



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

OSM (On Site Monitoring) en plantas termoeléctricas.

INFORME DE ACTIVIDADES PROFESIONALES

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecatrónico

P R E S E N T A

Karen Gama Fomperosa

ASESOR(A) DE INFORME

Ing. Francisco José Rodríguez Ramírez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2019

OBJETIVO

La empresa objeto de este trabajo y en la cual me he desarrollado en primera instancia como Momentum (becario) para así después de un año convertirme en Site Owner (full time), es una empresa con presencia en más de cien países incluyendo el nuestro. Con una facturación anual global a los 150.000 millones de dólares, poniéndola en el tercer puesto del listado de las empresas más grandes del mundo. Las áreas más fuertes en las que labora son en energía, tecnología industrial, comunicaciones, servicios financieros y electrodomésticos. Al ser una empresa fuertemente consolidada ha sido a los largo de los años destacada por tener un personal calificado lo que le permite sobresalir de otras empresas y poder abarcar un mercado tan competido como es el de generación eléctrica.

El presente trabajo tiene como finalidad una propuesta de cambio que permita a los actuales trabajadores poder tomar todas las herramientas de la empresa para poder explotar sus propias cualidades y tener la oportunidad de crecer dentro del ámbito laboral de una manera grupal.

A lo largo de este trabajo también presentaré mi capacidad para aplicar los conocimientos de ingeniería adquiridos en la carrera de Ingeniería Mecatrónica, se expondrá de igual manera una breve historia de la empresa, descripción del puesto, funciones y actividades realizadas durante mi estadía en la misma empresa antes mencionada en el área de controles e instrumentación. Se enmarcará dentro del ámbito de la ingeniería los antecedentes que me permiten trabajar hoy en el proyecto, así como los métodos, técnicas y procedimientos para poder resolver dichas problemáticas aplicando mi capacidad y criterio profesional adquiridos durante los cinco años de vida académica.

ÍNDICE

Objetivo	2
Agradecimientos	5
Introducción	7
Capítulo I Marco teórico.....	8
1.1 Turbinas	8
1.2 Turbinas de vapor.....	9
Historia.....	9
Clasificación.....	9
Partes de una turbina de vapor	12
Ciclo Rankine ideal	17
Ciclo Rankine con recalentamiento	21
Ciclo Rankine Regenerativo	23
Ciclo Rankine con sobrecalentamiento.....	26
1.3 Turbinas de gas	26
Historia.....	26
Clasificación.....	27
Ciclo Brayton	30
Ciclo Brayton ideal	31
Ciclo Brayton Regenerativo.....	35
Ciclo ideal Brayton ideal con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.....	39
1.4 Ciclo combinado.....	40
Esquema de una planta de ciclo combinado	43
Partes de una planta de ciclo combinado simple	44
Configuraciones de pantas de ciclo combinado.	52
Capitulo II Empresa	58
2. General electric	58
2.1 General Electric Power	58
Capitulo III Descripción del puesto.....	58
Información general.....	58

Relación laboral.....	58
Propósito del puesto	58
3.1 Equipo de trabajo.....	59
3.2 Termo turbinas.....	60
3.3 Monitoreo y Diagnóstico.....	62
Conclusiones.....	77
Referencias.....	78

AGRADECIMIENTOS

Ser hija, hermana, amiga y estudiante es complicado, sobre todo cuando el fin de la carrera profesional llega y estas en proceso de elaborar un trabajo profesional, ¿Por qué digo que es difícil? Es difícil porque sabes que hay personas detrás de todo este proceso que se han sacrificado igual o más que tu, para poder lograr tu sueño y esas personas no solo han marcado mi vida académica sino también personal, es por eso que deseo escribir las siguientes líneas.

Quisiera comenzar agradeciendo a mis abuelos maternos, esta va por mi abuelo Rodolfo y mi mamá Lupe, que aunque uno de ellos ya terminó su misión en la tierra siempre he sentido que los dos me han dado su apoyo, pero sobre todo me dieron la oportunidad de tener a una madre ejemplar. De igual manera agradezco a mis abuelos paternos, a mi abuelo Carlos y mi abuela Elena, que han sido parte de este proceso, no solo por darme a un buen padre sino por inculcarle la mejor manera de educarme.

Quiero agradecer infinitamente a Selene Fomperosa Ramírez, porque eres una mujer que me hace rebosar de orgullo, no solo por lo que has hecho personalmente, sino por ser valiente desde la primera vez que diste a luz, por ser una guerrera día a día y estoy segura que no me equivoco cada vez que digo que eres la mejor madre que el destino me pudo dar. Tu apoyo incondicional para cada una de las etapas de mi vida ha sido base para todos los triunfos que he tenido y este no es la excepción. Te amo y nunca habrá manera de devolvarte tanto que me has ofrecido y brindado a manos llenas. Te doy mis más sinceras gracias, mamá.

A mi papá Carlos Gama Álvarez le quiero agradecer de igual forma la educación brindada, el apoyo, el cariño y sobre todo los empujones que me has brindado cada vez que los necesitaba. Por inculcarme valores, ganas de ser una mejor hija, estudiante, hermana y especialmente un mejor ser humano, nunca tendré como agradecerte todo lo que has hecho para mi persona y mi realización personal. Muchas gracias papá, te amo.

Jennifer Gama Fomperosa, tu mereces uno de los agradecimientos más importantes de este trabajo, gracias por apoyarme día a día, por estar en mis mejores y peores momentos, por complementarme en mis puntos más débiles, por ser la mejor hermana. No hay palabras existentes para decirte lo afortunada que soy de tener a mi cómplice, mi amiga, mi consejera de vida y mi hermana en una sola persona. Espero que a lo largo del gran camino que nos queda por recorrer puedas seguir enseñándome más cosas. Nunca olvides lo orgullosa que estoy de ti Bichocho.

Francisco Zaragoza Lara muchas gracias por ser una de las personas más importantes en mi vida escolar, la vida cruzó por alguna razón y estoy segura que es para compartir más triunfos como estos. Siempre estaré agradecida por darme muchas risas, mucha felicidad en la vida universitaria que claramente no es fácil en algunos momentos. Gracias por ser mi hermano., te amo.

Giovanna Manificio no sabes cuánto te agradezco por toda tu amistad, en tan poco tiempo hemos construido una amistad invaluable. Dentro de todas cosas me motivaste a terminar este trabajo y aunque un agradecimiento jamás podrá demostrar todo lo que esta amistad significa para mi quiero que quedes plasmada aquí para que nunca lo olvides. Te amo

Alejandro Trejo García, aunque te nos adelantaste en el camino no te fuiste sin antes dejarme una lección de vida, disfrutar como si fuera el último día, se que desde donde estés leerás estas palabras o al menos

sabrás de su existencia. Muchas gracias por ser de las primeras personas de mi vida universitaria, siempre estás en mis recuerdos, pero sobre todo en mi corazón.

Para finalizar quiero agradecer a todos mis familiares restantes, a mis tías, mis primos, mis primas, a mis amigos Leyson, Garco, Daniel R., Omar, Buen Día, Quetzal, Danko.

INTRODUCCIÓN

A lo largo de la historia uno de los principales vectores de la civilización humano ha sido y continúa siendo la energía. Gracias a la energía, comenzando con el control sobre el fuego, la raza humana fue capaz de poblar casi en su totalidad la superficie del planeta para así a través del tiempo ser incluso capaces de poder llegar a otros planetas aunque no sea de manera presencial. Por esto podemos decir que la energía es claramente una fuente de desarrollo; no obstante su consumo tiene asociada dos características inherentes:

1. Escasez de los recursos energéticos
2. Impacto negativo sobre el medio ambiente

Para el primer punto, el consumo está sustentando en gran medida sobre el petróleo, gas natural y carbón, recurso que debido a su naturaleza con limitados, y por lo tanto en algún momento del desarrollo humano se acabaran.

Mientras que para el segundo punto, el consumo de la energía tiene un impacto nocivo sobre el medio ambiente desde su extracción, pasando por la generación hasta la utilización de la misma. Los efectos más claros de este impacto con el cambio climático, fenómeno asimétrico que actualmente se manifiesta de manera más intensa en los países del sur.

CAPÍTULO I MARCO TEÓRICO

1.1 TURBINAS

Una turbina es definida como un motor que convierte energía proveniente del aire o de algún fluido en energía mecánica gracias a la combustión interna. La turbina debido a su estructura es capaz de aprovechar la energía cinética generada por el flujo continuo ya sea de agua, vapor, aire o gas que rota una rueda o cilindro y lo transforma en energía mecánica o eléctrica, durante este proceso una importante cantidad de calor en forma de gases calientes. Existen diferentes tipos de turbina, y por esta razón podemos clasificarlas de las siguientes maneras:

1) De acuerdo a su funcionamiento

a. Turbinas de acción

En este tipo de turbinas el salto entálpico ocurre sólo en el estator, dándose la transferencia de energía sólo por acción del cambio de velocidad del fluido.

b. Turbinas de reacción:

El salto entálpico se realiza tanto en el rodete como en el estator, o posiblemente, sólo en rotor.

2) De acuerdo al cambio de presión que sufren

a. De alta presión

b. De presión media

c. De baja presión

3) De acuerdo al medio de generación de calor

a. Turbina de vapor

b. Turbina de gas

Para los objetivos de este trabajo la clasificación a seguir será de acuerdo al medio de generación de calor, por lo que a partir de ahora se hablará de las turbinas de acuerdo a estas dos clasificaciones

1.2 TURBINAS DE VAPOR

HISTORIA

La primera turbina de la que se tienen antecedentes reales de su construcción fue en el año de 175 a.C. elaborada por Herón de Alejandría, esta turbina consistía de una esfera metálica con dos toberas en cada uno de sus polos, mismas que estaban orientadas en el mismo sentido por donde el vapor escapada. El movimiento de la esfera se realizaba de forma diametral y esta estaba apoyada sobre la caldera por los conductos de entrada del vapor. A lo largo de los años este diseño se mantuvo pero no fue hasta 1629 que Giovanni Brance simuló una turbina al usar un chorro de vapor para generar el movimiento de una rueda de molino de agua, aunque se considera una turbina debido a su funcionamiento no se usó de manera industrial. Para 1878 De Laval patentó una turbina de vapor en Suecia para su uso industrial, esta turbina se trataba de una máquina centrífuga desnatadora que apoyó e incrementó la producción de leche impulsada por vapor. 6 años después, Charles Algernon Parsons, mejoró el diseño de De Laval y construyó una turbina de vapor de alta velocidad que podía alcanzar 18.000 rpm, esta turbina de vapor es considerada el mejor diseño antes del siglo XX, ya que al comienzo del mismo la mayoría de los barcos modernos fueron equipados con este tipo de motor.

CLASIFICACIÓN

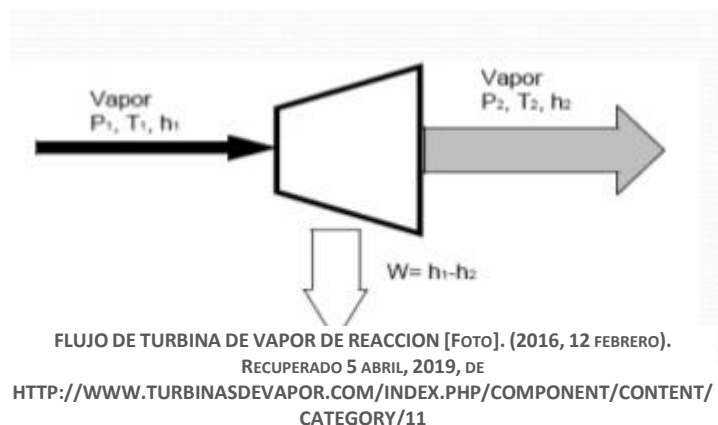
La clasificación de este tipo de turbinas se realiza de acuerdo a la forma de aprovechamiento de la energía contenida en el flujo de vapor (de reacción o de acción), también según el número de etapas (multietapa o monoetapa), de acuerdo a la dirección del flujo de vapor (axiales o radiales) y para finalizar de acuerdo a la presión de salida del vapor, que puede ser por contrapresión, escape libre o condensación.

