles en las simulaciones.

Para la selección del software adecuado para el modelado de componentes, en los distintos esquemas de generación, es conveniente disponer de información acerca de los distintos paquetes así como sus características generales. Una fuente de información organizada se puede obtener del “*Working Group on Software*” de la *Eindhoven University of Technology* en Holanda, [35].

Este grupo cuenta con una base de datos de herramientas para simulación de sistemas y de herramientas para el diseño de controladores. El grupo es internacional y tiene un boletín informativo que se actualiza con frecuencia. La base de datos cuenta con información de un gran número de herramientas de simulación, las que se discuten en detalle; por esta razón sólo se mencionan las que son más accesibles.

a) **SIMULINK® (MATLAB®)**. Es un programa interactivo desarrollado para efectuar cálculos numéricos y visualización. El manejo de datos en este software es con base a matrices de dimensiones arbitrarias. MATLAB fue introducido en el mercado en 1981, y después fue reforzado con el programa SIMULINK (1992), el cual sirve para llevar a cabo simulación de sistemas dinámicos con base en íconos.

En SIMULINK se facilita el modelado y el análisis de sistemas dinámicos, incluyendo sistemas lineales, no lineales, continuos, discretos, híbridos y multifrecuencia. Los modelos se construyen de manera simple, tomando elementos de las librerías disponibles, hacia una hoja de trabajo en la cual se interconectan dichas componentes. Además, SIMULINK ofrece la opción de trabajar con niveles, es decir con “jerarquía”, creando subsistemas (ver Apéndices A y B).

b) **SIMNON**. Este software fue desarrollado en el *Lund Institute of Technology* en Suecia y ha sido usado desde 1974. Recientemente SIMNON ha sido ampliamente renovado y extendido. El software básico está disponible en cinco versiones, para estaciones de trabajo y para computadoras personales. Una de las características más importantes de SIMNON es

que cuenta con una interfase gráfica para el usuario llamada ISEE-SIMNON, en la cual se puede construir modelos jerárquicos complejos y efectuar estudios en un ambiente Windows.

c) **MATRIXx**. La estructura del ambiente de trabajo de MATRIXx es similar a la de MATLAB. Una gran cantidad de comandos son compartidos entre MATLAB y MATRIXx, con pequeñas diferencias en la sintaxis. MATRIXx es un calculador interactivo programable con capacidad para graficado. Fue introducido en 1983 y permite la solución de problemas matriciales complejos y de gran escala.

MATRIXx puede trabajar con sistemas continuos, discretos e híbridos, así como sistemas digitales multi-rango y controlados por eventos. Además, es posible la simulación interactiva con paneles de control manuales los cuales pueden ser manipulados a lo largo de la simulación. También cuenta con librerías con dispositivos comunes como medidores, calibradores y graficas que están conectadas con el modelo para monitoreo.

Existe una gran cantidad de software para el modelado y el estudio de sistemas dinámicos, pero para este trabajo de investigación se seleccionó SIMULINK. La herramienta cuenta con una extensa librería de dispositivos y es un software relativamente fácil de conseguir. Cuenta también con TOOLBOXES especiales para aplicaciones específicas y por su gran facilidad y accesibilidad en el manejo interactivo y la creación de modelos dinámicos, además permite trabajar en distintos niveles para ver cómo interactúan los distintos componentes del sistema.

Una parte importante de este trabajo radica en el hecho de que se crearon varios archivos .mdl, los cuales contienen los modelos dinámicos de los componentes de plantas de generación. Aquellos esquemas que emplean turbina de gas, así como componentes de plantas de generación que emplean turbinas de vapor, y dejarlos a manera de librería en SIMULINK para su fácil acceso y utilización en estudios del comportamiento dinámico de plantas de cogeneración.

### 1.3 Descripción del contenido del trabajo

Una vez que se cuenta con modelos dinámicos para el estudio de las plantas de cogeneración, básicamente plantas que tengan ciclo combinado, se procede a estudiar la operación de la planta en condiciones operativas y ante distintas contingencias. Posteriormente se implementaron controladores para evaluar su comportamiento ante las contingencias estudiadas.

Este trabajo de investigación consta de seis capítulos ordenados de la siguiente manera:

Introducción.

En el segundo capítulo se describe el proceso por medio del cual se logra la producción de potencia mecánica en la flecha que conecta a la turbina de gas con el generador de energía eléctrica. Se expone brevemente el ciclo térmico Joule Brayton. Finalmente se describe cada uno de los componentes principales para su modelado. Se presenta la y su interconexión e interacción por medio de simulaciones.

El tercer capítulo trata la turbina de vapor y describe el proceso mediante el cual se produce potencia mecánica en la flecha que interconecta a la turbina de vapor con el generador eléctrico, empleando el ciclo térmico Rankine. Se describe cada uno de los componentes que intervienen en el proceso, su modelado, interconexión e interacción mediante simulaciones.

El cuarto capítulo estudia la simulación de la operación de plantas de generación con turbina de gas, de vapor, de ciclo combinado y de cogeneración. Se presentan pruebas de cada uno de los esquemas de generación de energía de manera independiente. Adicionalmente se interconectan para formar nuevos esquemas de generación, como los de ciclo combinado, cogeneración con turbina de gas, cogeneración con turbina de vapor, etc.

Se presentan pruebas con los esquemas implementados tales como esquemas de valvuleo rápido, incrementos en la señal de demanda de combustible y fallas.

El capítulo cinco aborda el problema del control SISO para algunos componentes de plantas de generación. Esto se hace mediante algunos de los modelos desarrollados en capítulos anteriores. Se aplican técnicas para determinar la sensibilidad de las variables de salida de los subsistemas respecto a una perturbación en alguna señal de entrada que nos interesa controlar. Posteriormente se aplican técnicas de sintonización de controladores PID de lazo cerrado para su aplicación a los subsistemas. Finalmente se llevan a cabo pruebas para observar la operación dinámica de los bloques con el controlador.

Finalmente en el capítulo de conclusiones y recomendaciones se presenta un breve resumen del trabajo desarrollado y se presentan las aportaciones del trabajo de investigación. Así mismo se presentan recomendaciones para trabajos futuros empleando los modelos e ideas desarrolladas en este trabajo.

## CAPITULO 2

### GENERACION CON BASE A TURBINA DE GAS

#### 2.1 Introducción

El principio bajo el cual operan las turbinas de gas consiste en dirigir los gases con alta temperatura, que se obtienen por medio de la combustión de algún combustible primario, hacia los álabes de la turbina. Este tipo de elementos en las plantas generadoras tuvieron una aplicación limitada hasta el siglo XX, hasta que se desarrollaron nuevas aleaciones metálicas las cuales soportan altas temperaturas. En las primeras turbinas de gas se inyectaba vapor a bajas temperaturas en los gases que se obtenían de la combustión, con el propósito de templar los gases a una temperatura de 700 °K o a temperaturas menores; ya que éste era el límite de trabajo del acero que formaba la turbina. También en algunos casos se inyectaba agua. Ninguno de estos métodos era realmente efectivo, ya que la potencia que generaba la turbina apenas era suficiente para hacer trabajar al compresor.

Las turbinas de gas fueron desarrolladas básicamente para la industria aeronáutica, y para los "super-cargadores" de motores de combustión interna. Actualmente, algunas turbinas de gas que se encuentran en uso son el resultado de los diseños para la industria aeronáutica; aun cuando éstas operan a velocidades mayores a las que generalmente operan con los generadores de energía eléctrica; por lo cual se hace necesario reducir la velocidad por medio de juegos de engranes. Las turbinas de gas han desempeñado un papel importante en las últimas tres décadas; debido a su bajo costo de inversión inicial y versatilidad operativa como cuando son usadas en servicios de emergencia para cubrir los picos de la demanda diaria en caso de ser requeridas. En muchos sistemas eléctricos las turbinas de gas continúan operando en modo de reserva; es decir sin carga pero rodando.

Las plantas que utilizan turbinas de gas para manejar energía mecánica, que después se convierte a energía eléctrica por medio de un generador, pueden operar en circuito cerrado, Figura 2.1, como en circuito abierto, Figura 2.2.

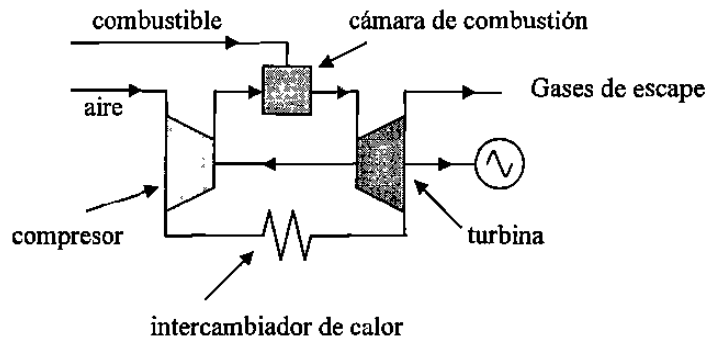


Fig. 2.1 Planta de generación con turbina de gas en circuito cerrado.

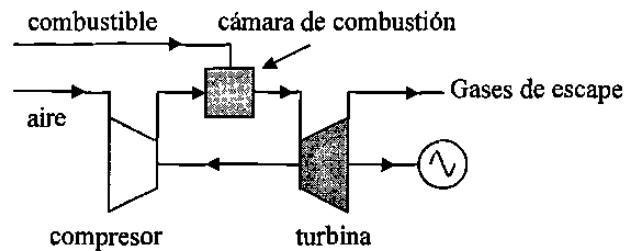


Fig. 2.2 Planta de generación con turbina de gas en circuito abierto.

Sin embargo, las plantas de generación con turbina de gas operan más frecuentemente en "circuito abierto". En esta configuración el combustible y el aire entran a la cámara de combustión y después de generarse la reacción química, el gas sale hacia la turbina produciendo potencia mecánica, y los gases que salen de la turbina no se reciclan. Este tipo de planta en "circuito abierto" no constituye un ciclo termodinámico; sin embargo, su desempeño es frecuentemente evaluado como si estuviese trabajando como una planta de "circuito cerrado".

Las plantas de generación que emplean turbinas de gas se basan en el ciclo Joule-Brayton de presión constante [7, 40], Figura 2.3. Se considera un flujo constante de aire o de gas a través del compresor, del calentador, de la turbina, y del intercambiador de calor, en caso de que sea de ciclo térmico cerrado. La turbina proporciona potencia mecánica tanto al compresor como al generador.

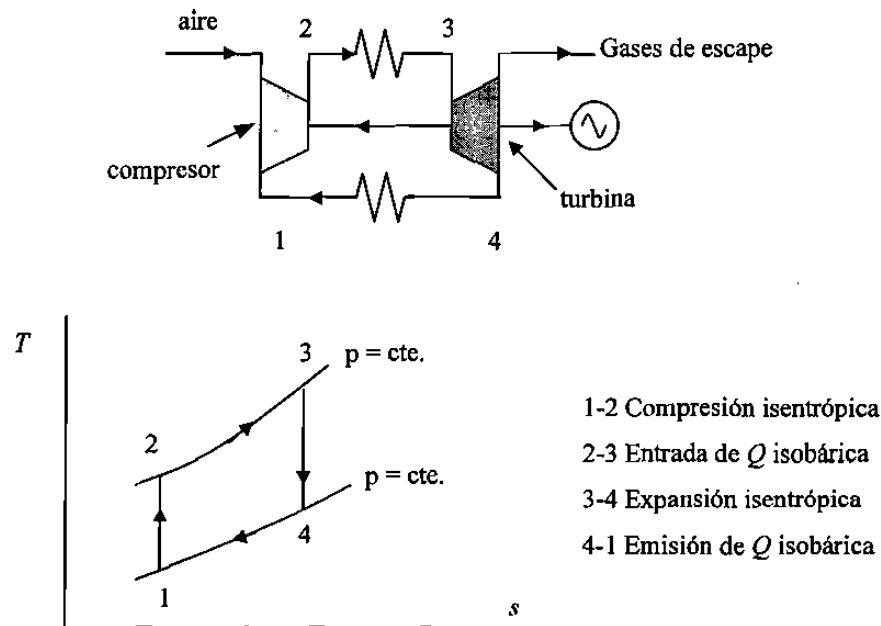


Fig. 2.3 Diagrama Temperatura – Entropía del ciclo térmico de generación de potencia mecánica con turbina de gas.

De la Figura 2.2, se puede ver que los componentes principales de las plantas generadoras que emplean las turbinas de gas son: el compresor, la cámara de combustión y la turbina. La manera en la cual operan estas plantas es: en el punto 1 se toma aire de la atmósfera, el cual entra al compresor para alcanzar las condiciones más favorables para la combustión. Posteriormente, en el punto 2, el aire se mezcla con combustible en forma de gas en la cámara de combustión, para que se lleve a cabo la combustión, y después en el punto 3 los gases calientes que salen de la cámara van hacia la turbina para producir potencia mecánica. En términos de conversión de la energía, la energía química que se libera debido a



la combustión se transfiere al flujo de gas. Esta energía, la cual es medida en términos de entalpía de los gases, se convierte en potencia mecánica por medio del flujo de gas que hace girar a la turbina. Se debe considerar que en este proceso parte de la potencia mecánica manejada va hacia el compresor y el resto, para la aplicación deseada.

En el diagrama  $T$ - $s$  de la Figura 2.3, el área debajo de cada una de las curvas de los procesos representa el calor transferido por dicho proceso; así, el área bajo la curva que une a los puntos 2 a 3 representa el calor transferido por la combustión que toma parte en la cámara de combustión, es decir:

$$q_{ent} = \int_{s_2}^{s_3} T(s)_{2,3} ds \quad (2.1)$$

La ecuación 2.1 es válida para todos los procesos, simplemente se cambian los límites de integración a los límites en los cuales se lleva a cabo el proceso, y obviamente también la temperatura en función de la entropía para dicho proceso. Entonces el calor que se despidió en el ciclo térmico Joule Brayton está dado por el área bajo la curva de 1 a 4:

$$q_{sal} = \int_{s_1}^{s_4} T(s)_{1,4} ds \quad (2.2)$$

Finalmente, por la primera ley de la termodinámica, la diferencia entre las áreas de 2 a 3 y de 1 a 4 representan el trabajo neto producido en el ciclo térmico:

$$W_{neto} = q_{ent} - q_{sal} \quad (2.3)$$

Es evidente que mientras mayores sean las temperaturas que se manejan en el proceso de 2 a 3 y menores las temperaturas que se manejan de 4 a 1, se tendrá una eficiencia mayor del ciclo térmico.

Para obtener el modelo de los distintos componentes de las plantas de generación con turbina de gas, normalmente se hacen las siguientes consideraciones:

- i) El aire y los productos de la combustión se consideran gases ideales.
- ii) Los calores específicos se consideran constantes para los productos de la combustión, del aire y del vapor inyectado.
- iii) El flujo a través de las toberas (compresor) se describe como un proceso adiabático politrópico, unidimensional y uniforme [1].
- iv) El almacenamiento de energía y el retardo en el transporte en el compresor, en la turbina y en la cámara de combustión son relativamente pequeños; es por esto, que se aplican ecuaciones de estado estable.
- v) La energía cinética a la entrada del flujo de gas en el compresor y en la turbina se considera despreciables.
- vi) El flujo másico de aire a través del compresor es controlable por medio de los álabes en la entrada.

Las plantas de generación que emplean turbinas de gas se pueden modelar con cuatro subsistemas básicos, siendo estos:

- El sistema de combustible (válvula con actuador)
- El compresor
- La cámara de combustión
- La turbina

## 2.2 Sistema de combustible

Este sistema es el que provee el combustible necesario para que se lleve a cabo la combustión. Es decir, a partir de una señal de demanda de combustible éste sistema opera aumentando el flujo o disminuyéndolo según se requiera. El flujo de combustible que sale del

sistema de combustible es el resultado de la inercia del actuador y del posicionador de la válvula. La ecuación en el dominio de Laplace que describe la dinámica del actuador se puede escribir como:

$$w_f = \frac{k_{ff}}{\tau_f s + 1} e_1 \quad (2.4)$$

$w_f$  flujo de masa del combustible, kg/s  
 $k_{ff}$  ganancia del sistema de combustible  
 $\tau_f$  constante de tiempo del sistema de combustible, s  
 $e_1$  señal interna

El posicionador de la válvula está descrito por:

$$e_1 = \frac{a}{bs + c} e_2 \quad (2.5)$$

$a, b, c$  parámetros de la válvula  
 $e_2$  señal interna

$$e_2 = F_d - w_f k_f \quad (2.6)$$

$F_d$  señal de demanda del combustible, en p. u.  
 $k_f$  coeficiente de retroalimentación

Con las ecuaciones de transferencia anteriores, se puede generar un diagrama de bloques, el cual se implementa directamente en SIMULINK. El sistema se puede encapsular a manera de subsistema para su fácil manipulación posterior, obteniendo la representación que se muestra en la Figura 2.4, ver Apéndice A para mayor detalle. Para el uso del subsistema encapsulado se tienen que especificar los siguientes parámetros:  $a, b, c, k_f, k_{ff}, \tau_f$ .

Los valores se especifican dando un doble “click” en el ícono que representa al sistema de combustible.

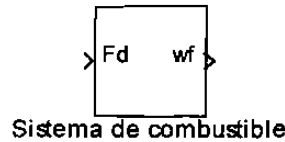


Fig. 2.4 Ícono encapsulado del sistema de combustible.

### 2.3 Compresor

Los compresores son máquinas de desplazamiento positivo que mantienen el volumen constante en su cámara y un rango de presiones a la salida, las presiones dependen en forma proporcional de la presión de entrada al compresor y en forma inversamente proporcional al cociente de densidades entrada-salida. Es decir, la densidad del gas a la salida del compresor es mayor a la densidad de entrada.