POR SU CONTENIDO DE ENERGÍA EN EL FLUJO DE VAPOR

a. Turbina de vapor de reacción

En este tipo de turbinas la energía mecánica es obtenida por la aceleración del vapor en expansión. Las turbinas de reacción cuentan con dos grupos de palas, que pueden ser móviles o fijas. Las palas que son fijas se colocan de forma que cada par pueda actuar como una boquilla, entonces, cuando el vapor pasa a través de esta se expande para después llegar a las palas de las turbinas de reacción las cuales están montadas en un tambor que actúa como eje de turbina.

Las turbinas de reacción producen un escalonamiento de velocidad, este consiste en producir una gran caída de presión en un grupo de toberas y utilizar la velocidad resultante del vapor en varios tantos grupos de alabes como se pueda, este procedimiento se realiza mediante un juego de enderezadores, que tienen como finalidad reorientar el



vapor de salida de la primera etapa para que entre en el segundo rodete.

Las turbinas de este tipo son llamadas así debido a que se denomina grado de reacción a la fracción de expansión producida en la corona móvil respecto a la total. Si el grado de reacción es 1 esto indica que la turbina es de reacción pura, por otro lado si el mismo grado presenta un valor de 0, entonces se considera una turbina de vapor de acción.



ESCALONAMIENTO DE VELOCIDAD [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://WWW.TURBINASDEVAPOR.COM/INDEX.PHP](http://www.turbinasdevapor.com/index.php)

a. Turbina de vapor de acción

El funcionamiento de las turbinas de acción se basa en impulsar el vapor a través de las toberas fijas hasta que este alcance las palas, las cuales absorben una parte de la energía cinética del vapor en expansión, esto provoca que el rotor gire.

Este tipo de turbinas cuenta con un escalonamiento de velocidad y fundamentalmente consta de:

- Un distribuidor fijo

Puede estar compuesto por una o varias toberas, las cuales tienen la tarea de transformar la energía térmica del vapor ya sea total (acción) o parcial (reacción) en energía cinética.

- Una corona móvil

Esta se mantiene fija sobre un eje, cuyos alabes están configurados en la periferia y tienen como misión transformar la energía cinética antes obtenida en energía mecánica de rotación.



ESCALONAMIENTO DE PRESION [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://WWW.TURBINASDEVAPOR.COM/INDEX.PHP](http://www.turbinasdevapor.com/index.php)

DE ACUERDO AL NÚMERO DE ETAPAS

a. Turbina monoetapa

Su construcción es una de las más simples, por lo que su estructura suele ser más robusta pero segura, además de acarrear menores costes de instalación y mantenimiento que la multietapa. Este tipo de turbinas son menores o iguales a 2 MW de potencia.

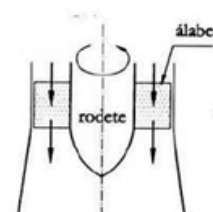
b. Turbina multietapa

Son turbinas de alta potencia ya que se consigue un mejor rendimiento que los monoetapa, son capaces de absorber flujos de vapor de mucha presión. Usualmente son turbinas mixtas donde la primera etapa son las etapas de acción y las finales son de reacción. El objetivo de tener en este tipo de turbinas los escalonamientos es disminuir la velocidad del rodete pero al mismo tiempo conservando una velocidad de los alabes próxima al valor óptimo con la relación a la velocidad del chorro de vapor. Es decir, que si contáramos con una presión de vapor muy alta sin las etapas (escalonamientos) necesarios la turbina giraría a una velocidad muy alta que mecánicamente no es muy viable por las dimensiones que tiene el reductor.

DE ACUERDO A LA DIRECCIÓN DEL FLUJO DE VAPOR

a. Turbina de flujo axial

En este tipo de turbinas el vapor se realiza siguiendo un cono que tiene el mismo eje que la turbina, es por eso que es el método más utilizado.

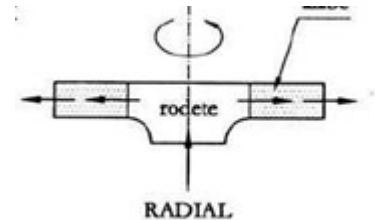


TURBINA DE FLUJO AXIAL [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE

b. Turbina de flujo radial

El paso del vapor sigue todas las direcciones perpendiculares al eje de la turbina.

TURBINA DE FLUJO AXIAL [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://WWW.GOOGLE.COM/URL?SA=I&SOURCE=I](https://www.google.com/url?sa=i&source=i)



DE ACUERDO A LA PRESIÓN DE SALIDA DEL VAPOR

a. Turbina de contrapresión

El vapor a su salida tiene una presión superior a la presión atmosférica y por lo general está conectado a un condensador inicial el cual condensa el vapor para poder obtener agua caliente o sobrecalentada que por estas características permite su aprovechamiento térmico posteriormente.

b. Turbina de condensación

Caso contrario, el vapor de salida tiene una presión inferior a la atmosférica, pero gracias al diseño que poseen este tipo, se tiene un mayor aprovechamiento energético en comparación con el tipo anterior. En este caso se obtiene agua de refrigeración en su condensación. Esta arquitectura está diseñada para las turbinas de gran potencia que buscan tener un alto rendimiento.

PARTES DE UNA TURBINA DE VAPOR

Las tres partes principales de toda turbina de vapor son:

1. El cuerpo del rotor, este contiene las coronas giratorias de los alabes
2. La carcasa, donde las coronas fijas de toberas están dispuestas.
3. Los alabes

No obstante, las turbinas de vapor cuentan con una serie de elementos mecánicos, estructurales y auxiliares tales como: cojinetes, válvulas de regulación, sistema de lubricación, sistema de refrigeración, virador, sistema de control, sistema de extracción de vahos, sistema de aceite de control y sistema de sellado de vapor.

ROTOR

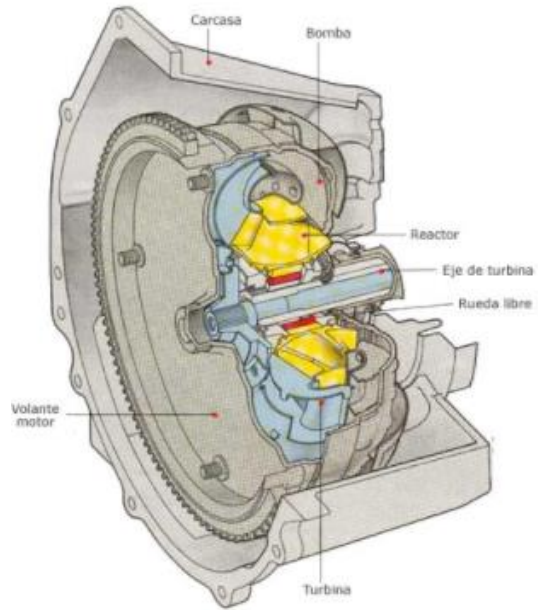
En una turbina de acción el rotor está compuesto por una fundición de acero con ciertas cantidades de níquel o cromo lo que le permite dar la tenacidad necesaria al rotor, su diámetro es aproximadamente uniforme. En el rotor se disponen las coronas giratorias, también llamadas ruedas, donde están los alabes, la incorporación de estas coronas giratorias en el rotor se hace de manera térmica aunque también existe la posibilidad de fabricar una sola pieza forjada al rotor maquinando las ranuras para colocar los alabes.

CARCASA

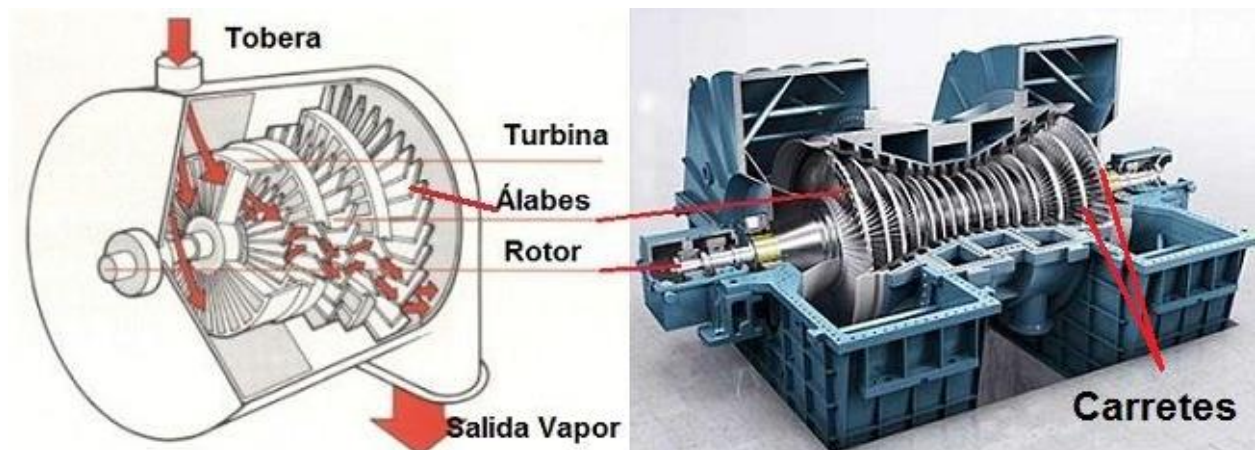
La carcasa está dividida en dos partes: la parte inferior que se encuentra unida a la bancada, mientras que la parte superior es desmontable para poder tener acceso al rotor. A pesar de esta división de la carcasa, ambas partes contienen las coronas de toberas o de alabes fijos.

La estructura de las carcasas depende de la temperatura de trabajo a la que van a estar sometidas, pero generalmente son construidas de hierro, acero o aleaciones de acero, estos materiales varían en cada parte de la turbina, donde los materiales más resistentes son dispuestos en la parte de alta presión y los que tienen menor resistencia en la parte del escape, donde la humedad debe de mantenerse en un 10%.

Para evitar la radiación de calor al exterior, provocando una pérdida de temperatura en el vapor que tiene como consecuencia la disminución del rendimiento de la turbina, la carcasa se recubre con una manta aislante, esta manta aislante está compuesta por una tela impermeable que evite su degradación y hace más fácil desmontarla.



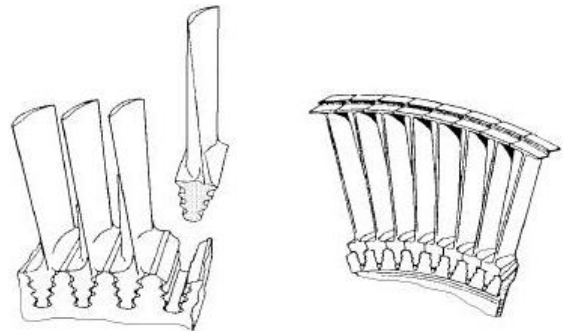
ROTOR [FOTO]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://JMIREZ.WORDPRESS.COM/2013/10/16/](https://jmirez.wordpress.com/2013/10/16/)



PARTES DE UNA TURBINA [FOTO]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://COMO-FUNCIONA.CO/UNA-TURBINA-DE-V 1](http://como-funciona.co/una-turbina-de-v-1)

ALABES

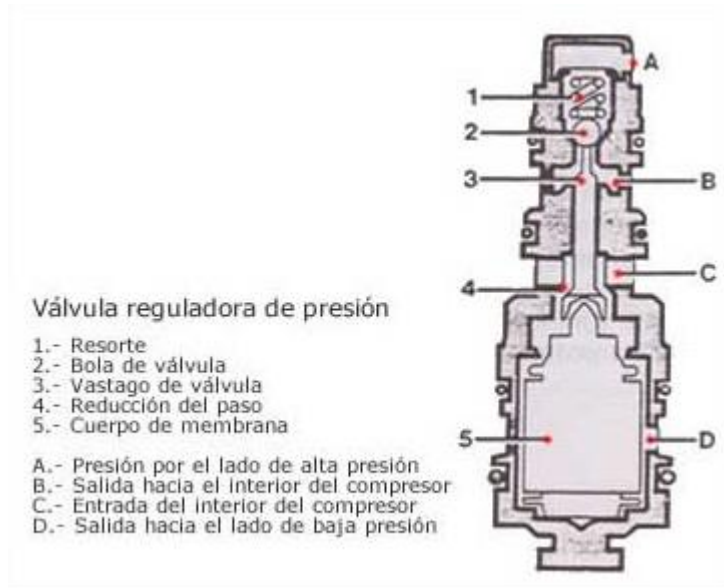
Hay dos tipos de alabes, los fijos y los móviles que se colocan en las ranuras alrededor del rotor y de la carcasa. Los alabes pueden ser asegurados de manera individual o en grupos, fijándolos a su posición con un pequeño seguro que generalmente es un perno o remaches. Los extremos de los alabes tienen que ser fijados de igual manera, esto se hace en un anillo donde se remachan, si los alabes resultan tener dimensiones muy largas se amarran entre sí con alambres o barras en uno o dos lugares intermedios para brindarles rigidez.



ALABES DE UNA TURBINA [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://COMO-FUNCIONA.CO/UNA-TURBINA-DE-V1](http://COMO-FUNCIONA.CO/UNA-TURBINA-DE-V1)

VÁLVULA DE REGULACIÓN

Es uno de los elementos más importantes de la turbina de vapor, ya que su objetivo es regular el caudal de entrada a la turbina. Se acciona de manera hidráulica con ayuda del aceite de control (un grupo de presión de aceite) o de manera neumática. La válvula forma parte de dos lazos de control: del lazo que controla la carga (potencia de la turbina) y del lazo que controla la velocidad de la turbina.



Válvula reguladora de presión

- 1.- Resorte
 - 2.- Bola de válvula
 - 3.- Vástago de válvula
 - 4.- Reducción del paso
 - 5.- Cuerpo de membrana
- A.- Presión por el lado de alta presión
B.- Salida hacia el interior del compresor
C.- Entrada del interior del compresor
D.- Salida hacia el lado de baja presión

VALVULA REGULADORA DE PRESION [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://FILES.PFERNANDEZDIEZ.ES/TURBINAS/](http://FILES.PFERNANDEZDIEZ.ES/TURBINAS/)

COJINETES

Los cojinetes de apoyo, de bancada o radiales son usados para que el rotor pueda girar sobre ellos. Por ser un elemento de desgaste son de un material blando y recubiertos con una capa lubricante para poder disminuir la fricción, a pesar de esto tienen que ser reemplazados periódicamente, ya sea con una frecuencia establecida si su coste es bajo respecto de su producción o por observación de su superficie y cambio cuando estén en un estado deficiente.

Por otro lado los cojinetes de empuje o axiales, impide que el rotor se desplace en la dirección del eje para evitar el empuje axial que sufre el eje por el efecto del vapor, cabe mencionar que si no es controlado este empuje el reductor se puede dañar seriamente. Es importante aclarar que este tipo de cojinetes no están en contacto con el eje, sino hace tope con un disco que forma parte del eje. Al igual que los cojinetes antes mencionados su estructura es de un material blando y es recubierto con una capa de material que disminuye la fricción entre el disco y el cojinete. Para poder comprobar que el estado de este tipo de cojinetes es bueno, se hacen medidas de temperatura, de las vibraciones del eje así como del desplazamiento axial. Si alguno de los anteriores excede el límite permitido el sistema de control para la turbina o impide que esta complete su puesta en marcha.

SISTEMA DE LUBRICACIÓN

Su tarea principal es proporcionar el fluido lubricante, que en este caso es aceite, en todo momento. Para asegurar la circulación del aceite el sistema está equipado con las siguientes tres bombas:

a. Bomba mecánica principal

Se encuentra acoplada al eje de la turbina, por lo que gira de forma continua cuando la turbina lo hace, asegurándose así la presión de bombeo mejor que con una bomba eléctrica. A pesar de esta ventaja respecto a la bomba eléctrica en los arranques de la turbina no proporciona la presión suficiente por lo que es necesario contar con al menos una bomba adicional.

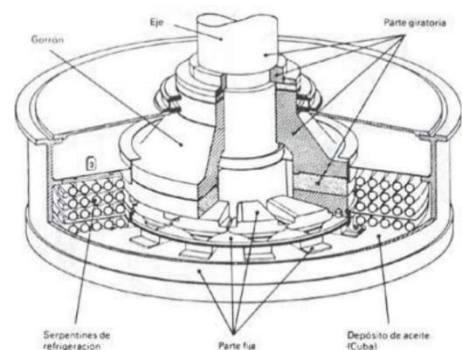
b. Bomba auxiliar

Es utilizada exclusivamente durante los arranques de la turbina, asegurando la correcta presión de aceite hasta que la bomba mecánica pueda realizar esta tarea. Se conecta antes del arranque de la turbina y se desconecta cuando se alcanzan cierto número de revoluciones durante el arranque, sustituyéndose de manera automática por la bomba principal.

c. Bomba de emergencia

En caso de que se produjera un problema eléctrico en la planta, durante la parada habría un momento en que la turbina se quedaría sin lubricación ya que la bomba auxiliar no tendría energía eléctrica. Para evitar que la turbina pierda dicha lubricación se equipa con una bomba de emergencia que funciona con corriente continua proveniente de un sistema de baterías.

BOMBA DE EMERGENCIA [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://OPEX-ENERGY.COM/CICLOS/TURBINA_DE](http://OPEX-ENERGY.COM/CICLOS/TURBINA_DE)



SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE VAHOS

Para facilitar la extracción de vapores de aceite y para dificultar alguna posible fuga de aceite al exterior, el depósito de aceite suele

estar a presión inferior a la atmosférica y con ayuda de un extractor en el sistema de lubricación se consigue generar este vacío.

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE ACEITE

Al hacer su recorrido de lubricación el aceite tiende a elevar su temperatura lo que modifica su viscosidad, y por ende sus características lubricantes no son las mismas, llegándose a degradas su el calor es excesivo. Por tanto el sistema de lubricación dispone de unos intercambiadores encargados de enfriar el aceite, los intercambiadores puedes ser aire-aceite donde el calor del aceite es evacuado a la atmosfera o agua-aceite, donde el calor del aceite es transferido al circuito cerrado de refrigeración con agua de la planta.

SISTEMA DE ACEITE DE CONTROL

En el momento en que la válvula de regulación se acciona de manera oleo hidráulicamente la turbina ya cuenta con un grupo de presión para el circuito de aceite de control, el cual se encarga de mantener la presión normalmente entre los 50 y 200 bares de presión hidráulica. El sistema de control es el que gobierna la válvula de salida del grupo, misma que hace llegar el aceite hasta la válvula de regulación de entrada de vapor con la presión adecuada.

SISTEMA DE SELLADO DE VAPOR

Todas las turbinas de vapor están equipadas con sellos de carbón, los cuales se ajustan al eje, y/o con laberintos de vapor, con la finalidad de evitar que el vapor salga a la atmosfera y la eficiencia térmica de la turbina disminuya.

VIRADOR

Este sistema consta generalmente de un motor hidráulica aunque también puede ser eléctrico que hace girar de manera lenta a la turbina cuando no está funcionamiento. La finalidad de este giro de baja velocidad es evitar que el rotor se curve debido a su propio pedo o por alguna expansión térmica en parada. La velocidad de este sistema es muy baja pero es esencial para asegurar la linealidad del rotor, si este sistema se detuviera por alguna razón como: avería del rotor, avería de la turbina, inspección interna con desmontaje, es necesario asegurar que antes de arrancar este girando varias horas con el sistema virador.

COMPENSADOR

Es un elemento de unión entre la salida de la turbina y el resto de la instalación, como son las tuberías que conducen al condensador o incluso el mismo condensador. Debido a que la carcasa de la turbina sufre grandes cambios de temperatura este elemento es primordial para controlar y amortiguar los efectos de las dilataciones y contracciones.

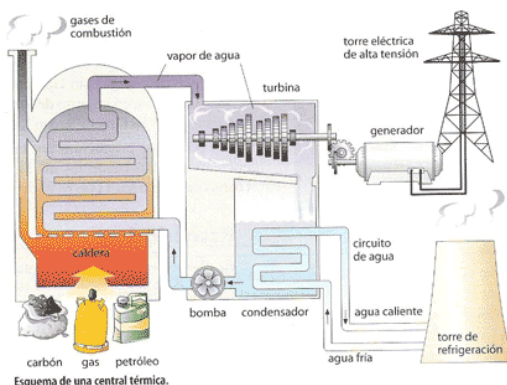
CICLO RANKINE IDEAL

El ciclo Rankine es el ciclo termodinámico que sirve de base al funcionamiento de las centrales térmicas (termoeléctricas), las cuales actualmente son parte de la mayoría que generan energía eléctrica alrededor del mundo. La evolución de las centrales termoeléctricas a lo largo de los años ha estado condicionada por la búsqueda de mejores en el rendimiento de este ciclo termodinámico, ya que incluso las mejoras más pequeñas significan grandes ahorros en los requerimientos de combustible. La esencia detrás de todas estas modificaciones para incrementar el rendimiento del ciclo es el aumento de la temperatura promedio a la cual el calor se transfiere al fluido (agua) de trabajo en la caldera, o la disminución de la temperatura promedio a la cual el fluido de trabajo cede calor al condensador. Para lograr esto se tiene que hacer una selección meticulosa de las condiciones de operación de la caldera (presión y temperatura a la que genera el vapor) y del condensador (presión de operación), así como la incorporación de recalentamiento entre las diferentes etapas de expansión y calentamiento regenerativos del agua de alimentación.



CICLO RANKINE IDEAL [Foto]. (2016, 12 FEBRERO).
RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://COMO-FUNCIONA.CO/UNA-TURBINA-DE-V-3](http://COMO-FUNCIONA.CO/UNA-TURBINA-DE-V-3)

PLANTA TERMoeLECTRICA [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO
5 ABRIL, 2019, DE
[HTTP://WWW.JUNTADEANDALUCIA.ES/AVERROES/](http://WWW.JUNTADEANDALUCIA.ES/AVERROES/)



ETAPAS

Las etapas del ciclo Rankine ideal pueden ser representadas en un diagrama de Temperatura – Entropía. Como se ve en la imagen el ciclo Rankine ideal está formado por cuatro procesos, dos isobáricos y dos isoentrópicos. La bomba y la turbina operan según los procesos isoentrópicos que son adiabáticos e internamente reversibles. Por otro lado la caldera y el condensador operan sin pérdidas de carga entonces por lo tanto tampoco con caídas de presión.