La dinámica del compresor se describe por medio de las siguientes siete ecuaciones: La siguiente ecuación describe el flujo unidimensional estable a través de la tobera, para una compresión politrópica uniforme:

$$w_a = A_o \left[ \left( \frac{2m_a}{\eta_{oc}(m_a - 1)} \right) \rho_i p_{cin} \left( r_c^{\frac{2}{m_a}} - r_c^{\frac{m_a+1}{m_a}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.7)$$

$w_a$  flujo de masa de aire dentro del compresor, kg/s

$A_o$  área de salida del compresor, m<sup>2</sup>

$\eta_{oc}$  eficiencia politrópica del compresor

$\rho_i$  densidad del aire de entrada, kg/m<sup>3</sup>

$p_{cin}$  presión del aire de entrada, Pa

- $m_a$  índice politrópico  
 $r_c$  relación de presiones (salida/entrada)

Ecuación del índice politrópico

$$m_a = \frac{\gamma_a}{\gamma_a - \frac{\gamma_a - 1}{\eta_{\omega c}}} \quad (2.8)$$

- $\gamma_a$  ( $c_{pa}/c_{va}$ ) relación de calores específicos para el aire (constante)  
 $c_{pa}$  calor específico del aire a presión constante, J/(kg °K)  
 $c_{va}$  calor específico del aire a volumen constante, J/(kg °K)

Ecuación de presión de salida del aire

$$P_{cout} = P_{cin} r_c \quad (2.9)$$

Ecuación de temperatura del aire a la salida

$$\left( \frac{T_{cout}}{T_{cin}} \right) = r_c^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a \eta_{\omega c}}} \quad (2.10)$$

- $T_{cout}$  temperatura del aire de salida, °K  
 $T_{cin}$  temperatura del aire de entrada, °K

Ecuación de consumo de potencia del compresor

$$P_c = \frac{w_{ain} \Delta h_l}{\eta_c \eta_{trans}} \quad (2.11)$$

- $P_c$  consumo de potencia del compresor, W
- $\Delta h_f$  cambio isoentrópico de entalpía, correspondiente a la compresión de  $p_{cin}$  con respecto a  $p_{cout}$ , J/kg
- $\eta_c$  eficiencia total del compresor
- $\eta_{trans}$  eficiencia de transmisión de la turbina al compresor

Ecuación de la eficiencia total del compresor

$$\eta_c = \frac{1 - r_c^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}}}{1 - r_c^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a \eta_{oc}}}} \quad (2.12)$$

Ecuación de cambio de la entalpía isentrópica de los gases ideales

$$\Delta h_f = c_{pair} T_{cin} \left( r_c^{\frac{R_{air}}{c_{pair}}} - 1 \right) \quad (2.13)$$

$c_{pair}$  calor específico del aire a presión constante, J/(kg °K)

$R_{air}$  constante de los gases ideales para el aire, J/(kg °K)

De la misma manera que en el sistema de combustible, se encapsuló el diagrama del compresor para obtener un subsistema utilizando SIMULINK y el bloque equivalente que se obtuvo se ilustra en la Figura 2.5. Los parámetros que se deben declarar en este subsistema son:  $\eta_{trans}$ ,  $R_{air}$ ,  $c_{pair}$ ,  $\eta_{oc}$ ,  $\gamma_a$ ,  $A_o$ .

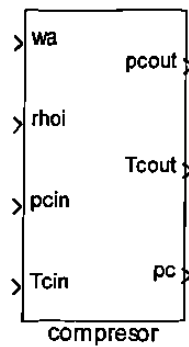


Fig. 2.5 Icono encapsulado del Subsistema Compresor.

## 2.4 Cámara de combustión

Este es el espacio en el cual se lleva a cabo la combustión y donde los gases calientes, como producto de la combustión, salen hacia la turbina de gas.

Flujo de masa de los gases de escape

$$w_G = w_a + w_f + w_{is} \quad (2.14)$$

$w_f$  flujo de masa del combustible, kg/s

$w_{is}$  flujo de masa de la inyección de vapor, kg/s

$w_G$  flujo de masa hacia la turbina, kg/s

Ecuación de la energía de combustión a una temperatura de 25 °C

$$w_G c_{pg} (T_{Tin} - 298) + w_f \Delta h_{25} + w_a c_{pa} (298 - T_{cout}) + w_{is} c_{ps} (298 - T_{is}) = 0 \quad (2.15)$$

$c_{pg}$  calor específico de los gases de combustión, J/(kg °K)

$c_{ps}$  calor específico del vapor, J/(kg °K)

$c_{pa}$  calor específico del aire, J/(kg °K)

$T_{Tin}$  temperatura de los gases de entrada a la turbina, °K

$\Delta h_{25}$  entalpía específica de la reacción a la temperatura de referencia, (25 °C), J/kg

$T_{is}$  temperatura del vapor, °K

Pérdida de presión de la cámara de combustión

$$p_{Tin} = p_{cout} - \Delta p \quad (2.16)$$

con:

$$\Delta p = \left[ \left( k_1 + k_2 \left( \frac{T_{Tin}}{T_{cout}} - 1 \right) \right) \frac{R}{2} \left( \frac{w_G}{A_m P_{cout}} \right)^2 T_{cout} \right] \quad (2.17)$$

$p_{Tin}$  presión de los gases de combustión a la entrada de la turbina, Pa

$\Delta p$  pérdida de presión en la cámara de combustión, Pa

$k_1, k_2$  coeficientes de pérdida de presión

$R_{cg}$  constante universal de los gases para los gases de combustión, J/(kg °K)

$A_m$  área de la sección transversal de la cámara de combustión, m<sup>2</sup>

Entalpía de los gases a la entrada de la turbina:

$$h_{Tin} = h_{ref} + c_{pg}(T_{Tin} - T_{ref}) \quad (2.18)$$

$T_{ref}$  temperatura de referencia de la combustión, °K

$h_{ref}$  entalpía de referencia de los gases de combustión, J/kg

$h_{Tin}$  entalpía de los gases de entrada a la turbina, J/kg



Al implementar las ecuaciones anteriores en un diagrama de bloques por medio de SIMULINK, se genera un subsistema el cual se ilustra en la Figura 2.6. Para este subsistema se deben declarar los parámetros:  $c_{pg}$ ,  $c_{pa}$ ,  $c_{ps}$ ,  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $T_{ref}$ ,  $h_{ref}$ ,  $A_m$ ,  $R_{cg}$ ,  $\Delta h_{25}$ .

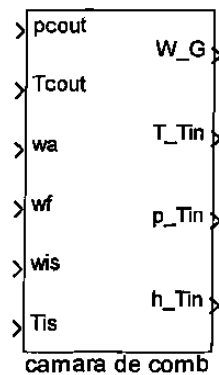


Fig. 2.6 Icono encapsulado del Subsistema Cámara de Combustión.

## 2.5 La turbina de gas

Esta es la sección en la cual se expanden los gases que salen de la cámara de combustión. Al expandirse los gases, contra los alabes de la turbina, ésta adquiere energía cinética, entregando así potencia mecánica al generador eléctrico.

Relación presión temperatura

$$\left( \frac{T_{Tout}}{T_{Tin}} \right) = r_T^{\eta_{\infty T} \left( \frac{\gamma_{cg}-1}{\gamma_{cg}} \right)} \quad (2.19)$$

$T_{Tout}$  temperatura de los gases a la salida de la turbina, °K

$r_T$   $P_{Tout}/P_{Tin}$ , relación de presiones de salida a entrada

$\eta_{\infty T}$  eficiencia politrópica de la turbina

$\gamma_{cg}$   $c_{pg}/c_{vg}$ , relación de calores específicos para los gases de la combustión

$$P_{mech} = P_T - P_c \quad (2.25)$$

$$\Delta h_I = c_{pg} T_{Tin} \left( r_T^{\frac{R_{cg}}{c_{pg}}} - 1 \right) \quad (2.26)$$

$P_T$  potencia mecánica entregada por la turbina, W

$P_c$  potencia requerida por el compresor, W

$P_{mech}$  potencia mecánica neta disponible en la turbina, W

$\Delta h_I$  cambio de entalpía isentrópica para la expansión de gas de  $p_{Tin}$  a  $p_{Tout}$ .

$c_{pg}$  calor específico del gas a presión constante, J/(kg °K)

$R_g$  constante de los gases ideales para el gas, J/(kg °K)

Al implementar las ecuaciones anteriores, en un bloque en SIMULINK, se obtiene el subsistema de la Figura 2.7.

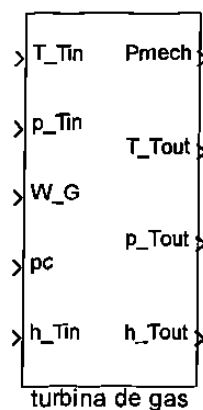


Fig. 2.7 Icono encapsulado del Subsistema Turbina de gas.

## 2.6 Sistema interconectado completo

Si se interconectan todos los subsistemas desarrollados hasta este punto, se tiene un equivalente que involucra la entrada del flujo de combustible, el cual vendrá de un

controlador y la potencia mecánica como salida, este concepto queda ilustrado en la Figura 2.8. Todos los subsistemas obtenidos pueden formar parte de un subsistema equivalente, en el cual sólo se requiere: como entrada el flujo de combustible y como salida la potencia mecánica y los parámetros de temperatura de los gases a la salida de la turbina. Los gases de salida en las plantas de ciclo combinado se pueden utilizar nuevamente en el Recuperador de Calor y en el Generador de Vapor (RCGV). De esta manera se obtiene el subsistema mostrado en la Figura 2.9.

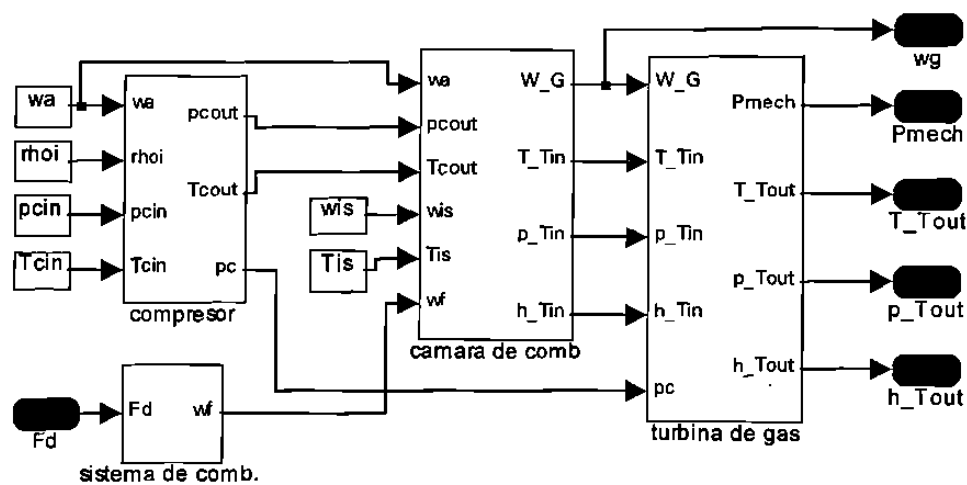


Fig. 2.8 Sistema Compresor, Cámara de Combustión y Turbina de Gas.

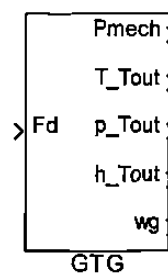


Fig. 2.9 Icono encapsulado del Subsistema Cámara de Combustión.

En el subsistema de la Figura 2.9, los parámetros que se deben declarar son:  $T_{is}$ ,  $w_{is}$ ,  $T_{cin}$ ,  $p_{cin}$ ,  $\rho_{is}$ ,  $w_a$ .

$T_{is}$  Temperatura del vapor inyectado en la cámara de combustión, °K

$w_{is}$	flujo de vapor inyectado para la combustión, kg/s]
$w_a$	flujo de aire a la entada del compresor y cámara de combustión, kg/s
$\rho_i$	densidad del aire de entrada, kg/m <sup>3</sup>
$p_{cin}$	presión del aire de entrada, Pa
$T_{cin}$	temperatura del aire de entrada, °K

## 2.7 Simulación

En esta sección se presenta y se analiza la simulación de un decremento tipo escalón en la entrada de combustible de 1 p. u. a 0.99 p. u. El objetivo es observar la respuesta dinámica del sistema modelado. Se usan los parámetros de las Tablas 2.1 y 2.2, [1].

Tabla 2.1 Parámetros de los componentes del bloque GTG.

Sistema de combustible:	Compresor
$a = 10$	$\eta_{trans} = 0.99$
$b = 1$	$R_{air} = 287 \text{ J}/(\text{kg } ^\circ\text{K})$
$c = 0$	$c_{pair} = 1005 \text{ J}/(\text{kg } ^\circ\text{K})$
$k_{ff} = 1$	$A_o = 0.01 \text{ m}^2$
$k_f = 1$	$\eta_{\infty c} = 0.9$
$\tau_f = 0.01$	$\gamma_a = 1.4$
Cámara de combustión	Turbina de gas
$c_{pg} = 1144 \text{ J}/(\text{kg } ^\circ\text{K})$	$c_{pg} = 1144 \text{ J}/(\text{kg } ^\circ\text{K})$
$c_{pa} = 1005 \text{ J}/(\text{kg } ^\circ\text{K})$	$A_{to} = 0.14 \text{ m}^2$
$c_{ps} = 2005 \text{ J}/(\text{kg } ^\circ\text{K})$	$R_{cg} = 287 \text{ J}/(\text{kg } ^\circ\text{K})$
$T_{ref} = 1000 \text{ } ^\circ\text{K}$	$\eta_{\omega T} = 0.9$
$h_{ref} = 1.2041\text{e}6 \text{ J}/\text{kg}$	$\gamma_{cg} = 1.333$
$A_m = 1 \text{ m}^2$	
$R_{cg} = 287 \text{ J}/(\text{kg } ^\circ\text{K})$	

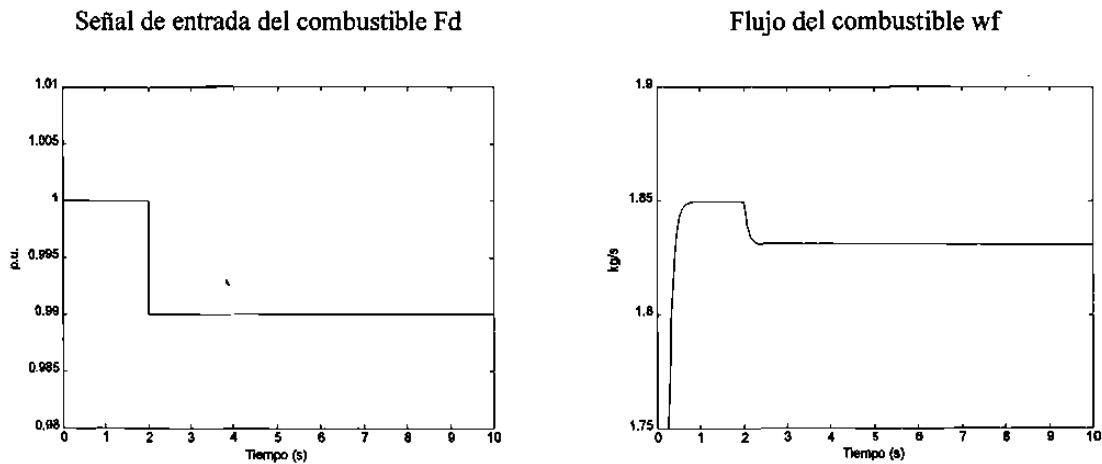
$$k_2, k_I = 1$$

$$\Delta h_{25} = -4 \times 10^7 \text{ J/kg}$$

Tabla 2.2 Parámetros de todos los sistemas interconectados.

$= 601.69 \text{ }^\circ\text{K}$	$\rho_i = 1.21 \text{ kg/m}^3$
$w_{is} = 0.18566 \text{ kg/s}$	$p_{cin} = 1 \times 10^5 \text{ Pa}$
$w_a = 46.137 \text{ kg/s}$	$T_{cin} = 288 \text{ }^\circ\text{K}$

Los resultados obtenidos, usando la regla trapezoidal (ode23s) y un paso automático de integración, para una simulación de 10 segundos, son los mostrados en la Figura 2.10. Los resultados ilustran que cuando se manda una señal para disminuir el flujo de combustible que va hacia la cámara de combustión, se disminuye la temperatura y la presión de los gases que salen de la cámara de combustión, al igual que su entalpía. Esta disminución se ve reflejada en la potencia mecánica que se entrega a la turbina y en los distintos parámetros de los gases a la salida de la turbina; es decir, en la entalpía, en la presión y en la temperatura.



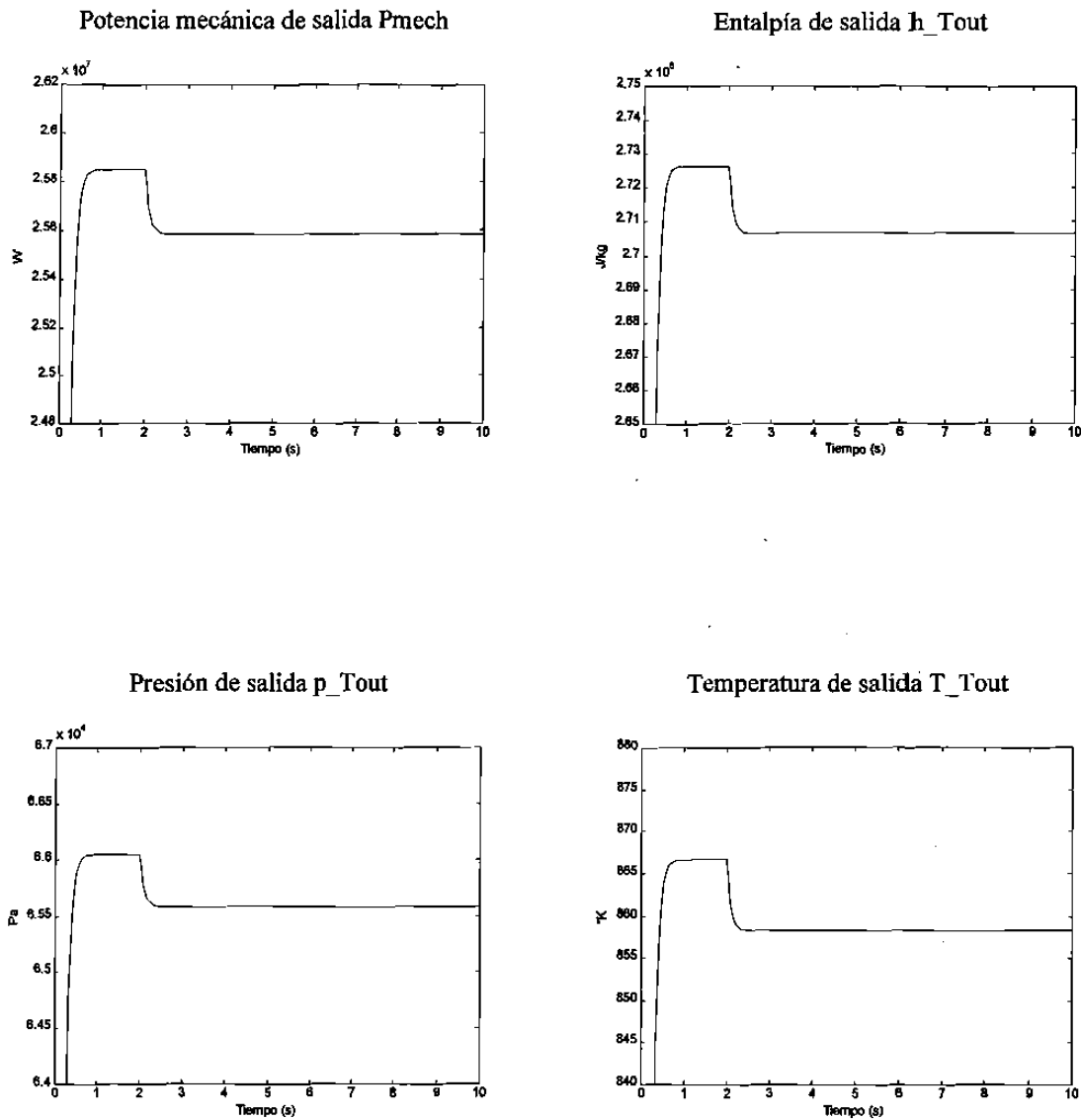


Fig. 2.10 Gráficas de Respuesta en las Variables de Simulación.