Los estados principales del ciclo están definidos por los números del 1 al 4 en el diagrama T-V:

1. Líquido saturado
2. Líquido comprimido
3. Vapor sobrecalentado
4. Vapor saturado o mezcla de alta calidad.

Los procesos que tenemos para este ciclo ideal son internamente reversibles y son los siguientes:

1. Proceso de compresión 1-2

En esta etapa el fluido de trabajo sufre una compresión isoentrópica en fase líquida mediante una bomba, la cual aumenta la presión del fluido de trabajo hasta el valor de presión de la caldera, debido a este trabajo generado por la bomba se tiene un consumo de potencia en este proceso.

2. Proceso de adición de calor a presión constante 2-3

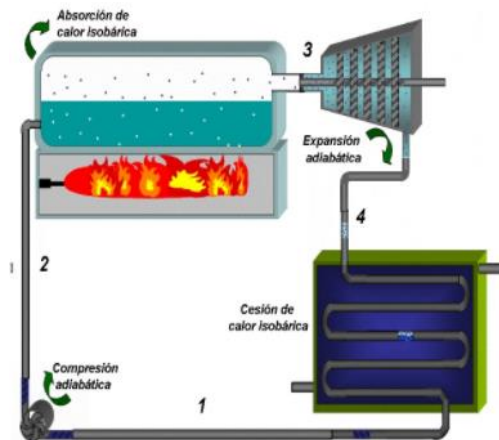
Al fluido de trabajo se le transmite calor a presión constante en la caldera. Como primer parte de este proceso la temperatura se eleva hasta la temperatura de saturación, cuando se llega a la misma tiene lugar el cambio de fase líquido-vapor para finalmente tener vapor saturado. En muchos casos el vapor saturado se sobrecalienta para aprovechar al energía de los gases efluentes del horno, esto es realizado con unos equipos llamados sobrecalentadores. La finalidad de sobre calentar este vapor es la generación de potencia del ciclo.

3. Proceso de expansión isentrópica 3-4

Aquí se realiza una expansión isoentrópica del fluido de trabajo en la turbina desde la presión de la caldera hasta la presión del condensador. Este proceso se tiene que realizar en una turbina de vapor específicamente ya que es una maquina reciprocante la cual genera potencia en el eje de la misma.

4. Proceso de rechazo de calor a presión constante 4-1

Se realiza una transmisión de calor a presión constante desde el fluido de trabajo hacia el circuito de refrigeración de esta forma el fluido de trabajo alcanza el estado de líquido saturado, esta operación se realiza en un condensador (intercambiador de calor) donde idealmente sin pérdidas de carga el calor rechazo se usa en la mayoría de los procesos para otros usos tecnológicos.



PLANTA TERMoeLECTRICA [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://WWW.JUNTADEANDALUCIA.ES/AVERROES/](http://www.juntadeandalucia.es/averroes/)

Al aplicar las ecuaciones de la energía por unidad de masa y el régimen estacionario a cada componente obtenemos las expresiones de calor y de trabajo del ciclo Rankine (despreciando las variaciones de energía cinética y potencial)

$$q + w = h_{sal} - h_{ent}$$

Entonces, el trabajo isoentrópico de la bomba viene dado por:

$$w_{bomba} = h_1 - h_2 \rightarrow S_1 = S_2$$

Donde en valor de h_2 es obtenido mediante tablas de agua de líquido comprimido.

Otro método para poder tener de manera más exacta el trabajo isoentrópico en la bomba, es utilizando la ecuación del trabajo en régimen estacionario:

$$w_{est} = \int v dP \rightarrow w_{B,est} = v_{f,1}(P_2 - P_1); S_1 = S_2$$

Donde $v_{f,1}$ es el volumen específico del líquido saturado para el estado 1.

El calor suministrado por unidad de masa queda:

$$q_{sum} = q_{2-3} = h_3 - h_2 \quad P_3 = P_2$$

Mientras que el trabajo isoentrópico generado por la turbina es:

$$w_{T,sal} = h_3 - h_4 \rightarrow S_3 = S_4$$

Y el calor cedido por el condensador:

$$q_{cond,ced} = h_4 - h_1; P_4 = P_1$$

Las relaciones del trabajo y calor también pueden ser expresadas en referencia a la unidad de tiempo dado y quedan:

$$\dot{Q} = \dot{m}q \text{ y } \dot{W} = \dot{m}w_{net} \rightarrow w_{net} = W_{turbina} - w_{bomba}$$

Donde \dot{m} es el flujo másico de vapor que atraviesa el dispositivo.

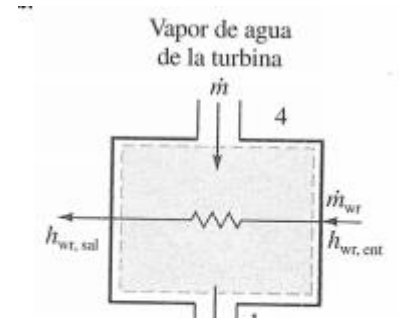
El rendimiento térmico de un ciclo Rankine ideal de acuerdo a lo anterior es:

$$n_T = \frac{w_{T,sal} - w_{B,sal}}{q_{sum}} = \frac{h_3 - h_4 - v_{f,1}(P_2 - P_1)}{h_3 - h_2}$$

O expresado de otra forma:

$$n_1 = 1 - \frac{q_{ced}}{q_{sum}} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

El balance de energía aplicado al volumen de control situado alrededor del condensador queda reducido a:



CALOR CEDIDO [FOTO]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://UPCOMMONS.UPC.EDU/BITSTRE
AM/HAND](https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/)

$$\dot{m}_{vap} = (h_1 - h_4)_{vapor} + \dot{m}_{ar} (h_{sal} - h_{ent})_{ar} = 0$$

FLUIDO IDEAL

Las características ideales con las que el fluido de trabajo pueda ser utilizado de manera eficiente en el ciclo Rankine son:

- Alto valor del calor latente de vaporización a la temperatura a la que ocurre la vaporización
- Bajo valor de la capacidad calorífica del líquido
- Contar con una temperatura crítica superior a la temperatura de funcionamiento más alta
- No contar con un valor demasiado alto de presión de vapor a la máxima temperatura de funcionamiento
- Bajo valor del volumen específico a las temperaturas inferiores de funcionamiento
- Estar en estado líquido a la presión atmosférica y a la temperatura ambiente
- Tener poca variación de la entropía con la presión
- Alto valor de conductividad térmica
- Ser de bajo coste, estable, abundante, no inflamable, no explosivo, corrosivo y no venenoso.

Debido a la cantidad grande de requisitos antes mencionados, difícilmente una sustancia puede cumplirlos todos, por lo que el agua es el fluido generalmente usado en los ciclos de potencia, ya que es una sustancia de bajo coste y abundante, también cuenta con una temperatura crítica baja, una presión crítica alta y una presión de vapor a la temperatura de condensación, mientras que en una fase líquida tiene una alta capacidad calorífica.

AUMENTO DE LA EFICIENCIA TERMODINÁMICA DEL CICLO RANKINE

Toda idea para poder mejorar un ciclo es aumentar el salto entálpico entre 1 y 2, es decir en el proceso donde el trabajo es entregado a la turbina. Estas mejoras pueden ser las siguientes:

- Reducción de la presión en el condensador
En este procedimiento la disminución de la temperatura del condensador se hace de forma automática, lo que otorga un mayor trabajo a la turbina y se presenta una disminución del calor rechazado. Una desventaja de este procedimiento es que la humedad del vapor aumenta, lo que genera una mayor erosión en los álabes de la turbina.
- Realizar extracciones de vapor en la turbina.
En este caso, la temperatura del agua de alimentación es incrementada a la de la caldera, con el objetivo de incrementar su entalpia. El número de extracciones no puede superar las 7, ya que en caso de superarlas no habría una mejora de rendimiento considerable frente a la complicación técnica que conllevan.

- Aumento de la presión de la caldera para una temperatura fija
Cuando se aumenta la presión por ende aumenta la temperatura a la cual se le añade calor aumentando el rendimiento de la turbina y del mismo modo el rendimiento del ciclo. En este procedimiento la humedad excesiva también se hace presente.
- Sobrecalentar la temperatura de entrada de la turbina
En este procedimiento lo que se hace es recalentar el vapor a altas temperaturas para poder obtener un mayor trabajo de la turbina, en este caso la humedad disminuye, pero la desventaja es que el aumento de la temperatura se ve limitado por los materiales a soportar dichas temperaturas.
- Recalentamientos intermedios del vapor escalonando su expansión.
Para aumentar la eficiencia se hace uso de contar con varias etapas en la turbina, llevando a condiciones de sobrecalentamiento mediante recalentadores y economizadores. El escalonamiento más importante es el de la expansión ya que da lugar a los cuerpos de alta, media y baja presión de la turbina.

DIVERGENCIAS ENTRE CICLO REAL E IDEAL.

La presencia de las diferencias se debe principalmente a las irreversibilidades del ciclo, las cuales ocasionan una eficiencia menor respecto a la de un ciclo ideal. A esto se le suma que no todos los procesos pueden ser controlados de manera precisa. Las principales fuentes de irreversibilidades son:

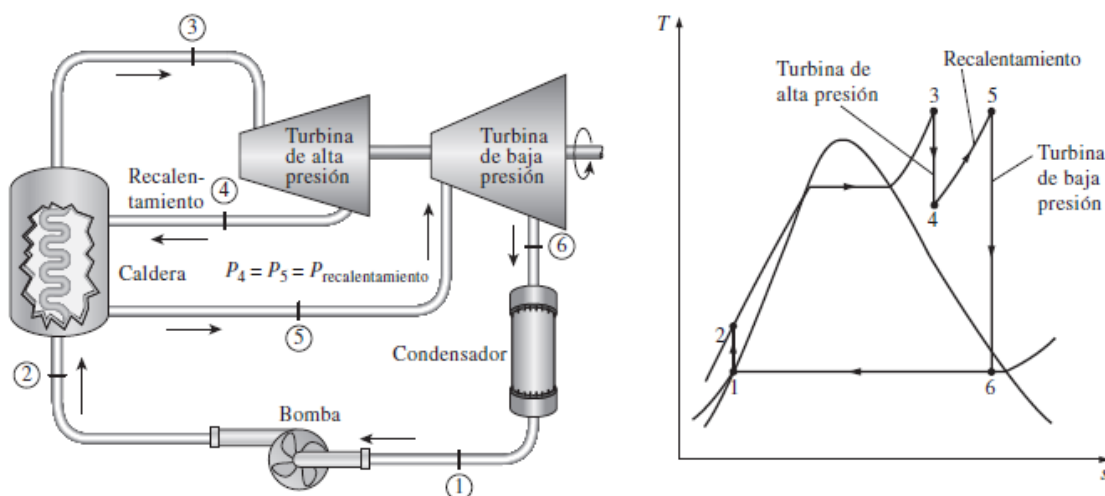
1. Pérdidas por fricción
La fricción del fluido genera caídas de presión en la caldera, en el condensador y en las tuberías entre los diversos componentes.
2. Pérdidas de calor
La pérdida de calor del vapor en circulación en los diferentes componentes del ciclo.
3. Irreversibilidades en las bombas y turbinas.
Las variaciones de la entropía de entrada y la entropía de salida ocasionan un aumento o disminución de la entropía.

CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO

El uso de recalentamiento en el ciclo Rankine no solo tiene como objetivo principal tener un aumento ligero en la eficiencia termodinámica del ciclo, sino también tener una reducción del grado de condensación en las turbinas.

La eficiencia del ciclo se incrementa aumentando la presión de operación de la caldera. Sin embargo este aumento de presión en la operación de la turbina genera un mayor grado de humedad en los pasos finales

del ciclo de la turbina, para solucionar este problema se hace uso del recalentamiento en el ciclo, donde el vapor a alta presión que proviene de la caldera se expande de manera parcial en una parte de la turbina, para después volver a ser recalentado en la caldera. Posteriormente, el vapor retorna a la turbina para expandirse hasta la presión del condensador.



CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://DIEGOPARRA301.BLOGSPOT.COM/](http://diegoparra301.blogspot.com/)

Este ciclo difiere del ciclo Rankine ideal en que el proceso de expansión se realiza en dos etapas. En la turbina de alta presión ocurre la primer etapa, aquí el vapor se expande de manera isoentrópica hasta una presión de valor intermedio, después regresa a la caldera donde se recalienta a presión constante hasta la temperatura de entrada de la turbina de la primer etapa.

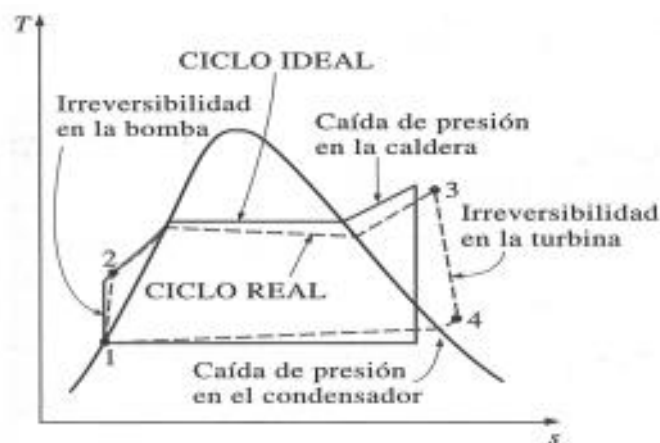
En la turbina de baja presión se realiza la expansión del vapor de manera isoentrópica hasta la presión del condensador. Con todo lo anterior la entrada de calor total y la salida total de trabajo de la turbina en un ciclo Rankine con Recalentamiento es:

$$q_{entrada} = q_{primario} + q_{recalentamiento} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

$$w_{turbina,salida} = w_{turbina,I} + w_{turbina,II} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$$

La incorporación de este recalentamiento simple en una central eléctrica moderna mejora la eficiencia del ciclo entre un 4% y 5%, debido al incremento de la temperatura promedio a la cual el calor se transfiere al vapor.

CICLO RANKINE IDEAL VS REAL [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://UPCOMMONS.UPC.EDU/BITSTREAM/HAND](https://upcommons.upc.edu/bitstream/hand)



El aumento de la temperatura promedio durante el recalentamiento se incrementa aumento el número de etapas de expansión y recalentamiento. Al realizar lo anterior los procesos de expansión y recalentamiento se acercan a un proceso isotérmico a la temperatura máxima (como se ve en el diagrama T-S). Pero más de dos etapas en este tipo de ciclo no serían benéficas para el aumento de la eficiencia, ya que el mejoramiento teórico en la eficiencia debido al segundo recalentamiento no está cerca de la mitad del mejoramiento debido al primer recalentamiento. Esto se debe a que si la presión de entrada de la turbina no es lo suficientemente alta, el doble recalentamiento solo resultaría un escape sobrecalentado, lo cual es indeseable porque causaría que a temperatura promedio para el rechazo del vapor aumente y de esta manera la eficiencia disminuiría en lugar de aumentar. Por lo tanto, el doble recalentamiento solo es recomendable ara centrales termoeléctricas que cuentas con una presión mayor a 22 MPa.

Aunque el ciclo Rankine con recalentamiento eleva de manera mínima el rendimiento del ciclo y por ende un ahorro energético, también tiene como finalidad aumentar el tiempo de vida de la turbina.

Para calcular el rendimiento térmico de un ciclo de recalentamiento, se tiene que tomar en cuenta el trabajo que sale de ambas etapas de la turbina así como el calor que se transfiere en la zona de la caldera, y en la zona re recalentamiento, de esta manera el rendimiento térmico es:

$$n_t = \frac{w_{Turb,alta} + w_{turb,baja} - w_{bomba}}{q_{cal} + q_{recal}} \rightarrow \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) - W_B}{(h_3 - h_2) + (h_3 - h_4)}$$

Los efectos más significativos del recalentamiento es que por sí solo no mejora el rendimiento de forma relevante, pro mejora de manera considerable el título a la salida de la turbina debido a que la presión en la caldera se aumenta. La potencia del ciclo es reducida de forma proporcional al gasto de la regeneración por lo que el rendimiento aumento de manera proporcional también.

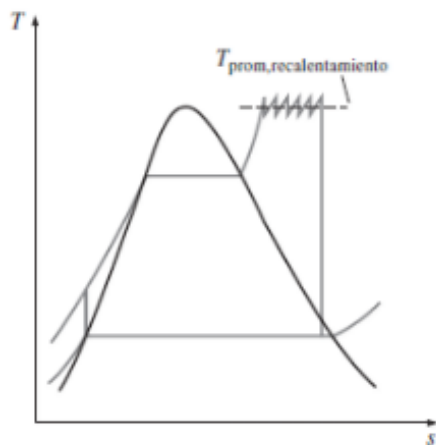


DIAGRAMA DE AUMENTO DE TEMPERATURA
[FOTO]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019,
DE [HTTP://DIEGOPARRA301.BLOGSPOT.COM/](http://diegoparra301.blogspot.com/)

CICLO RANKINE REGENERATIVO

En este ciclo el objetivo es extraer parte del vapor expandido en la turbina para después utilizarlo en el suministro de calor al fluido de trabajo mediante calentadores, aumentando su temperatura antes de que pase por la fuente principal de calor, la caldera, a una presión determinada. Para este ciclo existen dos tipo de calentadores, los calentadores abiertos o de contacto directo y los calentadores cerrados o cambiador de calor de carcasa y tubos.

CALENTADORES ABIERTOS

Cuando el vapor es extraído de la turbina se mezcla con el agua de alimentación que sale de la bomba. Entonces los flujos másicos de las corrientes que entran al calentador se ajustan, de manera que el resultado de la mezcla a la salida del calentador será líquido saturado a una presión determinada.

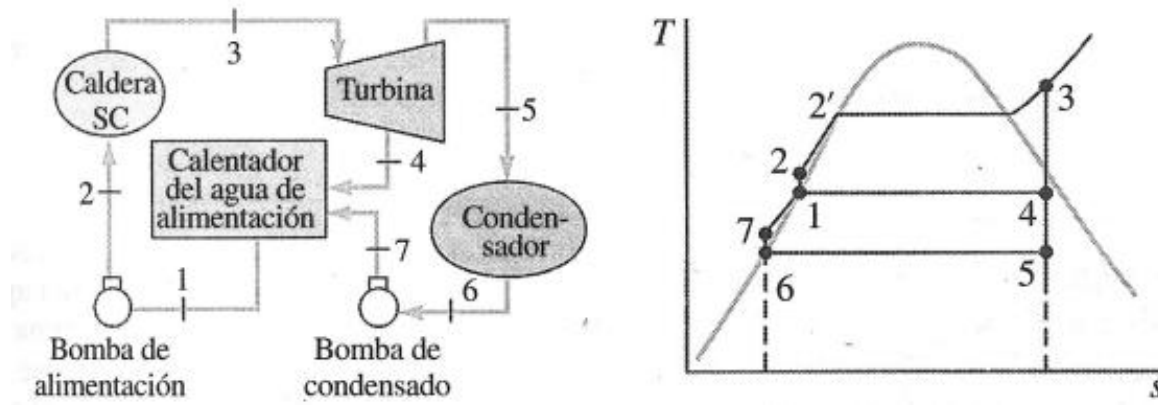


DIAGRAMA CON CALENTADOR ABIERTO [FOTO]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://TERMOAPLICADAUNEFM.FILES.WORDPRE](https://TERMOAPLICADAUNEFM.FILES.WORDPRE)

Para hacer el análisis teórico de un ciclo ideal regenerativo se emplean los principios de conservación de la masa y la energía aplicados al volumen de control

$$\sum \dot{m}_{ent} = \sum \dot{m}_{sal} \rightarrow \dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

Haciendo uso del balance de energía igualando el trabajo y el calor a 0:

$$\sum \dot{m}_{ent} h_{ent} = \sum \dot{m}_{sal} h_{sal} \rightarrow \dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7$$

Combinando las dos ecuaciones anteriores:

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_4 h_4 + (\dot{m}_1 - \dot{m}_4) h_7$$

$$h_1 = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_1} h_4 + \left(1 - \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_1}\right) h_7$$

Entonces la fracción de vapor de agua extraída de la turbina en el estado 4 como \dot{m}_4/\dot{m}_1 y representándola como y_4 , queda:

$$1(h_1) = y_4 h_4 + (1 - y_4) h_7$$

El trabajo total que sale de la turbina, referido a la unidad de masa que atraviesa la zona de la caldera y el sobrecalentador, es:

$$W_{T,sal} = \frac{\dot{W}_{T,sal}}{\dot{m}_1} = 1(h_3 - h_4) + (1 - y_4)(h_4 - h_5)$$

Mientras que el trabajo de la bomba de líquidos en condiciones isoentrópicas, referidos a la misma masa es:

$$W_{B,ent} = v(P_7 - P_6)(1 - y_4)$$

CALENTADORES CERRADOS

A diferencia de los calentadores abiertos, en este tipo de calentadores las corrientes que entran no se mezclan. El agua de alimentación circula por el interior de los tubos que pasan por el calentador y se extrae vapor de la turbina para precalentar el agua se condensa en los tubos.

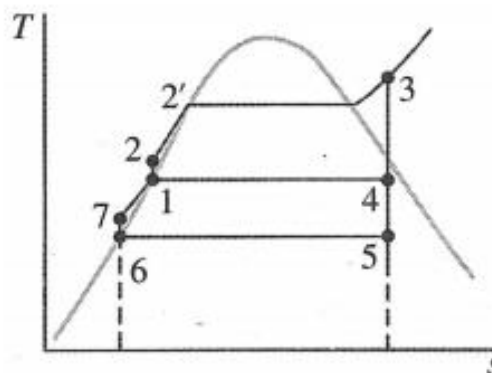
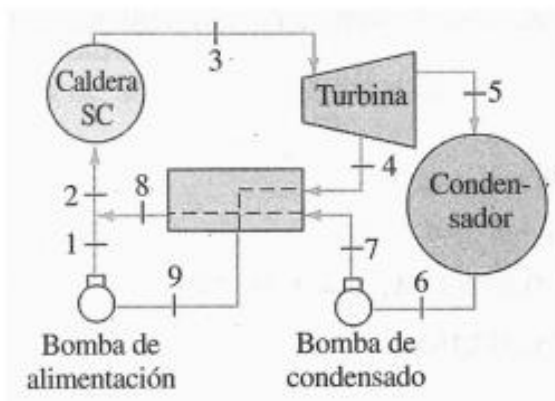


DIAGRAMA CON CALENTADOR CERRADO [FOTO]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://TERMOAPLICADAUNEFM.FILES.WORDPRE](https://TERMOAPLICADAUNEFM.FILES.WORDPRE)

En el caso ideal para el Ciclo Rankine Regenerativo, se supone que el agua de alimentación proveniente del condensador sale del calentador como líquido comprimido a la misma temperatura que el vapor de agua extraído que ha condensado.