## 2.8 Conclusiones del capítulo

En este capítulo se han presentado y desarrollado modelos para representar las plantas de generación de energía eléctrica que emplean el ciclo térmico Joule Brayton (turbina de gas). Para esto se emplearon ecuaciones de estado estable en cada uno de los componentes del ciclo térmico (excepto en el sistema de alimentación de combustible) ya que la finalidad

de este trabajo es lograr modelos dinámicos de plantas de cogeneración, básicamente de ciclo combinado; esto se hace en base a que los tiempos que se presentan en las dinámicas de los esquemas que emplean turbina de gas son pequeños comparados con los tiempos que se presentan en las dinámicas de las plantas que emplean turbina de vapor. Entonces no son significativos al momento de estar interconectados estos dos esquemas.

El motivo por el cual el compresor se modela como una tobera equivalente en la cual se lleva a cabo una compresión isentrópica del aire, y la turbina como una tobera equivalente en la cual se lleva a cabo una expansión isentrópica de los gases que salen de la cámara de combustión es debido a que esto simplifica los modelos y aun con estas simplificación se siguen representando las físicas relevantes del proceso, como es el cambio en temperatura, presión, entalpía, etc.

Otra de las simplificaciones importantes que se hicieron es considerar al aire y a los gases que salen de la cámara de combustión como gases ideales, es decir gases en los cuales las leyes de Charles, Gay-Lussac y Boyle se cumplen, [34].

Hasta este punto se cuenta con los modelos necesarios para simular la operación del ciclo térmico Joule Brayton, pero aun se debe de trabajar para fijar limitantes y restricciones físicas de los materiales de los equipos, y con éstas realizar las simulaciones; por ejemplo, restricciones en la temperatura de los gases que entran a la turbina de gas, límites en la velocidad de la flecha del compresor, etc.

## CAPITULO 3

### GENERACION CON BASE A TURBINA DE VAPOR

#### 3.1 Introducción

La generación de energía eléctrica con turbina de vapor se basa en un proceso termodinámico llamado ciclo térmico Rankine [40], Figura 3.1.

Este ciclo termodinámico opera de la siguiente manera: Primero el agua entra en la bomba en el punto 1 como líquido saturado y se comprime isentrópicamente a la presión de operación de la caldera. En la Figura 3.1 se puede apreciar que la temperatura del agua se incrementa un poco durante la compresión isentrópica debido a que se presenta un ligero decremento en el volumen específico del agua; en la Figura 3.1, la línea vertical del punto 1 a 2 del diagrama  $T-s$  ha sido exagerada con la finalidad de clarificar lo antes descrito.

Después el agua entra a la caldera como líquido comprimido en el punto 2 y sale como vapor supercalentado en el punto 3. El vapor supercalentado entra a la turbina en donde experimenta una expansión isentrópica y produce trabajo por medio de una flecha la cual esta conectada a un generador eléctrico. La presión y temperatura del vapor cae durante éste proceso para así llegar al punto 4.



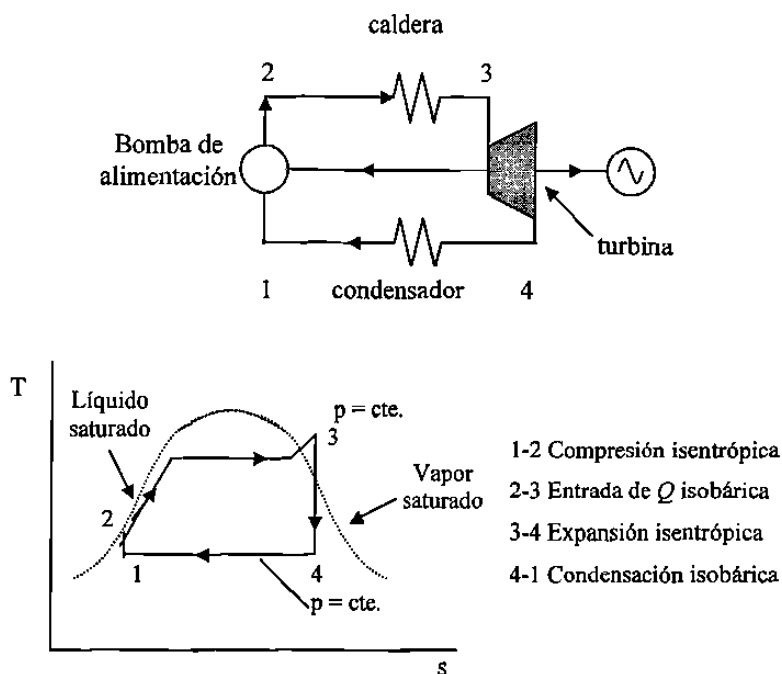


Fig. 3.1 Diagrama Temperatura – entropía del ciclo térmico Rankine "cerrado".

El proceso descrito anteriormente se repite cuando el vapor de salida se enfría y se condensa, regresando a su estado líquido (4 a 1). A este proceso completo se le conoce como ciclo Rankine. En el ciclo Rankine se hacen los arreglos necesarios para obtener, a partir de la energía de entrada del vapor, tanto trabajo como sea posible. Típicamente, la cantidad de vapor super-calentado (3) se maximiza, es decir, que el vapor es recalentado por lo menos una vez antes de ser parcialmente expandido. El vapor extraído de la turbina se utiliza para precalentar el agua de alimentación de la caldera y la eficiencia del ciclo Rankine se maximiza al mantener la temperatura y la presión a la salida de la turbina, tan baja como sea posible.

Al igual que en el ciclo térmico Joule Brayton descrito en el Capítulo 2, el área bajo la curva de cada proceso representa el calor transferido por dicho proceso, y debido a la primera ley de la termodinámica el trabajo neto generado por el ciclo termodinámico Rankine es la diferencia del calor transferido por la combustión que se lleva a cabo en la caldera menos el calor emitido durante el proceso de condensación.

El ciclo Rankine es la base para las plantas de generación de energía eléctrica a partir de vapor. Este tipo de esquemas se forma básicamente con un Recuperador de Calor - Generador de Vapor (RCGV) o Caldera, una Turbina de Vapor que está conectada a un Generador Eléctrico por medio de la flecha, un Condensador y una Bomba.

### 3.2 Caldera

El sistema “Recuperador de Calor - Generador de Vapor” (RCGV), frecuentemente llamado caldera, es un sistema que transfiere al agua el calor obtenido a partir de la combustión, produciendo agua caliente o vapor. La combustión se lleva a cabo en la cámara de combustión y el calor se transfiere en la cámara de combustión principalmente por radiación hacia las paredes de agua de los elevadores. Las paredes de agua constituyen la sección de evaporación del sistema de generación de vapor. Después de dejar la cámara de combustión, los gases producidos pasan a través del supercalentador, dentro del cual, el vapor eleva su temperatura por arriba de la temperatura de saturación; generando vapor a alta presión. Después de pasar por el supercalentador, la temperatura de los gases permanece alta. Es por esta razón que algunos esquemas modernos de generación de vapor utilizan superficies adicionales para la transferencia de calor y así se aprovecha mejor la energía térmica de los gases. Dentro de las superficies adicionales, se puede encontrar a los Recalentadores (baja presión), a los Economizadores y los Precalentadores de aire, ver Figura 3.2.

Una clasificación de las calderas depende del tipo de aplicación, de esta manera se pueden clasificar en tres categorías: industriales, marina y para plantas de generación de energía eléctrica. Las calderas que se emplean para la generación de energía eléctrica son distintas en cuanto a las condiciones del vapor que se genera y los rangos de generación. Este tipo de calderas puede producir vapor en un rango superior a millones de kilogramos por hora. La presión del vapor puede ser tanto supercrítica como subcrítica y la temperatura frecuentemente está alrededor de 811 °K. En cambio, las calderas para uso industrial

producen generalmente vapor saturado o agua caliente en rangos superiores a 22,680 kg/hr. La presión a la que usualmente operan es menor o igual a 2.068427 MPa.

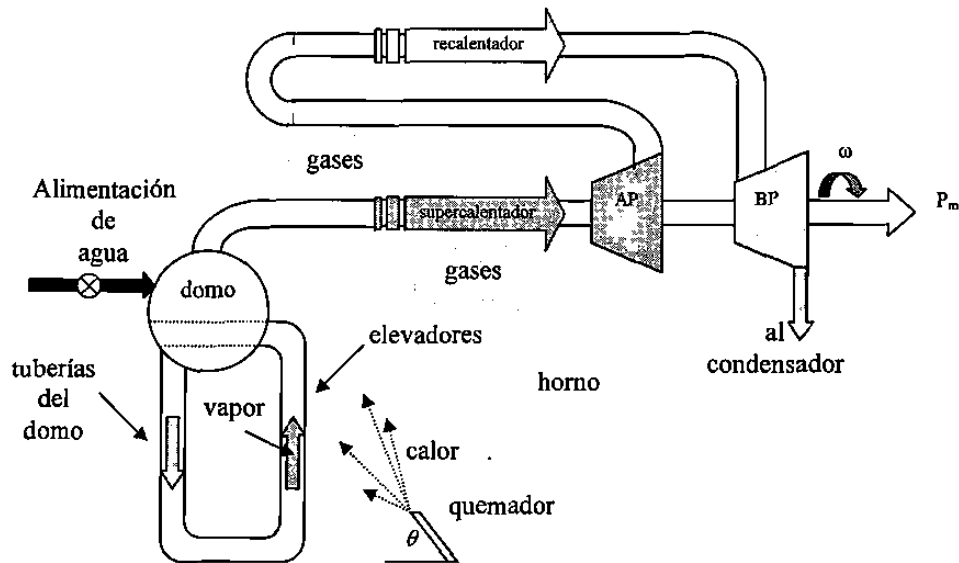


Fig. 3.2 Proceso bajo el cual el RCGV genera vapor y lo entrega a la turbina de vapor en sus diferentes secciones.

Los RCGV operan por medio de la combustión de distintos materiales combustibles. Dentro de los combustibles usados se puede encontrar el carbón, el lignito, el gas natural y el petróleo. El empleo de distintos tipos de combustibles trae como consecuencia distintos diseños de RCGV y diferentes modos de operación.

Los RCGV son el enlace clave en las plantas de ciclo combinado, ya que estos son los elementos que interconectan a la turbina de gas con el proceso de generación de energía eléctrica, por medio de la turbina de vapor. En este tipo de plantas, la función del RCGV es convertir en vapor la energía contenida en los gases de salida de la turbina de gas. La transferencia del calor en los gases se logra por medio del agua en el domo del RCGV.

Principales consideraciones para el modelo de la caldera:

- i) El modelo solamente incluye derivadas con respecto al tiempo; no se consideran derivadas espaciales.
- ii) Se utilizan ajustes polinomiales para las relaciones entre parámetros del agua y del vapor, tales como la entalpía, la densidad, la temperatura, la presión, etc.
- iii) El vapor supercalentado y los gases a la salida de la cámara de combustión se consideran como gases ideales.
- iv) Se mantiene un flujo volumétrico constante en las tuberías del domo, gracias a las bombas de circulación.
- v) La dinámica del flujo a través de los elevadores y del recalentador se modelan como un sistema de primer orden.
- vi) El modelo solamente incluye las partes principales de la caldera, para lo cual se utilizan características concentradas de aquellas partes en las que se tiene más de una sola sección. Este es el caso de las dos secciones del supercalentador y del atemperador; se considera una sola sección llamada supercalentador más el atemperador.
- vii) Se considera que las variables en este modelo cumplen con el balance físico termodinámico básico, tales como:
  - a. Transferencia de calor para un intercambiador de calor
  - b. Balance de masa
  - c. Pérdidas por fricción
  - d. Ley de radiación de Stefan – Boltzman
  - e. Ecuación de transferencia de calor del gas al metal
  - f. Ecuación de transferencia de calor del metal al vapor

Al RCGV se le puede subdividir en cinco subsistemas, los cuales se enumeran a continuación:

- La cámara de combustión o horno
- Elevadores
- Domo o tambor

- Supercalentador
- Recalentador

En las siguientes secciones se trata con cierto grado de detalle, para un modelado apropiado, cada uno de los subsistemas.

### **3.2.1 La cámara de combustión u horno**

La cámara de combustión u horno es el espacio en el cual se lleva a cabo la combustión y además se efectúa la transferencia del calor generado al quemar los combustibles. Este calor se transfiere a la mezcla de agua y vapor. Dentro de la cámara de combustión se encuentran las distintas superficies que reciben el calor (tubos elevadores, supercalentador, recalentador, etc.), efectuándose el proceso de transferencia principalmente por radiación. El calor recibido por estas superficies depende de la cantidad de energía desprendida en el proceso de la combustión y del volumen que maneja la cámara de combustión.

La transferencia de calor en la cámara de combustión es un proceso complicado, y el pronóstico preciso de la temperatura para los gases en el horno es difícil. Hay muchas variables que pueden afectar la radiación de calor en la cámara de combustión, entre estas, se encuentran por lo menos las características de las superficies y la composición de los productos de combustión. Las características de las superficies no dependen únicamente de los materiales utilizados en las tuberías, también afecta el espesor de las tuberías y de los depósitos de cenizas que se generan como productos de la combustión, etc. Los productos combustibles empleados contienen varios gases, agua, vapor y partículas sólidas. La composición exacta depende del tipo de combustible consumido y la cantidad de aire utilizado. Algunos componentes como el dióxido de carbono, el monóxido de carbono, el vapor de agua y las partículas sólidas participan en la emisión y en la absorción de energía radiada en el horno. Otros componentes como el oxígeno y el nitrógeno no participan en el intercambio; es decir, que son “transparentes” para la radiación térmica.

Además de los factores referidos en el párrafo anterior, la transferencia de calor por radiación se ve afectada por la compleja geometría que presenta la cámara de combustión, así como por sus condiciones de operación. Es claro que la predicción teórica del comportamiento de la combustión y del calor transferido en la cámara de combustión es una tarea complicada; razón por la que en el modelo utilizado sólo se consideran aquellos componentes que tienen una mayor influencia en el proceso y no se consideran variables como, por ejemplo, el cambio que introducen las cenizas en la absorción en las distintas superficies. Así, éste modelo se basa en el principio fundamental de la conservación de la energía.

Balance de calor en la combustión

$$c_F w_F + h_A w_A + h_G w_G - Q_{ir} - Q_{is} - w_{EG} R_s \left( 1 + \frac{y}{100} \right) h_{EG} = V_F \frac{d(\rho_{EG} h_{EG})}{dt} \quad (3.1)$$

$c_F$	valor calorífico del combustible, J/kg
$w_F$	flujo másico del combustible, kg/s
$h_A$	entalpía específica del aire, J/kg
$w_A$	flujo másico del aire, kg/s
$h_G$	entalpía específica de los gases de escape, J/kg
$w_G$	flujo másico de los gases de escape, kg/s
$Q_{ir}$	calor transferido a los elevadores por radiación, J/s
$Q_{is}$	calor transferido por radiación al supercalentador J/s
$w_{EG}$	flujo másico de los gases a través de la caldera, kg/s
$h_{EG}$	entalpía específica del gas, J/kg
$R_s$	razón estequiométrica del volumen aire/combustible
$y$	porcentaje de exceso del nivel del aire
$V_F$	volumen de la cámara de combustión, m <sup>3</sup>
$\rho_{EG}$	densidad del gas, kg/m <sup>3</sup>

Balance másico en la combustión

$$w_F + w_A + w_G - w_{EG} = V_F \frac{d(\rho_{EG})}{dt} \quad (3.2)$$

Calor transferido por radiación a los tubos elevadores

$$Q_{ir} = \theta k V_F \sigma T_g^4 \quad (3.3)$$

$T_g$  temperatura del gas, °K

$\sigma$  constante de Stefan-Boltzman, W/(m<sup>2</sup> K<sup>4</sup>)

$k$  coeficiente de atenuación

$\theta$  ángulo de inclinación del quemador, rad

Calor transferido por radiación al supercalentador

$$Q_{is} = (1 - \theta) k V_F \sigma T_g^4 \quad (3.4)$$

Calor total transferido al supercalentador

$$Q_{gs} = Q_{is} + k_{gs} w_{EG}^{0.6} (T_{gs} - T_{st}) \quad (3.5)$$

$T_{gs}$  temperatura del gas que va al supercalentador, °K

$T_{st}$  temperatura del tubo de metal del supercalentador, °K

$k_{gs}$  coeficiente experimental

Calor transferido por convección al recalentador

$$Q_{rs} = k_{rs} w_{EG}^{0.6} (T_{gr} - T_{rh}) \quad (3.6)$$

$T_{gr}$  temperatura en el recalentador de los gases de combustión, °K

$T_{rh}$  temperatura del tubo de metal del recalentador, °K

$k_{rs}$  coeficiente experimental

Calor transferido por convección al economizador

$$Q_{es} = k_{es} w_{EG}^{0.6} (T_{ge} - T_{et}) \quad (3.7)$$

$T_{ge}$  temperatura de los gases de combustión en el economizador, °K

$T_{et}$  temperatura del tubo de metal del economizador, °K

$k_{es}$  coeficiente experimental

Balance calorífico para los gases de combustión que fluyen en la superficie del supercalentador.

$$Q_{gs} = w_{EG} c_{gs} (T_g - T_{gr}) + Q_{is} \quad (3.8)$$

$c_{gs}$  capacidad del calor específico del gas de combustión, J s/(kg °K)

Balance calorífico para los gases de combustión que fluyen en la superficie del recalentador.

$$Q_{rs} = w_{EG} c_{gs} (T_{gr} - T_{ge}) \quad (3.9)$$

$T_{ge}$  temperatura de los gases en el economizador, °K

Balance calorífico para los gases de combustión que fluyen en la superficie del economizador.

$$Q_{es} = w_{EG} c_{gs} (T_{ge} - T_{gl}) \quad (3.10)$$

$T_{gl}$  temperatura a la salida del RCGV, °K

Porcentaje de exceso de aire



$$y = 100(w_A + \gamma_A w_G - w_F R_s) \frac{1}{w_F R_s} \quad (3.11)$$

$\gamma_A$  contenido de aire fresco en los gases a la salida de la turbina de gas

Flujo de gases de salida a través del RCGV

$$w_{EG} = k_f p_G \quad (3.12)$$

$k_f$  coeficiente de fricción, m s

$p_G$  presión de los gases en la cámara de combustión, Pa

Presión de los gases en la cámara de combustión

$$p_G = R_{EG} \rho_{EG} T_g \quad (3.13)$$

$R_{EG}$  constante de los gases ideales para los gases de escape, J/(kg °K)

Temperatura de los gases en la cámara de combustión

$$T_g = \frac{h_G - h_{ref}}{c_{pG}} + T_{ref} \quad (3.14)$$

$h_{ref}$  entalpía de referencia para los gases de escape, J/kg

$T_{ref}$  temperatura de referencia de los gases de escape, °K

$c_{pG}$  calor específico de los gases de escape a presión constante, J/(kg °K)

Al implementar las ecuaciones algebraicas y diferenciales anteriores por medio del SIMULINK, se obtiene un sistema dinámico de segundo orden. El sistema se desarrolló en

un solo bloque con el fin de establecer algunas constantes que intervienen en la dinámica del sistema, Figura 3.3.

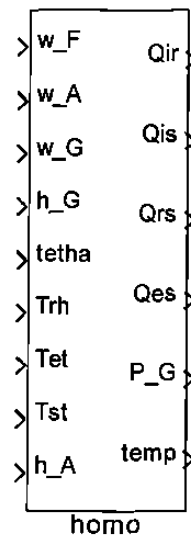


Fig. 3.3 Subsistema de la cámara de combustión.

### 3.2.2 Tubos elevadores

En el proceso de generación de vapor la caldera es donde el agua empieza a recibir calor para incrementar su temperatura, para posteriormente convertirse en vapor. Este proceso se lleva a cabo en los tubos elevadores. Los elevadores se forman por tuberías que están conectadas al domo y es en ellas donde el calor es transferido del combustible quemado al agua dentro de las tuberías, en la cámara de combustión. Cuando el agua se calienta, su densidad disminuye haciendo que la columna de agua de la sección de los elevadores sea de menor peso que la del resto de la tubería del domo; esta diferencia en pesos es causa de que el agua fluya de manera natural.

El proceso por medio del cual se transfiere calor al agua en estas tuberías es complicado debido a que ocurre cuando el agua está cambiando de fase líquida a vapor. La dinámica en los tubos elevadores se rige por las siguientes ecuaciones:

Balance másico

$$w_d - w_r = V_r \frac{d(\rho_r)}{dt} \quad (3.15)$$

- $w_d$  flujo másico del agua de las tuberías del tambor, kg/s  
 $w_r$  flujo másico de la mezcla de vapor-líquido en los elevadores, kg/s  
 $V_r$  volumen de los elevadores, m<sup>3</sup>  
 $\rho_r$  densidad de la mezcla de vapor-líquido en los elevadores, kg/m<sup>3</sup>

Balance calorífico

$$Q_r + w_d h_w = w_r h_r + V_r \frac{d(\rho_r h_r)}{dt} \quad (3.16)$$

- $Q_r$  calor transferido al vapor, J/s  
 $h_w$  entalpía específica del agua en el tambor, J/kg  
 $h_r$  entalpía específica de la mezcla vapor-agua, J/kg

Ecuación de la mezcla agua-vapor

$$\rho_r = \left( \frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_{vw}} \right)^{-1} \quad (3.17)$$

- $x$  calidad del vapor  
 $\rho_v$  densidad del vapor saturado, kg/m<sup>3</sup>  
 $\rho_{vw}$  densidad del agua saturada, kg/m<sup>3</sup>

Balance calorífico de las tuberías con el gas

$$Q_{ir} = Q_r + M_r c_m \frac{d(T_m)}{dt} \quad (3.18)$$

$Q_{ir}$  calor transferido por radiación a los elevadores del horno, J/s

$Q_r$  calor transferido de la tubería al vapor, J/s

$M_r$  masa del metal, kg

$c_m$  calor específico del metal, J/(kg°K)

$T_m$  temperatura del metal de la tubería, °K

Calor transferido al vapor

$$Q_r = k_r (T_m - T_v)^3 \quad (3.19)$$

$T_v$  temperatura del vapor en los elevadores, °K

$k_r$  coeficiente experimental, J/(s °K<sup>3</sup>)

Relación de flujo de las tuberías del tambor a los elevadores

$$\frac{d(w_r)}{dt} = \frac{1}{\tau_r} (w_d - w_r) \quad (3.20)$$

$\tau_r$  constante de tiempo empírica del flujo, s

Al implementar las ecuaciones que rigen la dinámica de la tubería elevadora en el SIMULINK se obtuvo un subsistema de orden 4 y se conformo en un bloque que se muestra en la Figura 3.4.

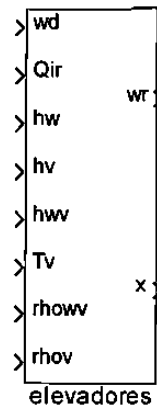


Fig. 3.4 Subsistema de tubería elevadora.

### 3.2.3 Domo o tambor

El domo es aquella sección de la caldera en la que se almacena y se recibe el agua de alimentación y el vapor condensado de la sección de baja presión de la turbina. En el domo se conectan los tubos elevadores en donde se tiene la conversión de fase de agua a vapor; el vapor obtenido pasa al supercalentador. Las ecuaciones son:

Balance másico del líquido

$$w_e + (1-x)w_r - w_d - w_{ec} = \frac{d(m_{dl})}{dt} \quad (3.21)$$

- $w_e$  flujo másico del agua de alimentación, kg/s
- $x$  calidad del vapor
- $w_r$  flujo másico de la mezcla vapor líquido, kg/s
- $w_d$  flujo másico del agua de las tuberías del tambor, kg/s
- $w_{ec}$  evaporación másica del líquido, kg/s
- $m_{dl}$  masa del líquido en el tambor, kg

Flujo másico en las tuberías del tambor

$$w_d = v_{dow} \rho_w \quad (3.22)$$

$v_{dow}$  razón de flujo volumétrico del líquido, m<sup>3</sup>/s

Balance calorífico del líquido

$$w_e h_e + (1-x) w_r h_{wv} = w_d h_w + w_{ec} h_v + \frac{d(m_d h_w)}{dt} \quad (3.23)$$

$h_e$  entalpía específica del agua de alimentación, J/kg

$h_{wv}$  entalpía específica del agua saturada, J/kg

$h_w$  entalpía específica del agua en el tambor, J/kg

$h_v$  entalpía específica del vapor saturado, J/kg

Balance másico del vapor

$$w_{ec} - x w_r = w_v + \frac{d(V_v \rho_v)}{dt} \quad (3.24)$$

$w_v$  flujo másico del vapor en la salida del tambor, kg/s

$V_v$  volumen del vapor, m<sup>3</sup>

$\rho_v$  densidad del vapor, kg/m<sup>3</sup>

Dinámica de evaporación

$$w_{ec} = k_{ec} (T_w - T_v) \quad (3.25)$$

$k_{ec}$  coeficiente experimental, kg/(s °K)

$T_w$  temperatura del agua en el tambor, °K

$T_v$  temperatura del vapor en el tambor, °K

Volumen del vapor

$$V_v = V - V_L \quad (3.26)$$

$V$  volumen del tambor,  $m^3$

$V_L$  volumen del líquido en el tambor,  $m^3$

Existen otras variables en el domo las cuales se calculan a partir de Tablas de Propiedades del Agua y del Vapor Saturado [7, 8, 9, 40]. Esto significa que de relaciones establecidas a través de pruebas y experimentos, a partir de la variación de un parámetro del agua o del vapor saturado, se miden otras variables. Al obtener varios puntos se puede ajustar a una función matemática que describe tal comportamiento. Para el modelo del domo se requieren las variables descritas en las Figuras 3.5 a 3.11, todas ellas en función de la densidad del vapor saturado  $\rho_v$ .

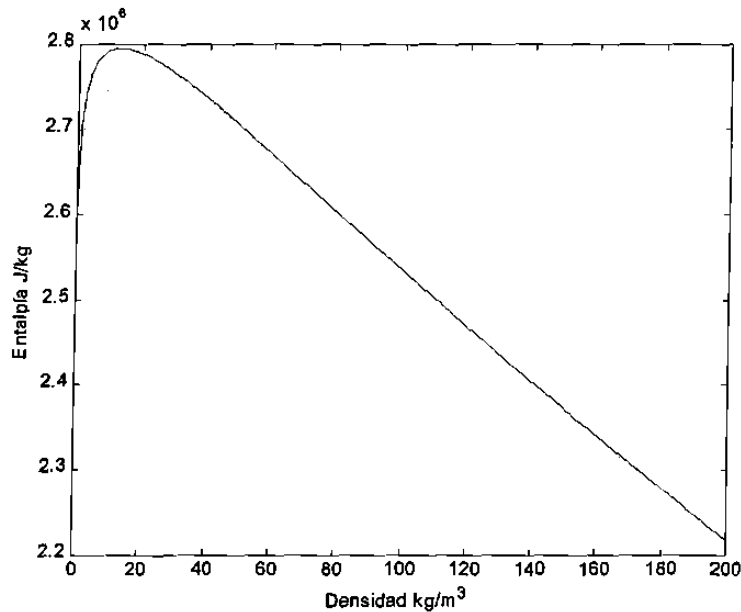


Fig. 3.5 Entalpía en función de la densidad del vapor saturado.

$$h_v = 2700200 + 47574 \ln(\rho_v) + 1117.6 \ln(\rho_v)^2 - 526.3118 \ln(\rho_v)^3 - 400 \ln(\rho_v)^4 - 60.579 \ln(\rho_v)^5 - 5.3885 \ln(\rho_v)^6 \quad \text{J/kg}$$

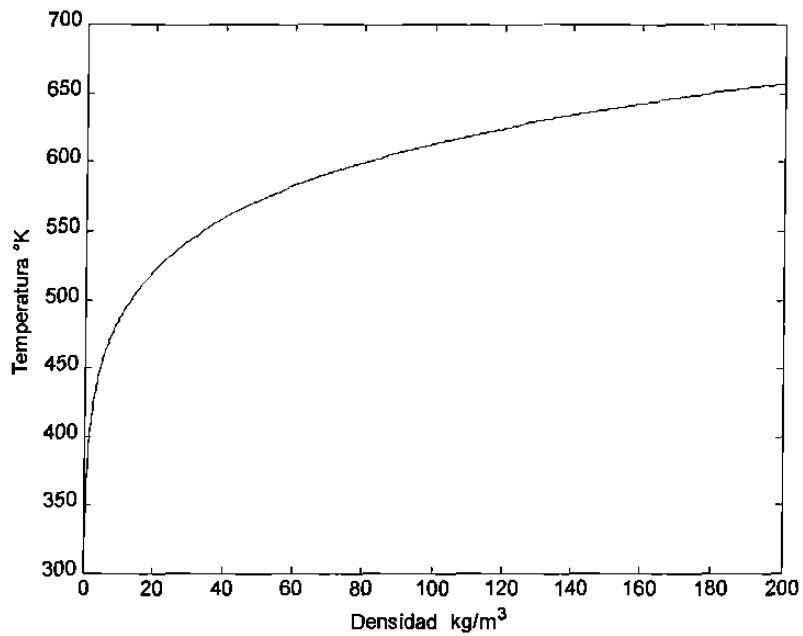


Fig. 3.6 Temperatura en función de la densidad del vapor saturado.

$$T_v = 390.4075 + 35.5266 \ln(\rho_v) + 2.7876 \ln(\rho_v)^2 \quad ^\circ\text{K}$$

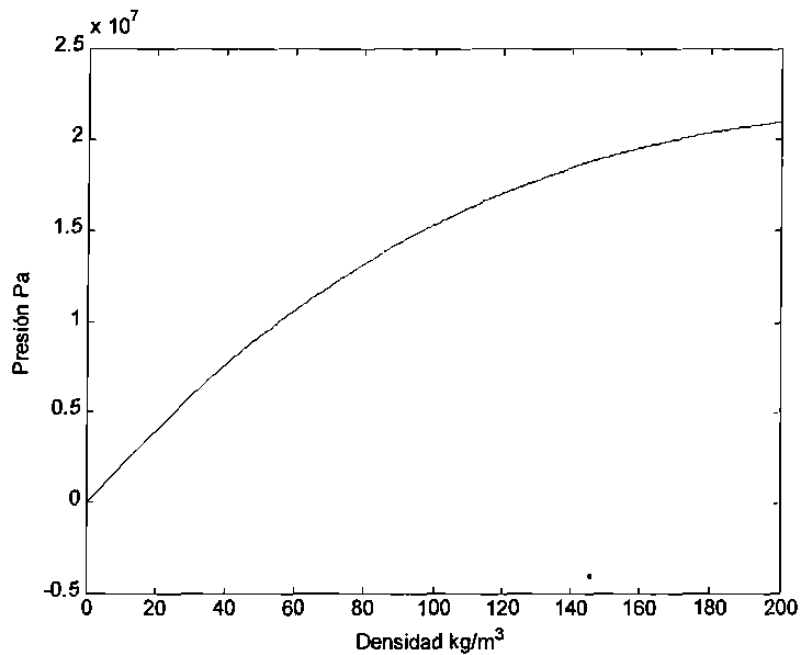


Fig. 3.7 Presión en función de la densidad de vapor saturado.

$$p_v = 0.83416 \rho_v^3 - 732.18 \rho_v^2 + 2.1806 \times 10^5 \rho_v - 32269 \quad \text{Pa}$$



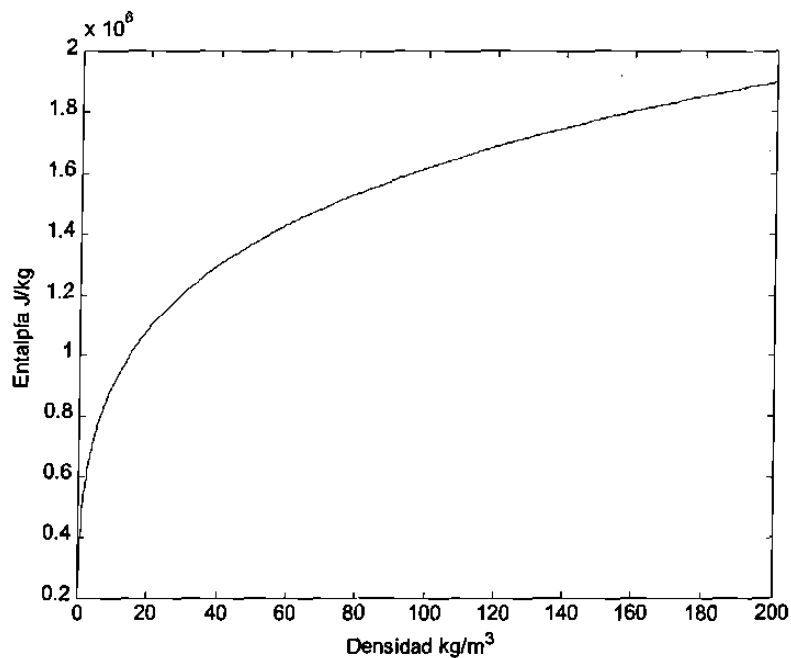


Fig. 3.8 Entalpia del agua saturada en función de la densidad del vapor saturado.

$$h_{wv} = 483140 + 141310 \ln(\rho_v) + 16447 \ln(\rho_v)^2 + 1373.1 \ln(\rho_v)^3 \quad \text{J/kg}$$

Las variables en función de la entalpia específica del agua saturada en el domo ( $h_w$ ):

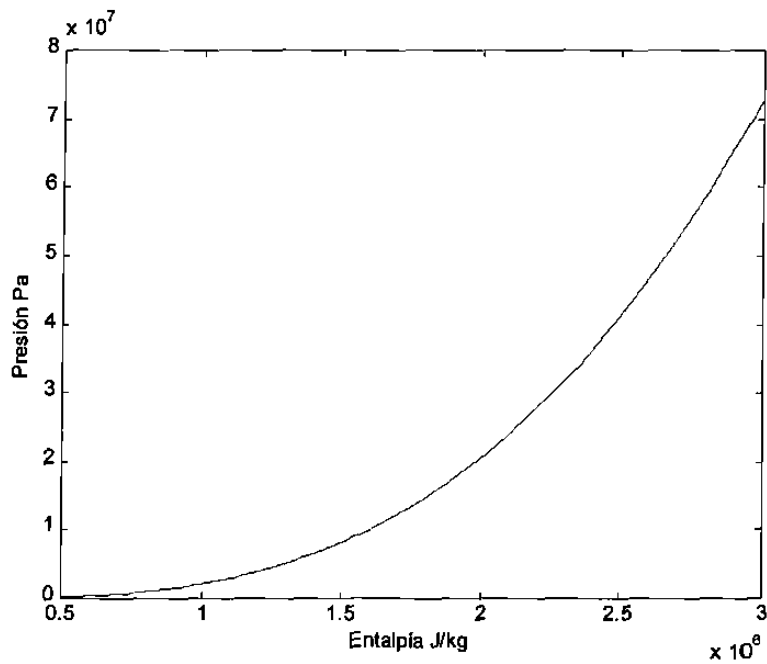


Fig. 3.9 Presión del agua saturada en función de la entalpia del agua saturada.

$$P_w = 0.1245 h_w - 9.7369 \times 10^{-7} h_w^2 + 3.0143 \times 10^{-12} h_w^3 \quad \text{Pa}$$

Al implementar las ecuaciones anteriores en SIMULINK se obtiene el bloque que describe la dinámica del domo.

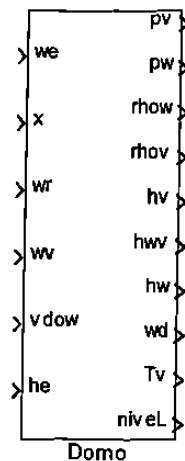


Fig. 3.12 Subsistema del Domo.

### 3.2.4 Supercalentador y Atemperador

El supercalentador es un intercambiador de calor en el cual se transfiere calor al vapor saturado para incrementar su temperatura. El proceso de supercalentamiento incrementa la eficiencia total del ciclo. Además, reduce el nivel de humedad en las últimas etapas de la turbina de vapor y esto tiene como consecuencia que se incremente la eficiencia interna de la turbina.

Una de las características que debe de tener el supercalentador es el mantener constante la temperatura del vapor de salida, en un rango determinado de operación. Si la temperatura del vapor se vuelve excesiva, pueden provocarse fallas debido al sobrecalentamiento de componentes del supercalentador, o del recalentador mismo o en la turbina. También se puede tener problemas si la temperatura del vapor a la salida del supercalentador se mantiene por abajo del valor de diseño, ya que esto puede generar erosión y desgaste por el exceso de humedad en las últimas etapas de la turbina de vapor, esto también se manifiesta como una menor eficiencia.

El supercalentador se encuentra localizado a la salida del horno o en una parte en la cual pueda recibir la energía térmica de la alta temperatura asociada a los productos de la combustión. En las calderas de gran tamaño los supercalentadores generalmente se encuentran divididos en dos secciones, el supercalentador primario y el secundario. El vapor saturado entra primero al supercalentador primario y recibe ahí el supercalentado inicial. El supercalentador primario se encuentra localizado en una zona donde la temperatura de los gases es relativamente baja. Después del supercalentado primario, el vapor pasa a la segunda sección del supercalentador y se completa el proceso. La razón por la cual el supercalentador se divide, es por dar lugar al recalentador de vapor y para alcanzar una transferencia de calor más efectiva de los gases hacia el vapor. Sin embargo, es justificable el modelado de parámetros concentrados para el proceso de supercaletamiento, en especial para el presente trabajo de investigación, ya que la diferencia del modelarlo de manera distribuida a forma concentrada es realmente pequeña.