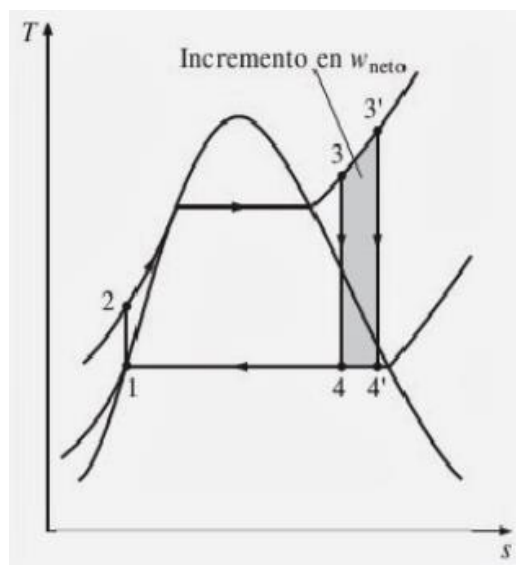
Para cualquiera de los calentadores cerrados (2 tipos), el balance de energía en régimen estacionario, supone al calentador como un dispositivo aislado térmicamente, donde las variaciones de las energías tanto cinética como potencias son despreciables, entonces:

$$0 = (m \dot{\Delta} h)_{ext} + (m \dot{\Delta} h)_{alim}$$

CICLO RANKINE CON SOBRECALENTAMIENTO

En este ciclo, la temperatura promedio a la cual es calor es transferido hacia el fluido de trabajo (vapor) se incrementa sin aumentar la presión de la caldera, esto se logra gracias al sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas. Este aumento se ve reflejado en el diagrama Temperatura – Entropía (T-S) de este ciclo. El área sombreada del diagrama T-S representa el aumento en el trabajo neto, por otro lado, el área total bajo la curva de 3 a 3' indica el aumento de la entrada de calor. De este modo el trabajo neto como la entrada de calor aumentan debido al sobrecalentamiento del vapor a una temperatura más alta. Sin embargo el resultado más notorio de este sobrecalentamiento es un aumento en la eficiencia térmica, ya que la temperatura promedio aumenta al añadirle el calor.

Al sobrecalentar el vapor no solo tenemos los resultados antes mencionados, sino también se presenta otro efecto muy conveniente, la reducción del contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina. Esto se ve en el diagrama T-S, donde la calidad del estado 4' es mayor que la del estado 4.



CICLO RANKINE CON SOBRECALENTAMIENTO [Foto].
(2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE
[HTTP://UTPTERMODINAMICA2.BLOGSPOT.COM/20](http://UTPTERMODINAMICA2.BLOGSPOT.COM/20)

1.3 TURBINAS DE GAS

HISTORIA

La primera turbina de gas de la que se tiene conocimiento data del año 150 a.C. construida por el filósofo egipcio Hero. Esta turbina constaba de un Aeolipilo que giraba a partir del vapor generado en una pequeña caldera.



época.

PRIMERA TURBINA DE GAS [Foto].
(2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://COMO-FUNCIONA.CO/UNA-TURBINA-DE-V4](http://COMO-FUNCIONA.CO/UNA-TURBINA-DE-V4)

Pasados varios años, para 1872, basándose en la tercer ley de Isaac Newton, donde se mantiene un equilibrio entre la acción y la reacción, J.F. Stolze contruye la primer turbina, pero no fue hasta 1904 que Fernlhougs consigue la primer patente para una turbina. Esta turbina constaba de un compresor axial multietapa, así como de un intercambiador de calor encargado de precalentar el aire antes de entrar en la cámara de combustión con ayuda del los gases de escape de la turbina. No obstante, a pesar del gran diseño que tenía esta turbina, el rendimiento del compresor y de la turbina eran demasiado bajos debido a las bajas relaciones de compresión y a la baja temperatura máxima alcanzada debido a los materiales disponibles en dicha

Para 1926 A.A. Griffith se encarga de la construcción y diseño de los primeros turbo compresores axiales de rendimiento aceptable, en este trabajo realizado aparecen los principios básicos de su teoría del perfil aerodinámico

para el diseño de las turbinas y de los compresores, es entonces cuando a partir de este momento el desarrollo de los compresores axiales se torna importante.

Hasta 1937 la construcción y diseño de las turbinas solo tenían finalidad industrial y no eran capaces de competir con los motores alternativos a pistón debido a que tenían un rendimiento máximo del 20%, pero esto no las dejó atrás en otros ámbitos, ya que debido a su bajo peso y pequeño volumen antes del inicio de la segunda guerra mundial su desarrollo se enfocó en la industria aeronáutica. En 1939 Heinkel logró propulsar el primer avión con el uso de un motor a reacción de gas, pero estos aviones no tenían la velocidad que los aviones comunes tenían.

El mejoramiento de estas turbinas de gas ha sido posible gracias a las mejoras aerodinámicas en los compresores axiales, lo que ha permitido a lo largo de los años altas relaciones de compresión. El segundo pilar en la evolución de las turbinas ha sido la innovación y avance en el campo metalúrgico, especialmente las aleaciones de mono cristal y recubrimientos cerámicos, así como un mejoramiento en la refrigeración interior de los alabes que han permitido elevar las temperaturas tanto en la cámara de combustión como en las primeras ruedas de alabes. El desarrollo de la informática ha sido el tercer pilar más importante en el desarrollo de las turbinas, ya que el uso de computadoras ha permitido simular condiciones y comportamientos para el mejoramiento de los diseños actuales, así como el desarrollo de sistemas de control que permiten operar, arrancar, parar y vigilar cada uno de los parámetros de operación de la turbina minuto a minuto, así como diagnosticar el estado técnico del equipo y predecir futuros fallos.

El uso de turbinas para generación eléctrica tuvo lugar en la década de los 70, específicamente en 1974 se construyó la primera instalación de 50 MW y para el año 2002 se puso en marcha la primera turbina de gran tamaño que lograba generar 260 MW, así entonces arrancando la era de las centrales térmicas de ciclo combinado.

CLASIFICACIÓN

Las turbinas de gas bien, son máquinas capaces de transformar la energía química de un combustible en energía mecánica, ya sea con un fin energético o como fuerza para el impulso de aviones, automóviles o barcos.

La clasificación de las turbinas de gas está dada de la siguiente manera:

PARTES DE UNA TURBINA DE GAS

Las partes principales de una turbina de gas son:

- Sistema de admisión de aire
- El compresor
- La cámara de combustión
- La turbina de expansión y el rotor

SISTEMA DE ADMISIÓN DE AIRE

Este sistema consta de todos los elementos necesarios para que el aire pueda entrar en la turbina en las condiciones más apropiadas de presión, temperatura y limpieza. Para poder hacer esto posible, el sistema cuenta con filtros de varios tipos que se encargan de eliminar la suciedad que pueda arrastrar el aire, así

como con una serie de sistemas que tiene como tarea acondicionar la temperatura con la finalidad de que entre la mayor cantidad de masa posible de aire.

COMPRESOR DE AIRE

El objetivo del compresor de aire es elevar la presión del aire de combustión, una vez que este ya fue filtrado, antes de que entre en la cámara de combustión en una relación que comprende entre 10:1 y 40:1. La compresión del aire de combustión es realizada en varias etapas y consume aproximadamente las 2/3 partes del trabajo producido por la turbina.

El control de la entrada de aire para la combustión se hace variando el ángulo de inclinación de las ruedas iniciales de los alabes del compresor. Es decir, si tenemos mayor ángulo tendremos una mayor cantidad de aire en la entrada del compresor, y por lo tanto a la turbina. Este método es usado para el mejoramiento del comportamiento a carga parcial de la turbina de gas.

Una parte del aire del compresor se usa para la refrigeración de los alabes y de la cámara de combustión, de forma específica casi el 50% de la masa de aire es utilizado para este fin.

CÁMARA DE COMBUSTIÓN

En este equipo se lleva a cabo la combustión a presión constante de gas combustible junto con el aire. Gracias a la combustión y a la presión el combustible es obligado a ser introducido a un nivel óptimo, que oscila entre los 16 y 50 bar.

Debido a las altas temperaturas que se alcanzan durante la combustión y con el fin de no reducir demasiado la vida útil de los elementos componente de la cámara de trabajo con un exceso de aire alto, utilizando entre el 300% y 400% del aire teórico necesario, con esto se consigue reducir la temperatura de la llama y por otro lado se consigue una apropiada refrigeración de las partes más calientes de la cámara. Parte de este aire que será enviado al compresor, es dirigido hacia las paredes de la cámara de combustión con el objetivo de mantener la temperatura de las mismas en valores bajos. Otra parte del mismo aire se hace circular por el interior de los alabes de la turbina, saliendo por orificios en los bordes, esto crea una película sobre la superficie de los alabes.

TURBINA DE EXPANSIÓN

Como se sabe en la turbina es donde tiene lugar la conversión de la energía que contienen los gases de combustión en forma de presión y temperatura elevada (entalpía) a potencia mecánica, generalmente en forma de rotación de un eje.

Los gases que ingresan a la turbina tienen una temperatura de 1200°C a 1400°C y una presión de 10 a 30 bar, mismo que salen a una temperatura de entre 450°C y 600°C. Gracias a la alta temperatura que poseen hace que la energía que contienen pueda ser aprovechada de la mejor manera para incrementar el rendimiento de la turbina, ya sea con un sistema conocido como regeneración el cual utilizada estos gases para calentar adicionalmente la mezcla en la cámara de combustión, o bien lo que es generalmente usado, para generar vapor en una caldera de recuperación. Este vapor posteriormente es introducido a una turbina de vapor consiguiendo un aumento en el rendimiento global llegando casi al 55%, cuando una turbina de gas tiene un rendimiento de entre 30% y 35%

DE ACUERDO AL ORIGEN DE SU DESARROLLO

TURBINAS DE GAS AERODERIVADAS

Estas turbinas provienen del diseño de turbinas para fines aeronáuticos pero adaptadas para la producción de energía eléctrica en plantas industriales o como micro turbinas. Tienen una gran fiabilidad y una alta relación de potencia-peso, también cuentan con una versatilidad de operación y su arranque es relativamente sencillo ya que no es de operación crítica como otros tipos de turbinas de gas. Tienen como potencia máxima los 50MW y los gases que contiene van a una gran velocidad pero en bajos caudales. El compacto diseño con el que han sido construidas facilita las operaciones de mantenimiento y sustitución, lo que hace viable que se lleven a cabo las revisiones completas de las mismas en cortos lapsos.

TURBINAS DE GAS INDUSTRIALES

Su diseño y construcción ha estado siempre enfocado a la generación de energía eléctrica, teniendo como fin la búsqueda y alcance de grandes potencias así como largos periodos de operación a máxima carga sin paradas ni arranques continuos. Gracias al diseño con el que cuentan este tipo de turbinas las generaciones de energía eléctrica pueden alcanzar los 500 MW, moviendo grandes cantidades de aire a bajas velocidades, las cuales se aprovechan en posteriores etapas de cogeneración. El mantenimiento de este tipo de turbinas debe de realizarse en el sitio debido al gran tamaño de las mismas así como del gran peso que contienen, por esta razón se trata de buscar siempre un alargamiento en el tiempo de las revisiones completas del equipo.