Las ecuaciones que describen al supercalentador y el atemperador son:

Balance másico

$$w_v - w_s + w_a = V_s \frac{d(\rho_s)}{dt} \quad (3.27)$$

$w_v$  flujo másico del vapor del tambor al supercalentador, kg/s

$w_s$  flujo másico del vapor que sale del supercalentador, kg/s

$V_s$  volumen del supercalentador, m<sup>3</sup>

$\rho_s$  densidad del vapor supercalentado, kg/m<sup>3</sup>

$w_a$  flujo másico del agua en el atemperador, kg/s

Pérdidas por fricción

$$p_v - p_s = \frac{w_v^2}{\rho_v} f_s \quad (3.28)$$

- $p_v$  presión del vapor en el tambor, Pa  
 $p_s$  presión del vapor supercalentado, Pa  
 $\rho_v$  densidad del vapor saturado, kg/m<sup>3</sup>  
 $f_s$  coeficiente de fricción, m<sup>-4</sup>

Balance calorífico del gas en la tubería

$$Q_{gs} = Q_s + M_s C_{st} \frac{d(T_{st})}{dt} \quad (3.29)$$

- $Q_{gs}$  calor recibido en el supercalentador, J/s  
 $Q_s$  calor transferido al vapor, J/s  
 $M_s$  masa de las tuberías del supercalentador, kg  
 $C_{st}$  capacitancia calorífica de las tuberías del supercalentador, J/(kg °K)  
 $T_{st}$  temperatura del metal de las tuberías, °K

Calor transferido de la tubería al vapor

$$Q_s = k_s w_v^{0.8} (T_{st} - T_s) \quad (3.30)$$

- $k_s$  coeficiente de transferencia de calor, J/(kg °K)  
 $T_s$  temperatura del vapor, °K

Balance calorífico para el vapor

$$Q_s + w_v h_v = w_s h_s - (h_a - h_f) w_a + V_s \frac{d(\rho_s h_s)}{dt} \quad (3.31)$$

$h_v$  entalpía específica del vapor saturado, J/kg

$h_s$  entalpía específica para el vapor supercalentado, J/kg

$h_a$  entalpía específica del agua para la atemperación, J/kg

$h_f$  entalpía específica de la evaporación, J/kg

Temperatura del vapor supercalentado

$$T_s = \frac{h_s - h_{ref}}{c_{ps}} + T_{ref} \quad (3.32)$$

$T_s$  temperatura del vapor supercalentado, °K

$h_{ref}$  entalpía de referencia del vapor, J/kg

$T_{ref}$  temperatura de referencia del vapor, °K

$c_{ps}$  calor específico del vapor a presión constante, J/(kg °K)

Presión del vapor supercalentado

$$p_s = R_s \rho_s T_s \quad (3.33)$$

$p_s$  presión del vapor supercalentado, Pa

$R_s$  constante de los gases ideales, J/(kg °K)

Al implementar las ecuaciones anteriores en el SIMULINK se generó el siguiente bloque:

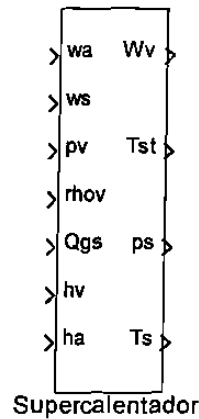


Fig. 3.13 Subsistema del Supercalentador.

### 3.2.5 Recalentador

El recalentador al igual que el supercalentador, es un intercambiador de calor en el que se transfiere calor al vapor para incrementar su temperatura. El recalentador usualmente se encuentra localizado entre la sección primaria del supercalentador y la sección secundaria. Después de que el vapor ha sido parcialmente expandido en la turbina, éste regresa a la caldera para ser recalentado. La temperatura del vapor a la salida del recalentador normalmente es la misma que la del vapor a la salida del supercalentador o ligeramente mayor. Debido a que tanto el supercalentador como el recalentador son intercambiadores de calor, su diseño y operación es aplicable para ambos. Las ecuaciones del recalentador son similares a las ecuaciones del supercalentador. La única diferencia es que en estas ecuaciones no se considera el flujo de atemperamiento.

Las ecuaciones que describen la dinámica del recalentador son:

Balance másico

$$w_{ri} - w_{ro} = V_r \frac{d(\rho_{rh})}{dt} \quad (3.34)$$

- $w_{ri}$  flujo másico del vapor a la entrada del recalentador, kg/s  
 $w_{ro}$  flujo másico del vapor a la salida del recalentador, kg/s  
 $V_r$  volumen del recalentador, m<sup>3</sup>  
 $\rho_{rh}$  densidad del vapor recalentado, kg/m<sup>3</sup>

Temperatura del vapor recalentado

$$T_r = \frac{h_{ro} - h_{ref}}{c_{pr}} + T_{ref} \quad (3.35)$$

- $h_{ro}$  entalpía específica del vapor de salida, J/s  
 $h_{ref}$  entalpía de referencia del vapor, J/s  
 $T_{ref}$  temperatura de referencia del vapor, °K  
 $c_{pr}$  calor específico del vapor a presión constante, J/(kg °K)

Presión de vapor recalentado

$$p_{ro} = R_r \rho_{rh} T_r \quad (3.36)$$

- $p_{ro}$  presión del vapor recalentado, Pa  
 $R_r$  constante de los gases ideales, J/(kg °K)

Flujo másico a la salida del recalentador

$$\frac{d(w_{ro})}{dt} = \frac{1}{\tau_{rh}} (w_{ri} - w_{ro}) \quad (3.37)$$

- $\tau_{rh}$  constante de tiempo determinada experimentalmente, s

Balance calorífico entre las tuberías y el vapor

$$Q_{rs} = Q_{rh} + M_r C_{rh} \frac{d(T_{rh})}{dt} \quad (3.38)$$

$Q_{rs}$  calor suministrado al recalentador, J/s

$Q_{rh}$  calor transferido al vapor, J/s

$M_r$  masa de las tuberías del recalentador, kg

$C_{rh}$  capacitancia calorífica de las tuberías, J/(kg °K)

$T_{rh}$  temperatura del metal de las tuberías, °K

Calor transferido de las tuberías al vapor

$$Q_{rh} = k_{rh} w_{ri}^{0.8} (T_{rh} - T_r) \quad (3.39)$$

$k_{rh}$  coeficiente experimental de transferencia de calor, J/(kg °K)

$T_r$  temperatura del vapor recalentado, °K

Balance calorífico para el vapor

$$Q_{rh} + w_{ri} h_{ri} = w_{ro} h_{ro} + V_r \frac{d(\rho_{rh} h_{ro})}{dt} \quad (3.40)$$

$h_{ri}$  entalpía específica del vapor de entrada, J/s

$h_{ro}$  entalpía específica del vapor a la salida, J/s

Al implementar las ecuaciones anteriores en el SIMULINK, se obtiene el bloque que describe la dinámica del recalentador, Figura 3.14.



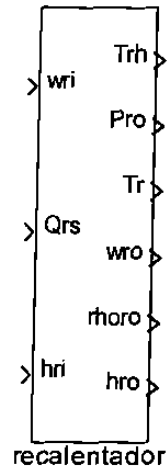


Fig. 3.14 Subsistema del Recalentador.

### 3.3 Economizador

Las calderas de las plantas de generación eléctrica, usualmente se equipan con un economizador. La eficiencia de la caldera se incrementa en alrededor de 1 % por cada 260 °K que se produzcan en el economizador. El economizador es un intercambiador de calor tubular. El agua del sistema de alimentación de agua fluye a través de las tuberías de éste y absorbe energía del gas que descarga el supercalentador y el recalentador. Los economizadores son justificables en las calderas porque éstos pueden absorber cierta cantidad de calor a un costo menor que otras superficies de la caldera.

Debido a que el economizador es también un intercambiador de calor, las ecuaciones que describen su dinámica de éste son semejantes a las ecuaciones que describen la dinámica del recalentador.

Balance másico

$$w_{ei} - w_{eo} = V_e \frac{d(\rho_e)}{dt} \quad (3.41)$$

- $w_{ei}$  flujo másico de entrada de agua al economizador, kg/s  
 $w_{eo}$  flujo másico de salida de agua del economizador, kg/s  
 $V_e$  volumen del economizador, m<sup>3</sup>  
 $\rho_e$  densidad del líquido que está contenido en el economizador, kg/m<sup>3</sup>

Balance térmico entre las tuberías y el gas

$$Q_{es} = Q_e + M_e c_e \frac{d(T_{ei})}{dt} \quad (3.42)$$

- $Q_{es}$  calor transferido por convección del horno y absorbido por el economizador, J/s  
 $Q_e$  calor transferido al líquido contenido en el economizador, J/s  
 $M_e$  masa de las tuberías del economizador, kg  
 $c_e$  capacitancia calorífica de las tuberías del economizador, J/(kg °K)

Calor transferido de las tuberías al líquido

$$Q_e = k_e w_{ei}^{0.8} (T_{ei} - T_{eo}) \quad (3.43)$$

- $k_e$  coeficiente de transferencia de calor, J/(kg °K)  
 $T_{eo}$  temperatura del líquido en el economizador, °K  
 $T_{ei}$  temperatura de las tuberías del economizador, °K

Balance calorífico para el líquido dentro del economizador

$$Q_e + w_{ei} h_{ei} = w_{eo} h_{eo} + V_e \frac{d(\rho_e h_{eo})}{dt} \quad (3.44)$$

- $h_{ei}$  entalpía específica del agua a la entrada, J/kg  
 $h_{eo}$  entalpía específica del agua a la salida, J/kg

Retardo en el flujo másico del agua

$$\frac{d(w_{eo})}{dt} = \frac{1}{\tau_w} (w_{ei} - w_{eo}) \quad (3.45)$$

$\tau_w$  constante de tiempo empírica, s

$$w_o = w_{at} + w_{eo} \quad (3.46)$$

$w_{at}$  flujo másico de agua del sistema de alimentación externo, kg/s

$w_o$  flujo másico de agua a la salida del economizador, kg/s

Otras variables que intervienen en la dinámica del economizador se obtienen utilizando las tablas del agua saturada, [7].

La entalpía específica del agua saturada, en función de la presión del agua a la entrada del economizador  $h_{ei} = f(p_{ei})$ , se muestra en la Figura 3.15. La temperatura del agua a la salida del economizador, dada en términos de la entalpía del agua saturada  $T_{eo} = f(h_{eo})$ , ésta es la misma forma de la expresión que se utilizó para el modelo del domo. La presión del agua a la salida del economizador, dada en función de la entalpía del agua saturada  $p_{eo} = f(h_{eo})$ . Esta función es similar a la utilizada en el modelo del domo.

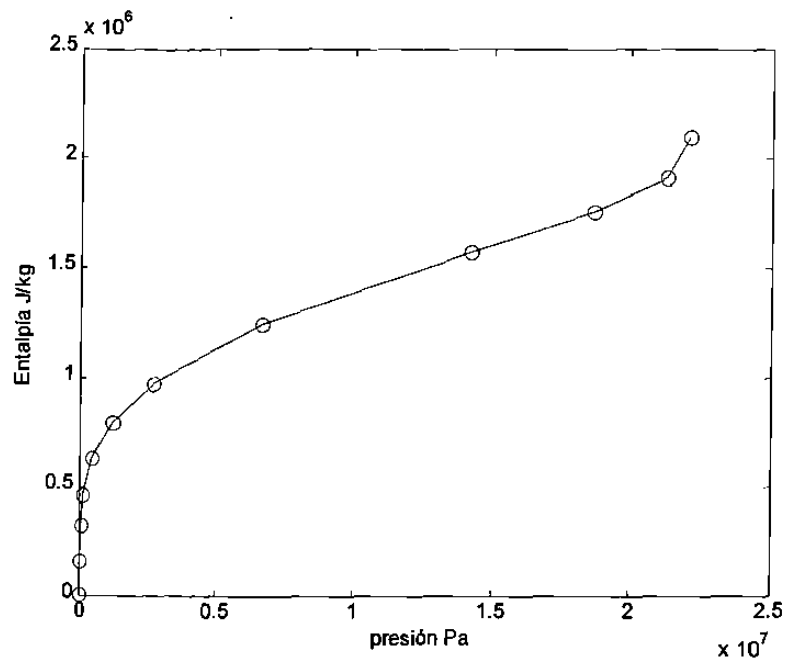


Fig. 3.15 Entalpía específica del agua saturada.

Al implementar las ecuaciones anteriores en el SIMULINK, se obtiene un bloque que describe la dinámica del economizador. El sistema de la caldera se compone por el supercalentador, recalentador, domo, horno y tubos elevadores, y el economizador es parte del sistema de alimentación de agua, Figura 3.16.

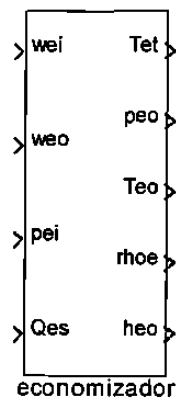


Fig. 3.16 Subsistema del Economizador.

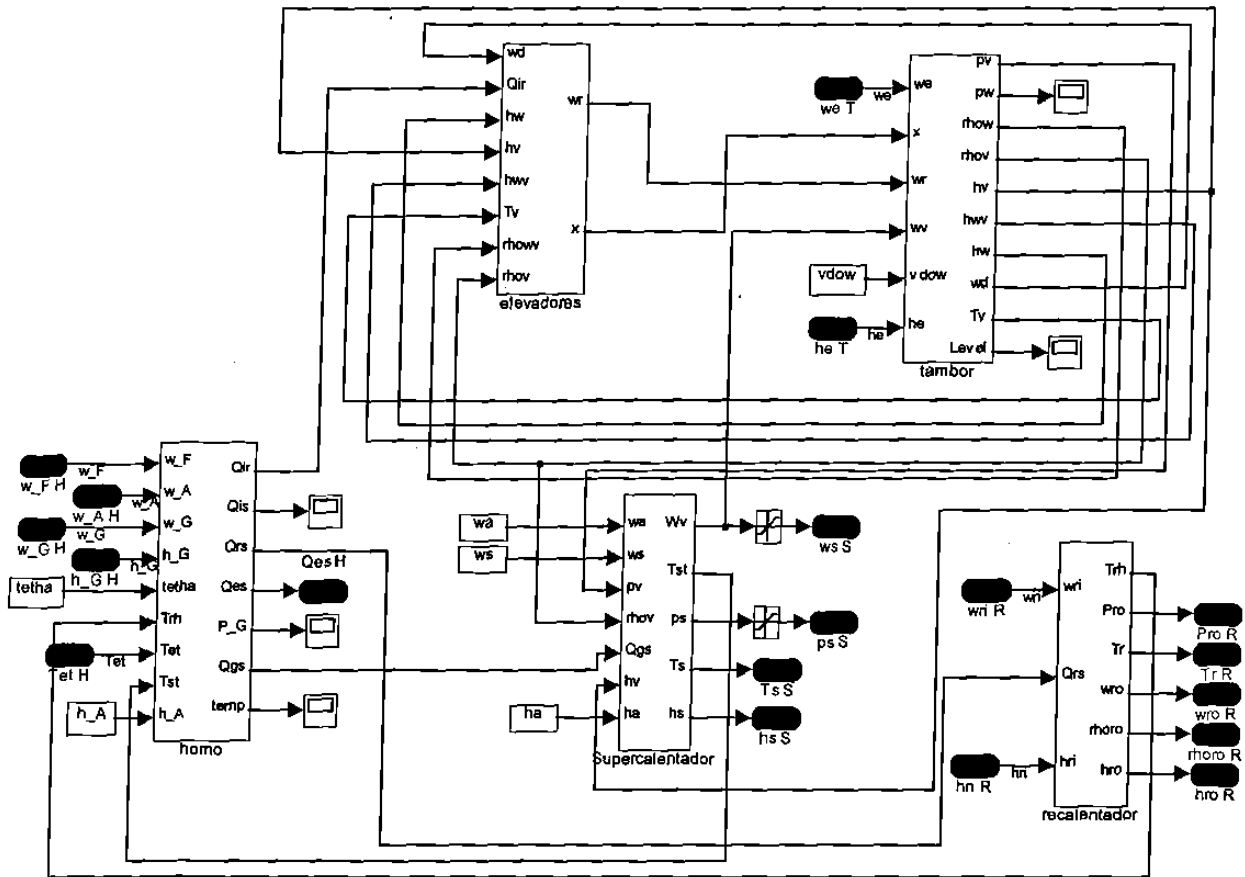


Fig. 3.18 Bloques contenidos dentro del subsistema caldera.

### 3.5 Simulación

A fin de observar respuestas dinámicas se efectuaron simulaciones para el sistema descrito. Se usaron los parámetros de la Tabla 3.1, con los siguientes flujos: másico de combustible de 14.083 kg/s, másico de aire hacia la caldera de 64.093 kg/s y de gases (salida de la turbina de gas en ciclo combinado) de 23.168 kg/s. Se hace una simulación empleando ode23t y durante 2000 segundos de simulación con la finalidad de que el sistema alcance su estado estable y se obtienen los resultados de la Figura 3.19.

Tabla 3.1 Parámetros para la dinámica del proceso térmico.

Horno o cámara de combustión	Supercalentador y atemperador
$k_F = 0.001 \text{ m s}$	$C_{st} = 481.4 \text{ J/(kg K)}$
$k = 0.18$	$M_s = 1.04 \times 10^4 \text{ kg}$
$k_{gs} = 3532 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$V_s = 8.462 \text{ m}^3$
$c_{gs} = 1045 \text{ (J s)/(Kg } ^\circ\text{K)}$	$k_s = 4.37 \times 10^4 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$k_{rs} = 1.3926 \times 10^4 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$f_s = 2615 \text{ m}^4$
$V_F = 2000 \text{ m}^3$	$R_s = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$C_F = 2.91 \times 10^7 \text{ J/kg}$	$T_{ref} = 723 \text{ } ^\circ\text{K}$
$R_s = 3.5$	$c_{ps} = 2330 \text{ J/(kg K)}$
$\gamma = 0.1$	$h_{ref} = 3.3244 \times 10^6 \text{ J/kg}$
$k_{es} = 247.549 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	
$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{K}^4)$	
$R_{EG} = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	
$T_{ref} = 805.19 \text{ } ^\circ\text{K}$	
$c_{pg} = 1144 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	
$h_{ref} = 887520 \text{ J/kg}$	
Domo	Economizador
$r = 0.61 \text{ m}$	$c_e = 481 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$V = 9.253 \text{ m}^3$	$M_e = 7000 \text{ kg}$
$k_{ec} = 0.6124 \text{ kg/(s}^* \text{ } ^\circ\text{K)}$	$V_e = 3 \text{ m}^3$
	$k_e = 43700 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
Elevadores	Recalentador
$k_r = 444.2 \text{ J/(s } ^\circ\text{K}^3)$	$\tau_{rh} = 0.2 \text{ s}$
$M_r = 2.25 \times 10^4 \text{ kg}$	$C_{rh} = 481 \text{ J/(kg K)}$
$c_{ri} = 481.4 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$M_r = 7000 \text{ kg}$
$V_r = 6.53 \text{ m}^3$	$k_{rh} = 2.95 \times 10^4 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$\tau_r = 1 \text{ s}$	$R_r = 461.49 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$

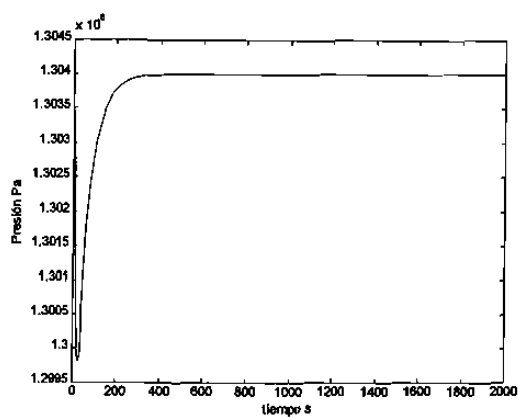
$$T_{ref} = 723.16 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$c_{pr} = 2200 \text{ J/kg}$$

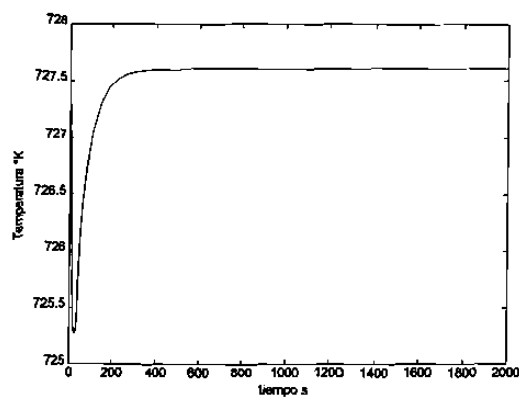
$$h_{ref} = 3.3244 \times 10^6 \text{ J/kg}$$

$$V_{rh} = 10 \text{ m}^3$$

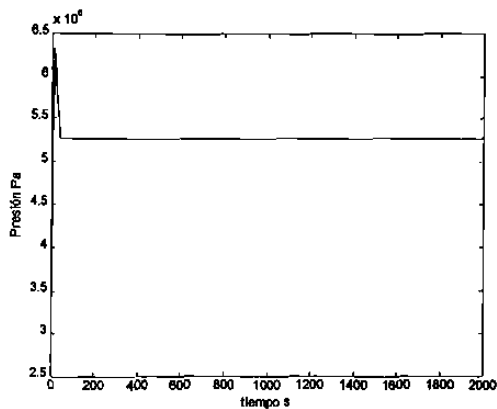
Presión del vapor a la salida del recalentador



Temperatura del vapor a la salida del recalentador



Presión del vapor a la salida del supercalentador



Temperatura del vapor a la salida del supercalentador

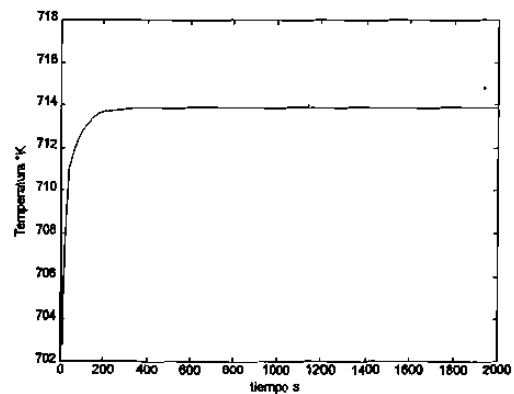


Fig. 3.19 Respuesta dinámica de variables en el proceso termodinámico de la caldera.

### 3.6 Condensador

El condensador es una parte importante en las plantas de generación de energía eléctrica que usan como medio la turbina de vapor. En el condensador el calor latente en el vapor que sale de la turbina de gas es transferido al agua, la cual funciona como refrigerante; posteriormente dicho calor se disipa en la atmósfera. El vapor que sale del condensador tiene, generalmente, una temperatura no menor a la temperatura de saturación del vapor. El vapor condensado es recuperado a manera de agua destilada, la cual se emplea nuevamente en el sistema de alimentación de agua para el RCGV.

Como se muestra en la Figura 3.20, el condensador consiste de una coraza la cual tiene un par de cámaras, una a cada lado y en las cámaras se concentra la entrada y salida del vapor, tanto el condensado como el vapor sin condensar. Por la primer cámara entra el vapor que va a ser condensado y después pasa por tuberías, las cuales están sumergidas en el líquido refrigerante. En las tuberías es en donde se lleva a cabo el intercambio indirecto de calor entre el líquido refrigerante y el vapor, esto a través del metal de las tuberías que sirven de interfase. El líquido refrigerante generalmente tiene circulación forzada; es decir, se hace circular al ser impulsado por medio de una bomba.

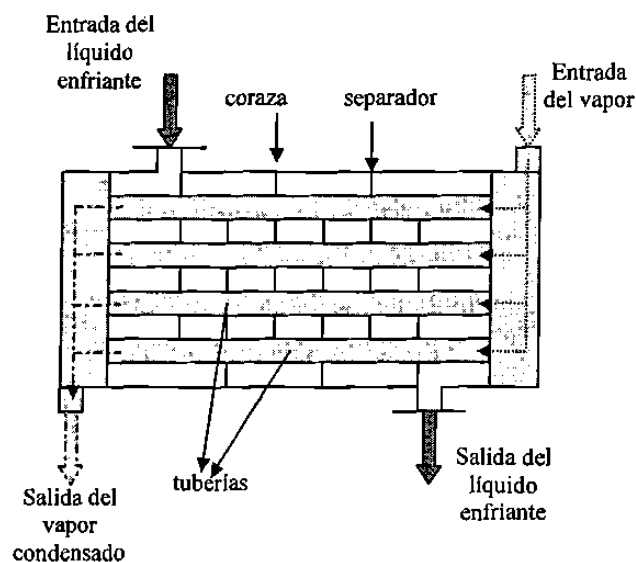


Fig. 3.20 Diagrama de un condensador tipo "tubo y coraza".



En el modelo de condensador que se presenta se considera que el vapor saturado, o casi saturado, ocupa todo el volumen de la coraza, y de esta manera se simplifica el análisis. Para este modelo, el condensador se divide en cuatro subsistemas los cuales son:

- La coraza
- Las tuberías
- Las ecuaciones del vapor
- Las ecuaciones del líquido

Además, para este modelo se hacen las siguientes consideraciones:

- i) El condensador es tipo “tubo y coraza”.
- ii) El vapor saturado o casi saturado entra al condensador y sale condensado saturado; no hay desbordamiento en el condensador.
- iii) Las masas del material en el condensador se consideran concentradas de la siguiente manera:
  - a. El material de la coraza en un solo nodo.
  - b. Los tubos de la coraza se concentran en un nodo.
  - c. El vapor en la coraza se considera en un solo nodo.
  - d. El líquido en las tuberías se considera en  $N$  tuberías que están dentro del condensador.
- iv) La coraza se considera que está perfectamente aislada.
- v) Se considera la transferencia de calor radial solamente, la transferencia axial se desprecia.
- vi) El flujo se considera unidimensional.
- vii) Se considera que no hay evaporación del líquido de la tubería.
- viii) Se considera que no hay retardo de tiempo del flujo de líquido en el condensador.
- ix) El líquido se considera que está idealmente mezclado en el área transversal de cualquier tubería.
- x) Los coeficientes de transferencia de calor se consideran constantes.

### 3.6.1 Ecuaciones del material de la coraza

Flujo calorífico del vapor a la coraza

$$Q_{sh} = H_{sh} A_{sh} (T_{st} - T_{sh}) \quad (3.47)$$

$Q_{sh}$  flujo de calor hacia la coraza, J/s

$H_{sh}$  coeficiente de transferencia de calor para el material de la coraza, J/(s °K m<sup>2</sup>)

$A_{sh}$  área de la superficie de la coraza, m<sup>2</sup>

$T_{sh}$  temperatura de la coraza, °K

$T_{st}$  temperatura del vapor, °K

Dinámica de la temperatura en la coraza

$$\frac{d(T_{sh})}{dt} = \frac{1}{m_{sh} c_{psh}} Q_{sh} \quad (3.48)$$

$m_{sh}$  masa de la coraza, kg

$c_{psh}$  calor específico de la coraza, J/(kg °K)

Implementando las dos ecuaciones anteriores en el SIMULINK se obtiene el siguiente bloque, el cual describe la dinámica del material de la coraza:

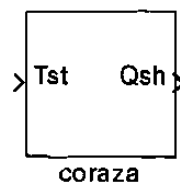


Fig. 3.21 Subsistema de la Coraza.

### 3.6.2 Ecuaciones del material de las tuberías

Dinámica de la temperatura

$$\frac{d(T_i)}{dt} = \frac{1}{N_i m_i c_{pt}} (Q_{st} - Q_{hf}) \quad (3.49)$$

$N_i$  número de tubos [-]

$m_i$  masa de uno de los tubos, kg

$c_{pt}$  calor específico del tubo, J/(kg °K)

$T_i$  temperatura de los tubos, °K

$Q_{st}$  flujo calorífico del vapor a los tubos, J/s

$Q_{hf}$  flujo calorífico de los tubos al líquido refrigerante, J/s

Flujo calorífico del vapor a los tubos

$$Q_{st} = \frac{T_{st} - T_i}{\varphi_i} \quad (3.50)$$

$$\varphi_i = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2(2\pi k_i L_i N_i)} + \frac{1}{N_i A_{ot} H_{st}} \quad (3.51)$$

$r_o$  radio exterior de los tubos, m

$r_i$  radio interior de los tubos, m

$k_i$  termoconductividad de las paredes de los tubos, J/(°K s m<sup>2</sup>)

$L_i$  longitud de los tubos, m

$A_{ot}$  área de la superficie de los tubos, m<sup>2</sup>

$H_{st}$  coeficiente de transferencia de calor para el material de los tubos, J/(°K s m<sup>2</sup>)

Flujo calorífico de las tuberías al líquido refrigerante:

$$Q_{hf} = \sum_{i=1}^N Q_{hfi} \quad (3.52)$$

$$Q_{hfi} = \frac{T_i - \bar{T}_f}{\varphi_{ii}} \quad (3.53)$$

$N$  número de secciones en el intercambiador de calor

$Q_{hfi}$  flujo calorífico en una sección, J/s

$\bar{T}_f$  Temperatura promedio del líquido en una sección, °K

$$\varphi_{ii} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2(2\pi k_t \Delta L_u N_t)} + \frac{1}{N_t \Delta A_u H_{st}} \quad (3.54)$$

$$\Delta L_u = \frac{1}{N} L_t \quad (3.55)$$

$$\Delta A_u = \frac{1}{N} A_{ot}$$

Al implementar las ecuaciones anteriores en un bloque del SIMULINK se obtiene:

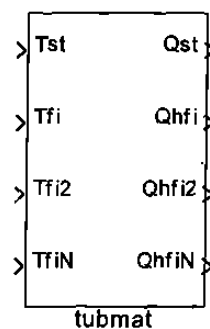


Fig. 3.22 Subsistema que representa las tuberías.

### 3.6.3 Ecuaciones del vapor

Dinámica de la temperatura

$$\frac{d(T_{st})}{dt} = \frac{w_{st}(h_{st} - h_{cond}) - Q_{sh} - Q_{st}}{V \left[ \rho_{st} \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_{sat} + (h_{st} - h_{cond}) \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{sat} - \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_{sat} \right]} \quad (3.56)$$

donde:

$w_{st}$  flujo másico del vapor, kg/s

$h_{st}$  entalpía específica del vapor saturado, J/kg

$h_{cond}$  entalpía específica del condensado (líquido saturado), J/kg

$V$  volumen del vapor en la coraza, m<sup>3</sup>

$\rho_{st}$  densidad del vapor saturado, kg/m<sup>3</sup>

$\left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_{sat}$  derivada parcial de la entalpía del vapor saturado con respecto a la temperatura, para una temperatura dada  $T_{st}$ .

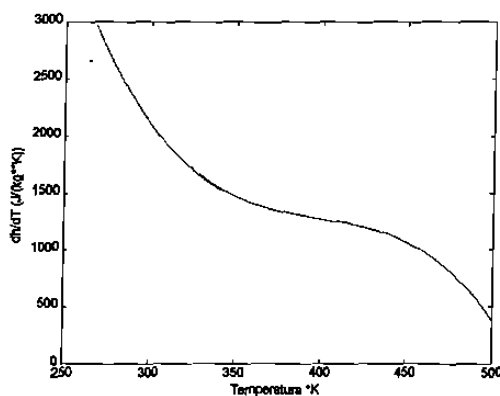


Fig. 3.23 Parcial de la entalpía con respecto a la temperatura en función de la temperatura.

$$\left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_{sat} = 4.1404 \times 10^4 - 297.517 T_{st} + 0.7413 T_{st}^2 - 6.2076 \times 10^{-4} T_{st}^3$$

$\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_{sat}$  derivada parcial de la densidad del vapor saturado con respecto a la temperatura, para una temperatura dada  $T_{st}$ .

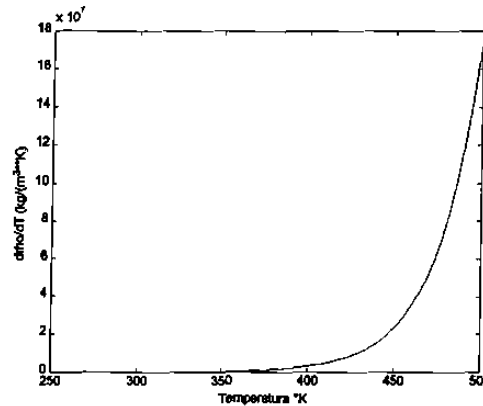


Fig. 3.24 Parcial de la densidad con respecto a la temperatura en función de la temperatura.

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_{sat} = 0.000296 \exp\left(\frac{T_{st}}{75}\right) - 4.852 \times 10^{-8} \exp\left(\frac{T_{st}}{75}\right)^2 + 0.358534 \exp\left(\frac{T_{st}}{75}\right)^3$$

$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_{sat}$  derivada parcial de la presión del vapor saturado, con respecto a la temperatura, para una temperatura dada  $T_{st}$ .

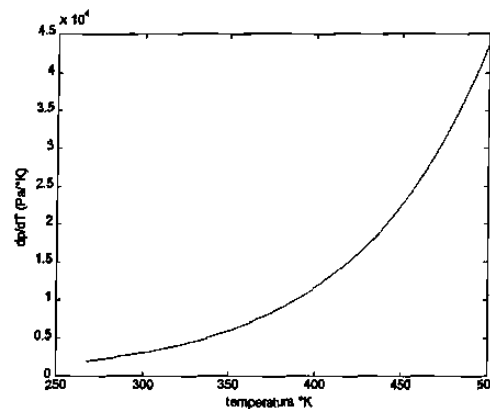


Fig. 3.25 Parcial de la presión con respecto a la temperatura en función de la temperatura.

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_{sat} = 55.788 \exp\left(\frac{T_{st}}{75}\right)$$

Presión del condensado en función de la temperatura.

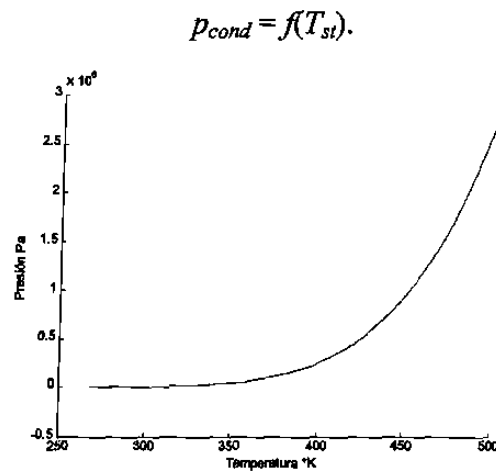


Fig. 3.26 Presión del condensado con respecto a la temperatura.

donde:

$p_{cond}$  presión del condensado en condiciones de saturación

Densidad del vapor saturado en función de la temperatura.

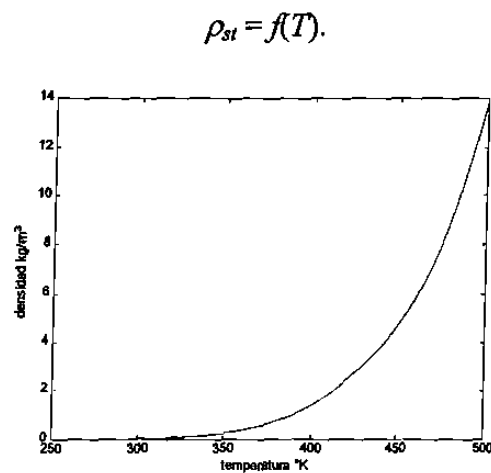


Fig. 3.27 Densidad del vapor saturado con respecto a la temperatura.

Entalpía del condensado en función de la temperatura

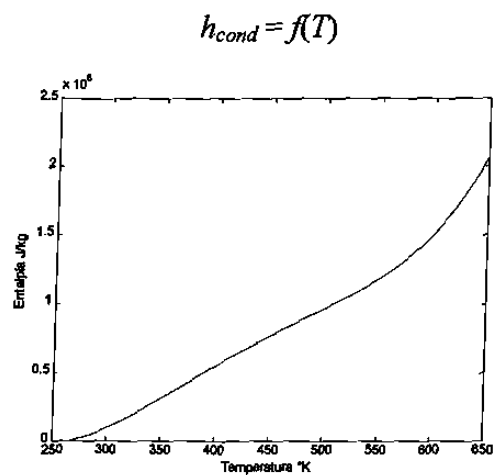


Fig. 3.28 Entalpía del condensado en función de la temperatura.

Flujo másico del condensado

$$w_{cond} = w_{st} - V \frac{d(T_{st})}{dt} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{sat} \quad (3.57)$$

donde:

$w_{cond}$  flujo másico del condensado, kg/s

Implementando las ecuaciones anteriores en un bloque dinámico en el SIMULINK se obtiene:

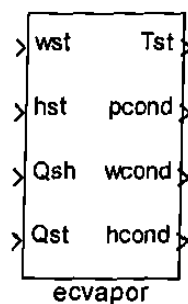


Fig. 3.29 Subsistema que representa a las ecuaciones del vapor.



### 3.6.4 Ecuaciones del líquido

Para la dinámica de la temperatura de la sección j-ésima se tiene:

$$\frac{d(T_{jf})}{dt} = \frac{Q_{hfj} + w_f c_{pf}(T_{j-1} - T_{jf})}{\rho_f C_{pf} V_{jf}} \quad (3.58)$$

donde:

$\rho_f$  densidad del líquido, kg/m<sup>3</sup>

$C_{pf}$  calor específico a presión constante, J/(kg °K)

$V_{jf}$  volumen del líquido en la sección j-ésima, m<sup>3</sup>

$T_{jf}$  temperatura al final de la sección j-ésima, °K

$Q_{hfj}$  flujo calorífico de los tubos al líquido refrigerante en la sección j-ésima, J/s

Caída de presión del líquido

$$\Delta p_f = \sum_{j=1}^N \Delta p_{jf} \quad (3.59)$$

$$\Delta p_{jf} = f_f \frac{w_f^2}{\rho_f} \quad (3.60)$$

donde:

$\Delta p_f$  caída de presión total de líquido, Pa

$\Delta p_{jf}$  caída de presión del líquido en la sección j-ésima, Pa

$f_f$  coeficiente de fricción, m<sup>-4</sup>

$w_f$  flujo másico del líquido, kg/s

$\rho_f$  densidad del líquido, kg/m<sup>3</sup>

Implementando las ecuaciones anteriores en SIMULINK se obtiene el siguiente bloque:

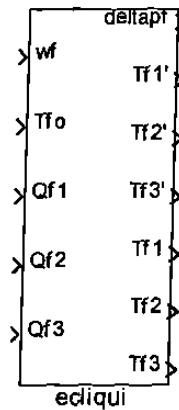


Fig. 3.30 Subsistema que representa las ecuaciones del líquido.