POR EL DISEÑO DE SU CÁMARA DE COMBUSTIÓN

TURBINA DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN TIPO SILO

Las turbinas con este diseño tienen la cámara dispuesta sobre la parte superior de la turbina. Los inyectores se instalan atravesando el techo superior de la cámara, y los gases de escape llegan a la turbina de expansión por medio de una abertura inferior conectada a la misma. Este diseño aun no es muy popular ya que está limitado a turbinas de H₂ y otros combustibles experimentales. Mitsubishi y General Electric son las empresas encargadas de estos innovadores diseños de turbinas de gas.

TURBINA DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN ANULAR

El diseño de las cámaras para este tipo de turbinas, consiste en un cilindro orientado axialmente alrededor del eje. Consta de un único tubo de llama, el cual tiene entre 15 y 20 inyectores. Consiguen tener una buena refrigeración de los gases de combustión y logran tener bajas pérdidas de carga, aunque cabe mencionar que la distribución de temperaturas y mezcla combustible/comburente es menos uniforme que en las cámaras tubo anulares. Alstom y Siemens son los principales encargados de este tipo de diseños en turbinas aeroderivadas.

TURBINA DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN TUBO ANULAR

En este tipo de diseños una serie de tubos están distribuidos alrededor del eje de forma uniforme, cada tubo posee un único inyector y una propia bujía. Las turbinas con este diseño tienen una mejor resistencia estructural en comparación con las turbinas anulares, pero llegan a tener un menor rendimiento y un mayor

peso. En este tipo de turbinas, si un fallo se hace presente y no es detectado, se producen grandes diferencias de temperaturas en la estructura. Existe una pieza de transición, que tiene como finalidad recoger todos los gases de combustión para dirigirlos a la turbina de expansión.

POR EL NÚMERO DE EJES

TURBINA DE MONOEJE

Tanto el compresor, la turbina de expansión y el generador giran de manera solidaria con un único eje de rotación. La velocidad de giro en este tipo de turbinas es de 3000 rpm y es forzado por la frecuencia que debe de tener el rotor del generador eléctrico al verter a la red general. Es el diseño mas común para las grandes turbinas comerciales de generación eléctrica.

TURBINA MULTIEJE

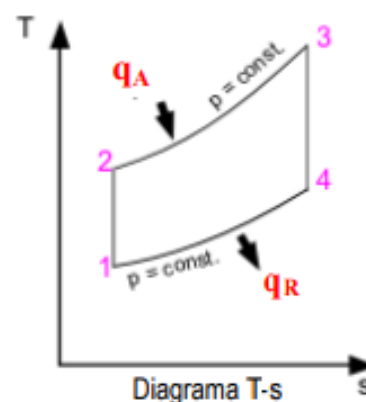
Para este caso la turbina de expansión está dividida en 2 secciones, la primera llamada “turbina de alta presión” la cual está unida al compresor axial al que le proporciona la potencia necesaria para su funcionamiento. La segunda sección comparte el eje con el generador para poder aprovechar la energía transmitida en la generación de electricidad. Este tipo de tecnología es utilizada en las turbinas auto derivadas y turbinas de pequeñas potencias, ya que ofrece un mejor comportamiento frente a variaciones de carga.

CICLO BRAYTON

Las turbinas de gas producen una gran cantidad de energía con poco peso y tamaño comparándolas con las turbinas de vapor. Estas pueden funcionar con gas natural, diésel, metano, gasóleos vaporizados y gases de biomasa.

En los últimos años su empleo se ha multiplicado debido a que se ha encontrado una mejor de los materiales y del proceso de refrigeración, se ha incrementado tanto las temperaturas como las relaciones de compresión, y ha tenido un aumento del 15% al 45% en su rendimiento.

Las turbinas de gas generalmente operan en un ciclo abierto como se muestra en la imagen siguiente. En este ciclo abierto se introduce aire fresco en condiciones ambiente dentro del compresor, donde la temperatura y la presión de mismo son elevadas. El aire a alta presión se dirige a la cámara de combustión donde el combustible es quemado a presión constante, los gases resultantes de esta combustión tienen una alta temperatura y son dirigidos a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, de tal forma que se consigue una generación de potencia. Para este ciclo abierto, los gases de escape que salen de la turbina no se recirculan, sino son expulsados, pero este mismo modelo puede ser modelado como un ciclo cerrado.



Para el caso del ciclo cerrado, los procesos de compresión y de expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión difiere del ciclo abierto, para este caso se cuenta con un proceso de adición de calor a presión constante de una fuerza externa, y el proceso de escape es

CICLO BRAYTON [Foto]. (2016, 12 FEBRERO).
RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE
[HTTP://WWW.CICLOSCOMBINADOS.COM/INDEX.PH](http://www.cicloscombinados.com/index.php)

reemplazado por un proceso de calor rechazado a presión constante hacia el medio ambiente. El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta es el ciclo cerrado.

CICLO BRAYTON IDEAL

El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta esta integrado por cuatro procesos internamente reversibles:

- 1-2 compresión isentrópica en un compresor
- 2-3 Adición de calor a presión constante
- 3-4 Expansión isentrópica en una turbina
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante

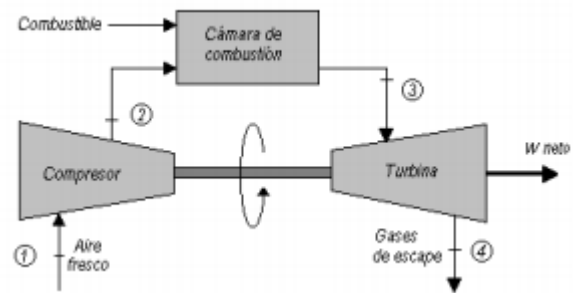
ETAPAS

- 1-2 Compresión isentrópica

El aire ingresa a un compresor axial a las condiciones ambientales, previamente este aire ha pasado por un filtro con el fin de retener las partículas de polvo y otras partículas contenidas en el aire proveniente del medio ambiente,

Las condiciones estándar utilizadas en la industria son las condiciones ISO que indican una temperatura de 15 ° C y una presión de 1 kg/cm². En el compresor axial, el aire es comprimido hasta la presión de combustión o hasta la máxima presión del ciclo, sin ningún aporte de calor del medio teniendo como consecuencia un incremento de temperatura debido a la compresión del aire. Para poder tener una oxidación del combustible correcta llevada a cabo en la cámara de combustión el flujo masico de aire debe de ser mayor al necesario, este exceso debe ser del orden de 6 a 7 veces debido a dos razones:

1. Lograr una refrigeración adecuada en las partes mas calientes de la maquina:
 - a. Cámara de combustión
 - b. Conductos de transición
 - c. Estadios de toberas fijas
 - d. Ruedas de alabes móviles
 - e. Conductos de escape
2. La disminución de la temperatura de los gases de combustión desde que se forman en la cámara de combustión hasta que son ingresados al primer estadio de alabes. Entonces podemos decir que el exceso de aire es el encargado de obligar al compresor axial a tener una gran tamaño y por ende a absorber la mayor parte de la potencia entregada por la turbina, casi del orden de las $\frac{3}{4}$ partes de la misma.



ETAPAS DEL CICLO BRAYTON [FOTO]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://WWW.CICLOSCOMBINADOS.COM/INDEX.PH](http://www.cicloscombinados.com/index.php)

- 2-3 Adición de calor a presión constante

Una vez que el aire sale del compresor una parte de este es ingresado a la cámara de combustión, donde el combustible es inyectado para producir de esta manera la combustión del mismo.

Este proceso de combustión se realiza a presión constante por lo que se logran alcanzar temperaturas muy altas lo que da lugar a que se tengas que ingresar a la cámara de combustión aire de tal manera que se puede tener una reducción de temperatura de los gases y del aire de refrigeración para poder refrigerar unos de los elementos más importantes de esta parte, que es el material del tubo.

El caudal másico de gases es igual a la suma del caudal de aire ingresado a la cámara de combustión más el caudal de combustible inyectado a la misma.

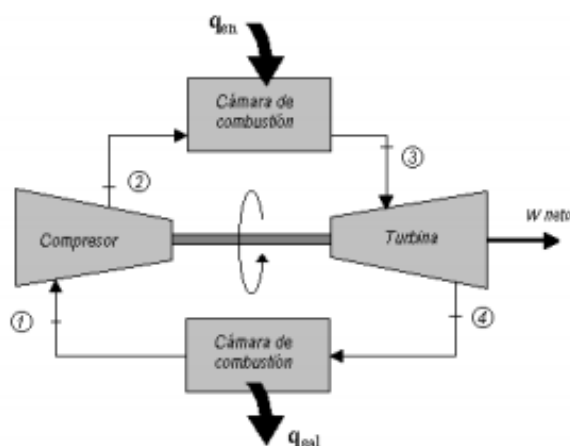
- 3-4 Expansión isentrópica en una turbina

En esta etapa los gases de combustión con una temperatura aproximada de 1 200°C después de haber sido enfriados, ingresa al primer estadio de alabes fijos, también llamados toberas. La energía de presión de los gases de combustión es transformada en trabajo, dicha transformación consta de dos etapas:

1. En las toberas de la turbina, los gases sufren una expansión y gracias a esto la energía de presión de los mismo se transforma en energía cinética
2. En las etapas de los alabes móviles de la turbina la energía cinética producida anteriormente es convertida en energía mecánica o trabajo mecánico

- 4-1 Rechazo de calor a presión constante

El ciclo finaliza cuando los gases que han atravesado las tres etapas anteriores y al expandirse en la última etapa abandonan la turbina y son expulsados a la atmosfera.



CICLO BRAYTON COMPLETO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://WWW.CICLOSCOMBINADOS.COM/INDEX.PH](http://www.cicloscombinados.com/index.ph)

En resumen, el aire ambiente es introducido dentro del compresor para presurizarse en un proceso teóricamente isentropico, posteriormente el mismo cuando ya esta comprimido ingresa a una cámara de combustión en donde se quema el aire para aumentar la temperatura del aire, esto es realizado a presión constante ya que la cámara esta dispuesta de tal forma que se encuentra abierta para que el flujo de aire pueda entrar y salir libremente. Una vez que la temperatura del aire ha sido elevada el aire presurizado cede su energía en la turbina debido a la expansión que sufre, entonces una parte del trabajo es extraido de la turbina para accionar el compresor.

RENDIMIENTO TÉRMICO

El rendimiento térmico del ciclo Brayton ideal con aire estándar esta dado por la siguiente ecuación:

$$n_{term} = 1 - \frac{q_B}{q_A} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Como anteriormente se supuso que los procesos son isentropicos en 1-2 y 3-4 entonces:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)}; \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{k/(k-1)}$$

Y siguiendo el diagrama de presión contra volumen (p-v) tenemos que las presiones son:

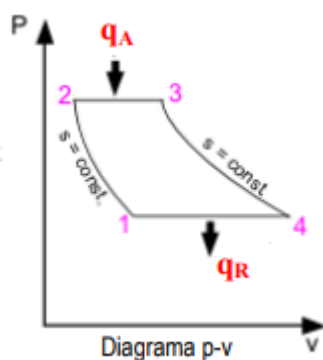


DIAGRAMA PRESION VS VOLUMEN [Foto]. (2016, 12 FEBRERO).
RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE
[HTTP://WWW.CICLOCOMBINADOS.COM/INDEX.PH](http://WWW.CICLOCOMBINADOS.COM/INDEX.PH)

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} \rightarrow \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_4}{P_1}$$

Como resultado de las suposiciones anteriores indica la re tenemos que:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{k/(k-1)} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} - 1 = \frac{T_3}{T_4} - 1$$

$$n_{term} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

Finalmente obtenemos:

$$n_{term} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{k-1/k} = 1 - \frac{1}{r_p^{k-1/k}}$$

Donde r_p es la relación de presión:

$$r_p = \frac{p_2}{p_1}$$

En conclusión de todo lo anterior, y continuando con la hipótesis de aire estándar, tenemos que la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal depende completamente de la relación de presión r_p y de la relación de los calores específicos k del fluido de trabajo.