### 3.7 Interconectado completo sistema "Condensador"

Interconectando los cuatro subsistemas ya presentados, se obtiene un bloque que representa la dinámica completa del condensador. Además se puede formar un solo bloque en SIMULINK para que su manejo sea más sencillo. Así el condensador completo resulta en:

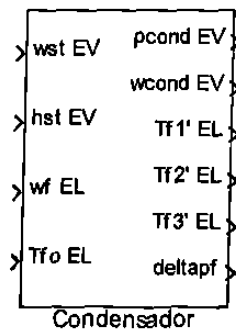


Fig. 3.31 Subsistema que representa al condensador.

Para este subsistema las entradas son:

$w_v$  flujo másico del vapor, kg/s (de las ecuaciones el vapor)

- $h_{st}$  entalpía específica del vapor saturado, J/kg (de las ecuaciones del vapor)  
 $w_f$  flujo másico del líquido, kg/s (de las ecuaciones del líquido)  
 $T_{fo}$  temperatura de entrada del líquido refrigerante, °K (de las ecuaciones del líquido)

En el cual los cuatro sistemas interconectado están como se muestra en la siguiente figura:

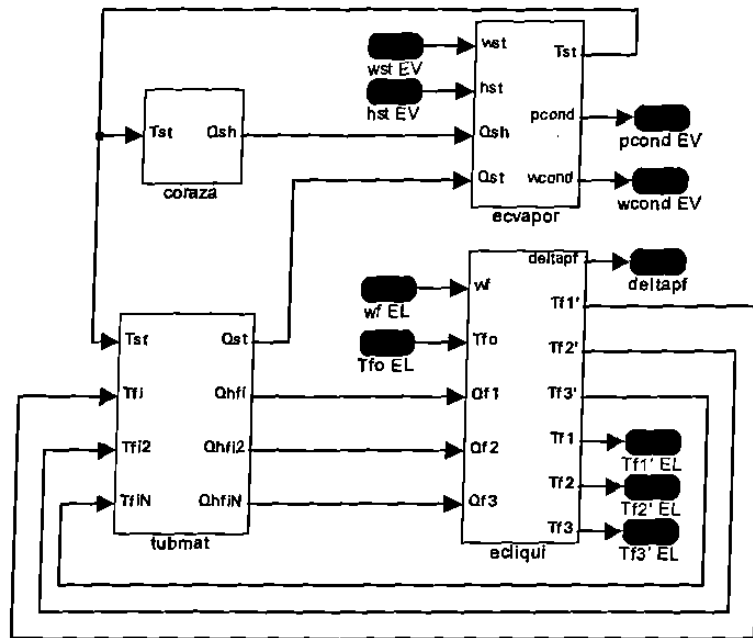


Fig. 3.32 Los cuatro subsistemas interconectados que forman el condensador.

### 3.8 Simulación del sistema condensador

Para un flujo másico del vapor 10.459 kg/s, una entalpía específica del vapor saturado  $2.5921 \times 10^6$  J/kg y un flujo másico del líquido 464.32 kg/s, con temperatura de entrada del líquido enfriante 288 °K; y las constantes expresadas en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Constantes de los componentes del condensador.

Coraza	Ecuaciones del vapor
$c_{psh} = 3200 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$V = 48.8 \text{ m}^3$
$m_{sh} = 480 \text{ kg}$	
$A_{sh} = 49.8 \text{ m}^2$	
$H_{sh} = 1140 \text{ J/(s } ^\circ\text{K m}^2)$	
Material de las tuberías	Ecuaciones del líquido
$N = 3$	$N = 100$
$c_{pt} = 400 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$V_{fl} = 3 \text{ m}^3$
$m_t = 200 \text{ kg}$	$f_f = 2625 \text{ m}^4$
$H_{tl} = 28 \text{ J/(} ^\circ\text{K s m)}$	$r_f = 4200 \text{ kg/m}^3$
$H_{st} = 28 \text{ J/(} ^\circ\text{K s m)}$	$c_{pf} = 127 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$A_{ot} = 1.85 \text{ m}^2$	
$N_t = 80$	
$L_t = 3.7 \text{ m}$	
$k_t = 2.2 \text{ J/(} ^\circ\text{K s m)}$	
$r_i = 0.078 \text{ m}$	
$r_o = 0.08 \text{ m}$	

Si se emplean los parámetros de la Tabla 3.2 para la simulación dinámica del condensador, se obtienen los siguientes resultados:

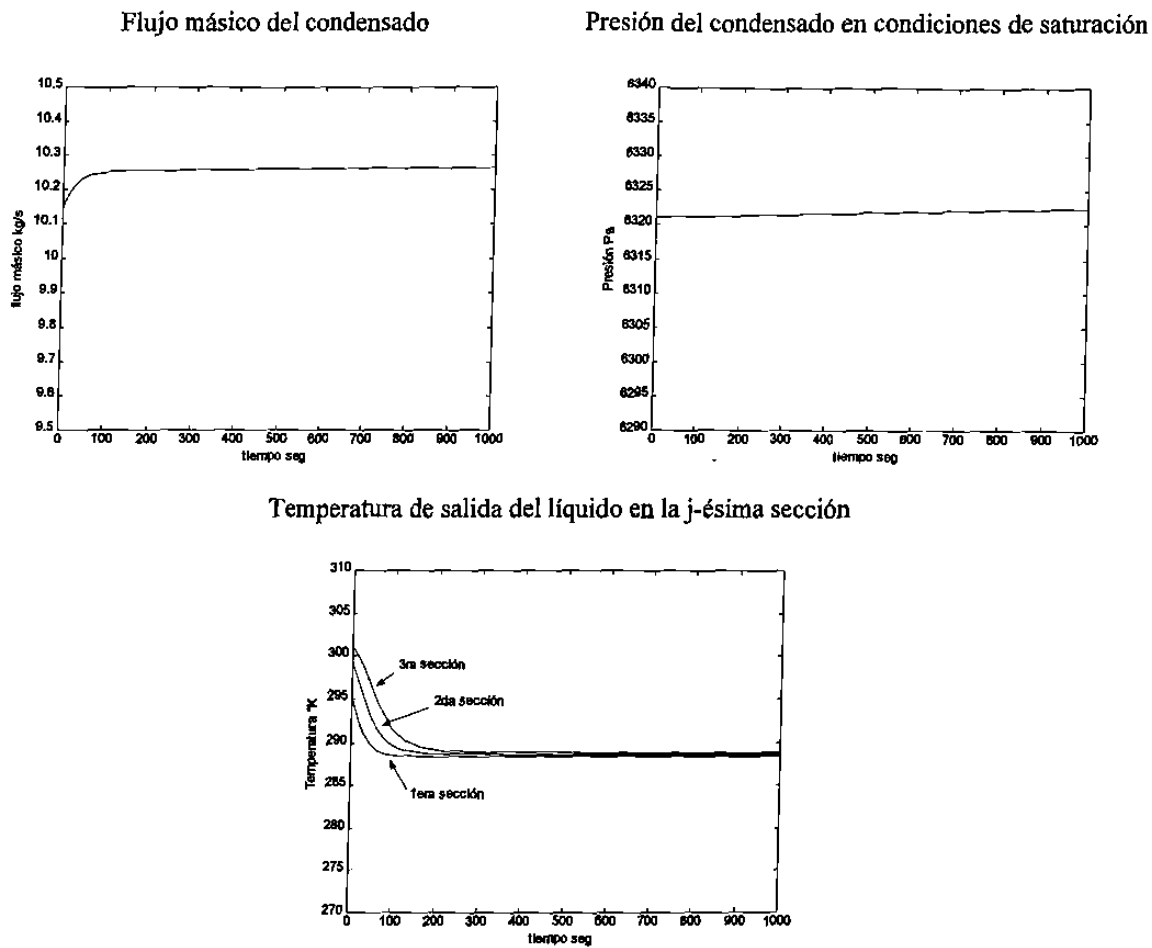


Fig. 3.33 Respuestas dinámicas del condensador con los parámetros de la Tabla 3.2.

### 3.9 La turbina de vapor

La forma bajo la cual opera una turbina de vapor es convirtiendo la energía térmica del vapor en energía cinética y después en energía mecánica. La energía mecánica se proporciona al generador eléctrico por medio de la flecha. La turbina de vapor usualmente tiene varias secciones, donde cada una de ellas tiene distintos requerimientos para la presión del vapor de entrada. El vapor que sale del supercalentador en el RCGV entra a la sección de alta presión de la turbina, por medio de válvulas de admisión y después de pasar por la

sección de alta presión (AP) de la turbina, el vapor pierde presión y entra nuevamente al RCGV para ser recalentado a presión constante. Posteriormente el vapor pasa por la sección de presión intermedia (PI) de la turbina y una vez que pasa a través de esta sección, el vapor pierde nuevamente presión y de ahí va a la sección de baja presión (BP) de la turbina. A continuación pasa al condensador, Figura 3.34.

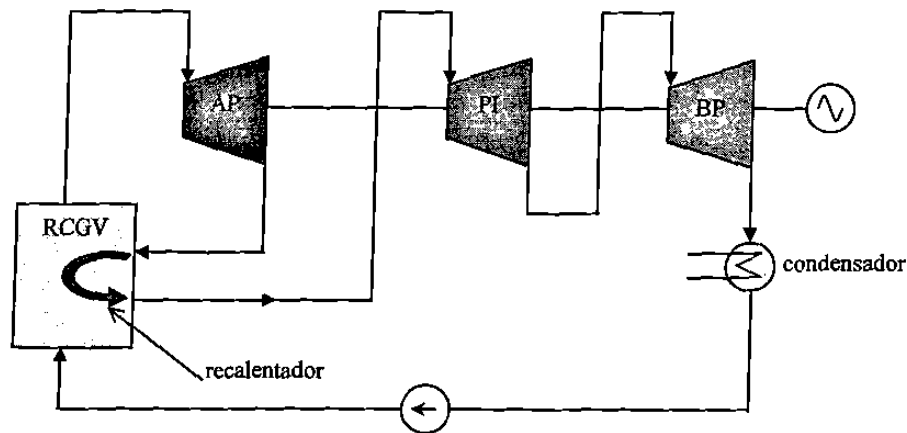


Fig. 3.34 Diagrama mostrando las tres etapas de una turbina de vapor típica. Se muestra el flujo de vapor en el ciclo térmico Rankine.

Para el modelo dinámico de la turbina en sus tres secciones se hicieron las siguientes consideraciones:

- i) El vapor supercalentado se considera como un gas ideal.
- ii) Las tres secciones de la turbina (AP, PI y BP) se modelan como toberas equivalentes en las cuales se lleva a cabo una expansión del vapor unidimensional uniforme y politrópica.
- iii) Los volúmenes de almacenamiento de energía se modelan con parámetros concentrados.
- iv) La energía cinética del vapor en cada etapa de la turbina se considera despreciable.
- v) La dinámica de los flujos másicos se modela como un sistema de primer orden.

### 3.9.1 Sección de alta presión (AP)

Esta sección es la que recibe el vapor que ha sido previamente calentado en el supercalentador.

Balance másico del vapor

$$w_i - w_o = V \frac{d\rho}{dt} \quad (3.61)$$

$w_i$  flujo másico del vapor de entrada, kg/s

$w_o$  flujo másico del vapor de salida, kg/s

$V$  volumen del receptáculo, m<sup>3</sup>

$\rho$  densidad del vapor a la salida del receptáculo, kg/m<sup>3</sup>

Dinámica del flujo másico

$$\frac{d(w_o)}{dt} = \frac{1}{\tau} (w_i - w_o) \quad (3.62)$$

$\tau$  constante de tiempo la cual se determina experimentalmente, s

Balance calorífico

$$w_i h_i - w_o h_o = V \frac{d(\rho_o h_o)}{dt} \quad (3.63)$$

$h_i$  entalpía específica del vapor a la entrada, J/kg

$h_o$  entalpía específica del vapor a la salida, J/kg

## Relaciones de los gases ideales

$$T_o = \frac{h_o - h_i}{c_p} + T_i \quad (3.64)$$

$$p_o = R \rho_o T_o \quad (3.65)$$

- $T_o$  temperatura de salida del vapor, °K  
 $T_i$  temperatura de entrada del vapor, °K  
 $c_p$  calor específico a presión constante, J/(kg °K)  
 $R$  constante de los gases ideales, J/(kg °K)

## Ecuación de la tobera

$$r^{\frac{2}{m}} - r^{\frac{m+1}{m}} = \left( \frac{w_o}{A} \right)^2 \frac{1}{p_o \rho_o} \left( \frac{m-1}{2\eta_\infty m} \right) \quad (3.66)$$

donde:

$$r = \frac{p_{ou}}{p_o} \quad (3.67)$$

$$m = \frac{\gamma}{\gamma - \eta_\infty (\gamma - 1)} \quad (3.68)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.69)$$

- $A$  área de la sección transversal de la salida, m<sup>2</sup>  
 $\eta_\infty$  eficiencia politrópica de la sección  
 $p_{ou}$  presión de salida de la reacción, Pa  
 $c_p$  calor específico a presión constante, J/(kg °K)  
 $c_v$  calor específico a volumen constante, J/(kg °K)



Razón de temperaturas para una expansión politrópica uniforme:

$$\frac{T_{ou}}{T_o} = \left( \frac{P_{ou}}{P_o} \right)^{\eta_{\infty} \left( \frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} \quad (3.70)$$

$T_{ou}$  Temperatura a la salida de la sección (AP), °K

Cambio de la entalpía para la expansión isentrópica de los gases ideales

$$\Delta h_I = c_p T_o \left( r^{\left( \frac{R}{c_p} \right)} - 1 \right) \quad (3.71)$$

$\Delta h_I$  cambio de la entalpía cuando la presión cambia de  $p_o$  a  $p_{ou}$ , J/kg

Eficiencia total de la sección

$$\eta = \frac{1 - r^{\left( \eta_{\infty} \frac{\gamma-1}{\gamma} \right)}}{1 - r^{\left( \frac{\gamma-1}{\gamma} \right)}} \quad (3.72)$$

$\eta$  eficiencia total de la sección

Potencia mecánica entregada por la sección:

$$P_m = \eta_{\infty} \Delta h_I w_o \quad (3.73)$$

Entalpía de salida

$$h_{ou} = h_o + c_p (T_{ou} - T_o) \quad (3.74)$$

Implementando las ecuaciones anteriores en el SIMULINK se obtiene el bloque, Fig. 3.35, el cual describe el comportamiento de la sección de alta presión de la turbina de vapor:

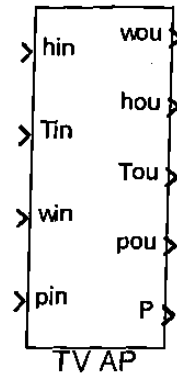


Fig. 3.35 Subsistema de la sección de alta presión de la turbina de vapor.

### 3.9.2 Sección de presión intermedia (PI)

El modelo de la sección de presión intermedia es similar al de alta presión, excepto que en esta sección no se almacena vapor, ya que el almacenamiento se encuentra en el recalentador, el cual está incluido en el modelo del RCGV. Por lo tanto, las ecuaciones dinámicas de almacenamiento no se aplican para el modelo de la sección de presión intermedia (3.61) a (3.65). El resto del modelo de la sección PI cumple con las ecuaciones que se emplearon para el modelo de la sección de AP.

Al implementar las ecuaciones correspondientes a la sección de presión intermedia se obtiene el siguiente bloque el cual describe el comportamiento de ésta sección:

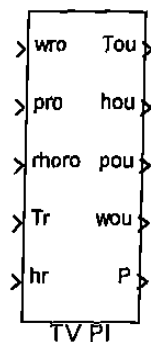


Fig. 3.36 Subsistema de la sección de presión intermedia de la turbina de vapor.

### 3.9.3 Sección de baja presión (BP)

Para la sección de baja presión en una turbina de vapor se aplican exactamente las mismas ecuaciones que para la sección de alta presión, con diferencias únicamente en la nomenclatura. Para esta sección al igual que la de alta presión si se consideran las dinámicas de almacenamiento.

Implementando las ecuaciones algebraicas y diferenciales que describen el comportamiento de la sección de baja presión de la turbina de vapor, se genera el bloque de orden tres de la Figura 3.37 en SIMULINK:

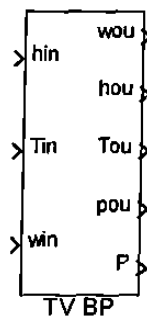


Fig. 3.37 Subsistema de la sección de baja presión de la turbina de vapor.

### 3.10 Simulación de la turbina de vapor con el recalentador del RCGV

Al interconectar las tres secciones de la turbina y además el recalentador; del modelo del RCGV, para un flujo másico de entrada a la sección de alta presión de la turbina de 11 kg/s, con una entalpía de  $3.3117 \times 10^6$  J/kg, una presión de  $4.5251 \times 10^6$  Pa y una temperatura de entrada de 717.72 °K; y además para un flujo calorífico del horno al recalentador de  $3.1748 \times 10^6$  J/s y cada sección de la turbina con los parámetros de la Tabla 3.3 se hacen simulaciones dinámicas del comportamiento de la turbina de vapor.

Tabla 3.3 Parámetros de las distintas secciones de la turbina de vapor.

Sección de alta presión	Sección de baja presión
$\tau_s = 1$ s	$\tau_s = 1$ s
$V_{hp} = 5.664$ m <sup>3</sup>	$V_{hp} = 5.664$ m <sup>3</sup>
$A_{hp} = 0.003$ m <sup>2</sup>	$A_{hp} = 0.05$ m <sup>2</sup>
$\eta_\infty = 0.8$	$\eta_\infty = 0.85$
$c_p = 2,430$ J/(kg °K)	$c_p = 2,005$ J/(kg °K)
$R_{st} = 287$ J/(kg °K)	$R_{st} = 287$ J/(kg °K)
Sección de presión intermedia	
$A_{hp} = 0.009$ m <sup>2</sup>	
$\eta_\infty = 0.85$	
$c_p = 2230$ J/(kg °K)	
$R_{st} = 287$ J/(kg °K)	

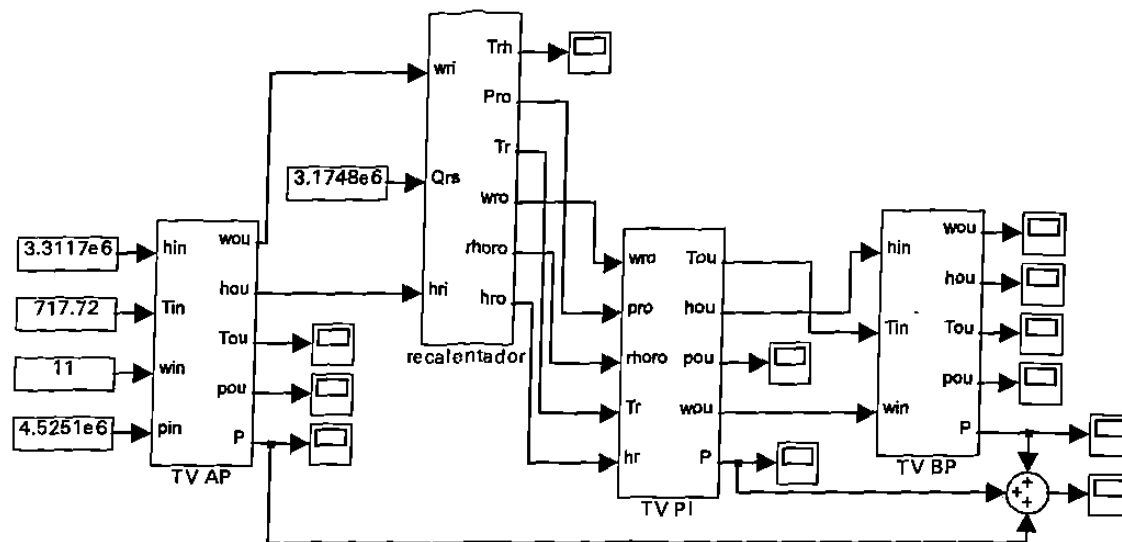


Fig. 3.38 Integración de los subsistemas que forman a la turbina de vapor y el recalentador.

Pero las tres secciones de la turbina de vapor se pueden agrupar en un solo bloque para que su manejo sea más sencillo, de manera que se obtiene el siguiente esquema agrupando las tres secciones e incluyendo la dinámica que introduce el recalentador.

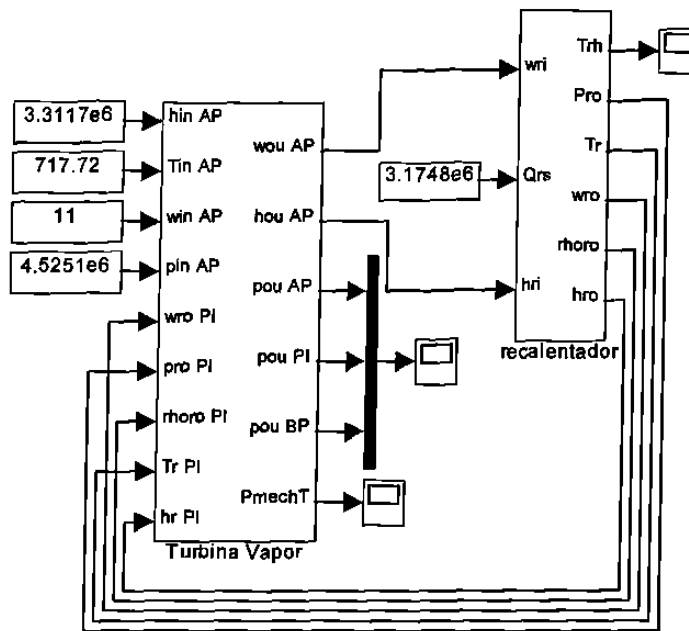
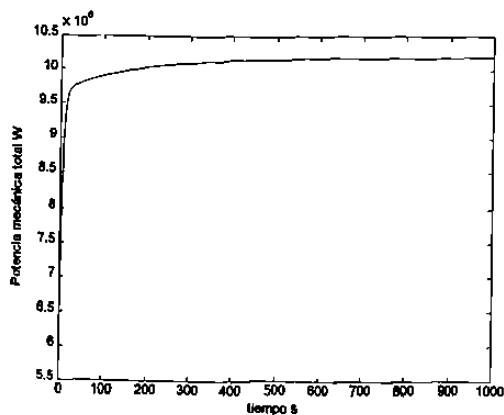


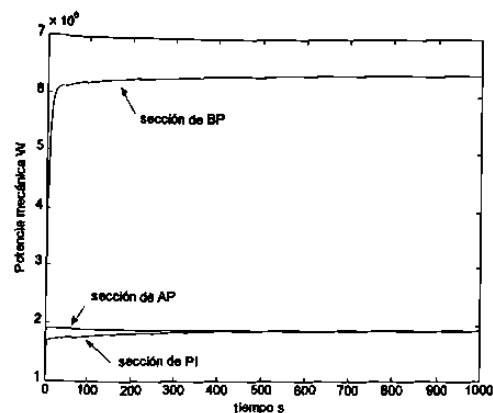
Fig. 3.39 Subsistema que describe la dinámica de la turbina de vapor y el recalentador.

Se obtienen los siguientes resultados de la simulación de la respuesta dinámica con las entradas descritas:

Potencia mecánica total entregada por la turbina



Aportación de cada una de las secciones



Presión de salida de cada una de las secciones

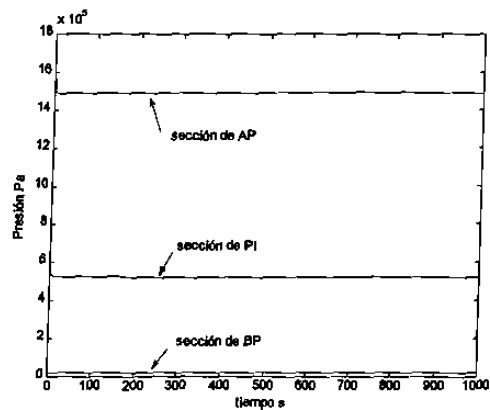


Fig. 3.40 Variables de salida de la turbina de vapor.

### 3.11 Dispositivos varios

#### 3.11.1 Desaerador

La función principal del desaerador es almacenar agua del sistema de alimentación de agua de la caldera, desoxigenarla y calentarla. El agua del sistema de alimentación es calentada hasta lograr las condiciones de saturación, por medio de ponerla en contacto con el vapor supercalentado extraído de la turbina. A diferencia de la caldera y del condensador este intercambio de calor se hace de manera directa y no con interfases metálicas.

En la industria se utilizan básicamente dos tipos de desaeradores y estos son: el desaerador de vacío y desaerador de presión. Los desaeradores de vacío se operan por debajo de la presión atmosférica a la temperatura de saturación  $82\text{ }^{\circ}\text{C}$  y son capaces de reducir el contenido de oxígeno del agua a menos de  $0.02\text{ mg por litro}$ ; pero se tiene un costo adicional por mantener las condiciones de vacío, ya que se requieren bombas de vacío o eyectores de vapor. Los desaeradores de presión se operan arriba de la presión atmosférica y pueden reducir el contenido de oxígeno a  $0.02\text{ mg por litro}$ . La presión del desaerador se controla por medio del ajuste de la extracción de vapor del vaso del desaerador. La regulación de presión restringe la temperatura de saturación a ser mayor de  $105\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Cuando se obtiene la condición de saturación dentro del vaso del desaereador, la solubilidad del gas en el sistema de alimentación de agua es muy baja; por lo que cualquier gas no condensable en el sistema de alimentación de agua es separado y drenado a la atmósfera a través de una ventila.

Al extraer vapor supercalentado se libera energía calorífica en el sistema de alimentación de agua, y un equilibrio energético se logra cuando el agua y el vapor alcanzan condiciones de saturación. Una vez que se alcanzaron las condiciones de saturación ya no hay intercambio de energía y no se tiene evaporación ni condensación en el vaso desaereador.

Las consideraciones que se hacen para obtener un modelo dinámico del desaereador son las siguientes:

- i) La fase del vapor no se modela y todo el vapor se convierte en agua.
- ii) El proceso de desoxigenación no se modela.
- iii) No hay gradientes de temperatura en el desaereador ya que hay turbulencia, es decir, se asume que se genera una mezcla perfecta.
- iv) Las fases de vapor y de agua están siempre en o cerca de las condiciones establecidas de operación del desaereador. Esto permite hacer una linealización de la dinámica de evaporación condensación cerca el punto de operación.
- v) La tubería de salida del sistema de alimentación de agua se encuentra localizada en la base del desaereador.
- vi) El agua que entra permanece en o cerca de las condiciones de saturación gracias a un sistema de control con retroalimentación.

Las ecuaciones que describen la dinámica del desaereador son:

Balance másico

$$w_c + w_m - w_f + w_x = \frac{d(m_f)}{dt} \quad (3.75)$$

- $w_c$  flujo másico del condensado, kg/s  
 $w_m$  flujo másico del agua, kg/s  
 $w_f$  flujo másico a la salida del sistema de alimentación de agua, kg/s  
 $w_x$  flujo másico del vapor extraído de la turbina, kg/s  
 $m_f$  masa del líquido en el desaereador, kg

Balance calorífico del líquido

$$w_c h_c + w_m h_m - w_f h_f + w_x h_x = \frac{d(m_f h_f)}{dt} \quad (3.76)$$

donde:

- $h_c$  entalpía específica del condensado, J/kg  
 $h_m$  entalpía específica del agua, J/kg  
 $h_f$  entalpía específica del agua a la salida del sistema de alimentación de agua, J/kg  
 $h_x$  entalpía específica del vapor extraído de la turbina, J/kg

Volumen del líquido

$$V_f = \frac{m_f}{\rho_f} \quad (3.77)$$

- $V_f$  volumen del agua de alimentación en el desaereador, m<sup>3</sup>  
 $\rho_f$  densidad del agua de alimentación, kg/m<sup>3</sup>



Nivel del líquido

$$L = \frac{V_f}{\pi r^2} \quad (3.78)$$

$r$  radio del vaso del desaereador, m

Presión de salida del agua de alimentación

$$p_{fo} = p_f + \rho_f g L \quad (3.79)$$

$p_{fo}$  presión de salida del agua de alimentación, Pa

$p_f$  presión del agua dentro del desaereador, Pa

$g$  constante de gravedad,  $m/s^2$

Al implementar las ecuaciones anteriores en el SIMULINK se obtiene el siguiente bloque:

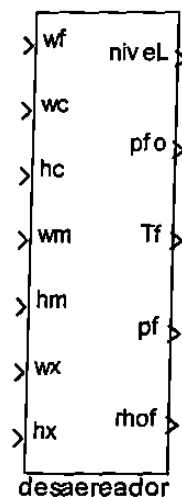


Fig. 3.41 Subsistema para el desaereador.

### 3.11.2 Bomba

La función de una bomba es la de transferir un fluido de un punto a otro. El fluido recorre la trayectoria incluso a pesar de las restricciones que se presentan en la trayectoria de éste, ya que la bomba incrementa la presión del fluido. Las bombas centrífugas son las más usadas en las estaciones de generación, y el modelo que usualmente se emplea para éstas es el de su característica presión-flujo de estado estable.

Para obtener un modelo de bomba se hicieron las siguientes consideraciones:

- i) Se ignoran las dinámicas; es decir se considera el estado estable, ya que sus dinámicas son muy rápidas.
- ii) Se considera incompresible el flujo del fluido.
- iii) El flujo se controla por medio de la variación de velocidad.
- iv) La bomba representa una carga constante, al igual que las válvulas y las tuberías que conforman el circuito hidráulico.
- v) Es una bomba centrífuga.
- vi) La eficiencia de la bomba se considera constante.

Incremento de la presión en función de la velocidad y del flujo

$$\frac{\Delta p}{\bar{\rho}} = k_1 N^2 - k_2 F^2 \quad (3.80)$$

$\Delta p$  incremento de presión a través de la bomba, Pa

$\bar{\rho}$  densidad de referencia del fluido,  $\text{kg/m}^3$

$N$  velocidad de la bomba, rad/s.

$F$  flujo volumétrico,  $\text{m}^3/\text{s}$

$k_1, k_2$  constantes de construcción de la bomba

Las líneas de carga se representan por:

$$\frac{\Delta p_q}{\rho} = k_3 F^2 \quad (3.81)$$

Incremento de presión

$$\Delta p = \Delta p_s + \Delta p_q \quad (3.82)$$

$\Delta p_s$  incremento de presión estática a través de la bomba, Pa

A partir de las tres ecuaciones anteriores, si se sustituye (3.82) en (3.80), y en la ecuación resultante se sustituye (3.81), para después despejar  $F$  y se obtiene (3.83).

$$F = \sqrt{\frac{k_1 N^2 - \frac{\Delta p_s}{\rho}}{k_2 + k_3}} \quad (3.83)$$

Y la potencia que requiere la bomba para “transportar” el fluido está dada por:

$$P_w = \frac{\Delta p F}{\eta} 100 \quad (3.84)$$

$P_w$  consumo de potencia activa de la bomba, W

$\eta$  eficiencia de la bomba

El bloque que se obtiene en SIMULINK al implementar las ecuaciones diferenciales de la bomba es:

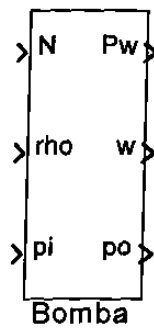


Fig. 3.42 Subsistema que representa la bomba.

### 3.11.3 Válvulas

Las válvulas son ampliamente usadas en las plantas de generación para regular el flujo másico de los fluidos. Esto se lleva a cabo al variar el área por la cual fluyen.

Para el modelo de las válvulas se hacen las siguientes consideraciones:

- i) La caída de presión a través de la válvula se considera constante.
- ii) El flujo de gas se considera politrópicamente uniforme.
- iii) La razón de calores específicos para el gas se consideran constantes.

Las válvulas pueden ser diseñadas exprofeso para regular el flujo másico, ya sea de algún líquido o de un gas. El modelo para cada una de estas es distinto, ya que su diseño así lo exige.

### a) Válvula para líquido

Flujo másico regulado

$$w_o = w_i f(x) \quad (3.85)$$

$w_o$  flujo másico a la salida de la válvula, kg/s

$w_i$  flujo másico a la entrada de la válvula, kg/s

$f(x)$  coeficiente limitador de flujo determinado por la característica de la válvula

$x$  posición de la válvula [0:1]

Caída de presión en la válvula

$$p_o = p_i - \Delta p \quad (3.86)$$

$p_o$  presión a la salida de la válvula, Pa

$p_i$  presión de entrada a la válvula, Pa

$\Delta p$  caída de presión en la válvula, Pa

Implementando las ecuaciones que describen el comportamiento de la válvula de líquido en SIMULINK se obtiene el bloque de la Figura 3.44.

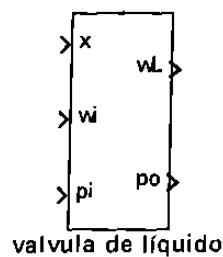


Fig. 3.43 Subsistema de la válvula de líquido.

### b) Válvula para gas

Flujo másico a la salida de la válvula:

$$w_o = c'_{v2} f(x) \sqrt{\rho_{ig} \Delta p} \quad (3.87)$$

- $w_o$  flujo másico a la salida de la válvula, kg/s  
 $f(x)$  área de salida determinada por la característica de la válvula, m<sup>2</sup>  
 $\rho_{ig}$  densidad del gas a la entrada, kg/m<sup>3</sup>  
 $\Delta p$  caída de presión a través del válvula, Pa

$$c'_{v2} = c_{v2} \left( 1 - \frac{0.466}{k} \frac{\Delta p}{\Delta p_{nom}} \right) \quad (3.88)$$

- $c_{v2}$  constante de construcción de la válvula  
 $k$  razón de los calores específicos del gas que se maneja  
 $\Delta p_{nom}$  caída de presión nominal de la válvula, Pa

Además como se considera una expansión politrópica y uniforme del gas a través de la válvula, las siguientes relaciones son válidas:

Densidad del gas a la salida de la válvula

$$\rho_{og} = \rho_{ig} \left( \frac{p_o}{p_i} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.89)$$

- $p_o$  presión de salida de la válvula ( $p_i - \Delta p$ ), Pa

$\rho_{og}$  densidad del gas a la salida de la válvula,  $\text{kg/m}^3$

Temperatura del gas a la salida de la válvula

$$\frac{T_{og}}{T_{ig}} = \left( \frac{p_{og}}{p_{ig}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.90)$$

$T_{og}$  temperatura de salida del gas, °K

$T_{ig}$  temperatura de entrada del gas, °K

Entalpía del gas a la salida de la válvula:

$$h_{og} = h_{ig} + c_p (T_{og} - T_{ig}) \quad (3.91)$$

$h_{og}$  entalpía de salida del gas, J/kg

$h_{ig}$  entalpía de entrada del gas, J/kg

$c_p$  calor específico a presión constante, J/(kg °K)

En SIMULINK el subsistema que representa la dinámica de la válvula de gas es:

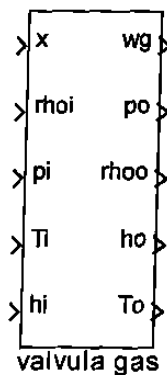


Fig. 3.44 Subsistema de la válvula de gas.

### 3.12 Conclusiones del capítulo

A lo largo de este capítulo se describió brevemente la manera en la cual opera el ciclo térmico Rankine, así como sus componentes principales. También se desarrollaron modelos dinámicos para cada uno de los componentes empleando ecuaciones diferenciales, ecuaciones algebraicas y tablas ya establecidas de propiedades del agua y vapor saturados.

Los modelos desarrollados a lo largo de éste capítulo representan las dinámicas y características físicas dominantes de cada uno de los modelos. En la sección 3.5 se enlistan los parámetros empleados para la simulación, éstos parámetros están disponibles en la literatura abierta, sin embargo si se quiere cambiar la capacidad de la caldera se tendrán que investigar estos parámetros, y ésta es un área de desarrollo importante ya que actualmente se cuenta con las herramientas necesarias para el monitoreo e identificación de dichos parámetros.

Como se puede ver en las Figuras de resultados, los primeros segundos de la simulación se requieren para que el sistema llegue a su estado estacionario. Este tiempo que le toma al sistema en llegar al estado estable depende enteramente de las condiciones iniciales que se le den a cada una de las variables de estado de cada uno de los subsistema; mientras más próximas estén dichas condiciones al estado estable menor será el tiempo que le tome al sistema llegar a él. Pero si se declaran valores de cero o valores muy alejados de la respuesta de estado estable, se pueden presentar singularidades en la solución del sistema.

Es importante mencionar que la manera en la cual se encapsularon los modelos a manera de subsistemas resulta muy conveniente su manipulación y manejo de información e interconexión, pero además se podrían simplificar aun más, si se manejan todos los enlaces que existen entre los distintos subsistemas como enlaces “vectoriales”; es decir, enlaces en los cuales en una sola conexión van agrupadas todas las señales que se requieren hacia el otro subsistema, haciendo así más comprensible el diagrama de bloques final.