TRABAJO NETO DEL CICLO BRAYTON IDEAL

El trabajo neto durante el ciclo ideal esta dado por:

$$\begin{aligned} w_{neto} &= w_{turb} - w_{comp} \\ &= c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1) \end{aligned}$$

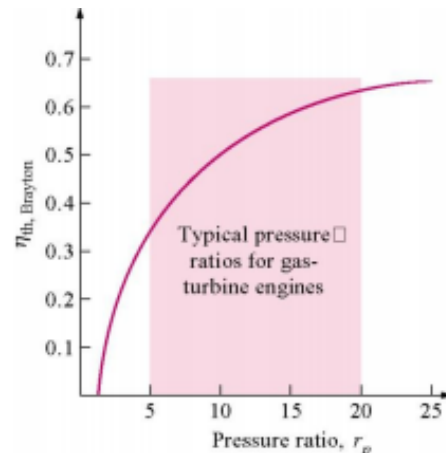


DIAGRAMA PRESION EN UNA TURBINA DE GAS [FOTO]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://WWW.CIE.UNAM.MX/~OJS/PUB/TERMODIN](http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/termodin)

La ecuación anterior puede ser expresada en función de la relación de presión de la siguiente manera:

$$w_{neto} = c_p T_3 \left[1 - \frac{1}{r_p^{k-1/k}} \right] - c_p T_1 \left[r_p^{k-1/k} - 1 \right]$$

Con las ecuación anteriores podemos concluir que para un ciclo Brayton ideal operando entre dos límites de temperatura dados, el trabajo neto que se desarrolla depende únicamente de la relación de presiones.

RELACIÓN DE PRESIÓN OPTIMA DEL CICLO BRAYTON IDEAL

Teniendo una temperatura de entrada fija de la turbina, la salida de trabajo neto por ciclo aumenta con la relación de presiones, hasta que se alcanza un valor máximo, una vez que este valor se ha alcanzado empieza a disminuir.

La relación de presión óptima que ayuda a maximizar el trabajo se obtiene a partir de:

$$\frac{\partial w_{neto}}{\partial r_p} = 0$$

Esta relación puede simplificarse hacemos $Z=r_p^{(k-1)/k}$ y obtenemos:

$$\begin{aligned} w_{neto} &= c_p T_3 \left[1 - \frac{1}{Z} \right] - c_p T_1 [Z - 1] \\ \frac{\partial w_{neto}}{\partial Z} &= c_p T_3 \left[0 - \frac{-1}{Z^2} \right] - c_p T_1 [1 - 0] \end{aligned}$$

Resolviendo para Z:

$$Z = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{1/2}$$

Como conclusión, entonces r_p hace que el trabajo neta sea máximo para calores específicos constantes y valor fijos de T_3 y T_1 (temperatura máxima y mínima del ciclo):

$$r_{p_{opt}} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{k/2(k-1)}$$

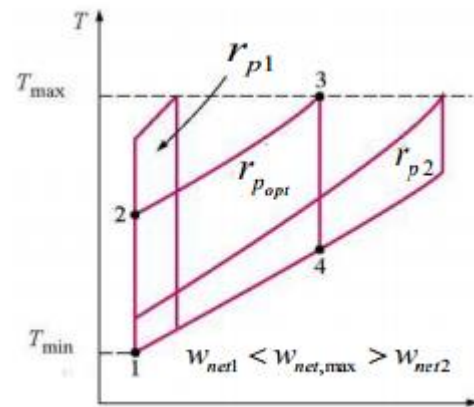
CICLO BRAYTON REGENERATIVO

En el ciclo Brayton la temperatura de salida de la turbina es mayor que la temperatura de salida del compresor. En esta variación del ciclo Brayton ideal se dispone un intercambiador de calor que entre la salida de los gases calientes de la turbina y la salida de los gases fríos provenientes del compresor, a este intercambiador de calor se le conoce como regenerador o recuperador.

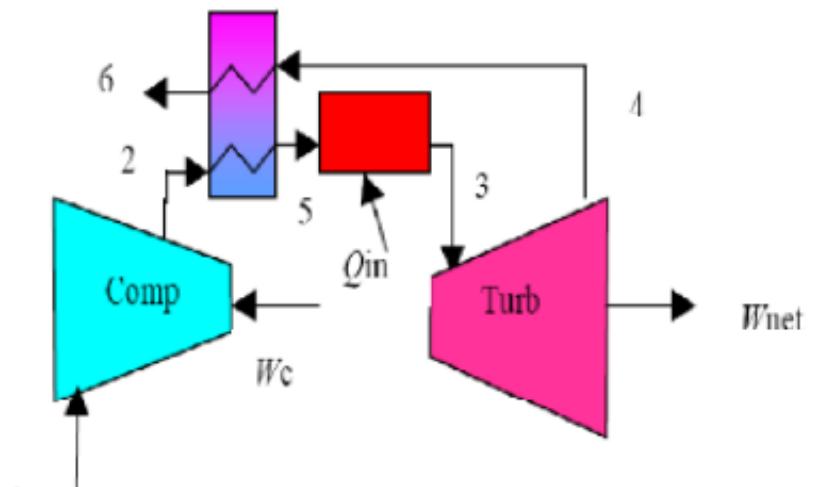
Cabe mencionar que el ciclo Brayton regenerativo solo conviene cuando la relación de presión en la expansión es baja, cumpliendo esto se garantiza que el calor máximo estará dado por la corriente que en un ciclo ideal se envía hacia el medio ambiente, entonces el calor máximo es aprovechado para precalentar el aire que entrara a la cámara de combustión, obteniendo como resultado un ahorro energético significativo. En caso contrario donde la relación de presiones es alta, el calor será muy bajo y la temperatura de salida será de igual manera baja como resultado de la expansión excesiva, por lo que el calor se perdería en el medio ambiente y no se podría aprovechar como se ha mencionado.

RENDIMIENTO DEL REGENERADOR.

La efectividad del intercambiador de calor (regenerador) se puede definir como el índice de calor transferido a los gases del compresor en el regenerador, esta transferencia de calor máximo hacia los gases del compresor es:



RELACION PRESION EN UNA TURBINA DE GAS [FOTO]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://WWW.CIE.UNAM.MX/~OJS/PUB/TERMODIN](http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/termodin)



CICLO BRAYTON REGENERATIVO [FOTO]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://WWW.EDUTECNE.UTN.EDU.AR/MAQUINAS_](http://www.edutecne.utn.edu.ar/maquinas_)

$$\epsilon_{regen} = \frac{q_{regen,real}}{q_{regen,max}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_6}$$

Asumiendo que el fluido de trabajo es aire estándar con calores específicos constantes el rendimiento del regenerador queda definido como:

$$\epsilon_{regen} = \frac{q_{regen,real}}{q_{regen,max}} = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_6}$$

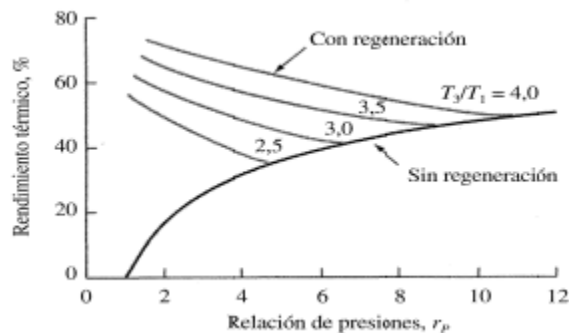
Si hacemos una última consideración de un regenerador ideal, donde el rendimiento del mismo es igual a 1 y los calores específicos son constantes, se puede concluir que el calor que pasa por la corriente superior es transferido hacia la corriente inferior. Pero esto no es posible en la realidad, por lo tanto estas consideraciones solo serán tomadas en cuenta cuando no se tenga el valor de la eficiencia del regenerador.

RENDIMIENTO TÉRMICO

Al usar un análisis de ciclo cerrado y considerando que la adición y rechazo de calor son procesos de flujo estable, podemos decir que la eficiencia térmica del ciclo regenerativo está dada por:

$$n_T = 1 - \frac{q_{sal}}{q_{ent}} = 1 - \frac{h_6 - h_1}{h_3 - h_5}$$

La eficiencia térmica tiende a aumentar con la regeneración, tal como se ve en la siguiente grafica:



EFICIENCIA TERMICA CON LA REGENERACION [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTP://WWW.EDUTECNE.UTN.EDU.AR/MAQUINAS_](http://www.edutecne.utn.edu.ar/maquinas_)

Para poder aumentar un poco más el desempeño del ciclo Brayton regenerativo, contamos con el interenfriamiento y recalentamiento que se verán a continuación.

INTERENFRIAMIENTO

Haciendo uso de la compresión en múltiples etapas podemos garantizar que el fluido de trabajo se enfriara y por lo tanto la cantidad de trabajo requerido por el compresor disminuirá. Esto se debe a que al enfriar el flujo de trabajo el volumen específico promedio del fluido también es reducido y como consecuencia la cantidad de trabajo en el fluido para así poder alcanzar el aumento de presión dado.

La compresión adiabática y la compresión isotérmica están dadas por:

$$Pv^k \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{k-1/k}$$

El trabajo estacionario a volumen constante esta dado por:

$$w_{est,rev} = \int_1^2 v dP = \int_1^2 c^{1/k} P^{-\left(\frac{1}{k}\right)} dP \\ \rightarrow \frac{kc^{1/k} (P_2^{(k-1/k)} - P_1^{(k-1/k)})}{k-1}$$

Pero tomando en cuenta que:

$$c = P_1 v_1^k = P_2 v_2^k$$

El trabajo estacionero queda:

$$w_{est,rev} = \frac{k \left(P_2^{\frac{1}{k}} v_2 (P_2^{(k-1/k)}) - P_1^{\frac{1}{k}} v_1 (P_1^{(k-1/k)}) \right)}{k-1} = \frac{k(P_2 v_2 - P_1 v_1)}{k-1}$$

Considerando que se trata de un gas ideal:

$$Pv = RT$$

La ecuación se reduce aún más quedando:

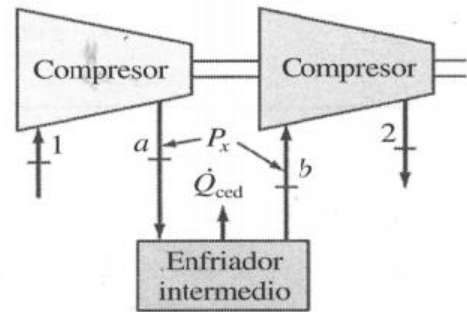
$$w_{est,rev} = \frac{kR(T_2 - T_1)}{k-1} = \frac{kRT_1}{k-1} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

Sustituyendo la relacion isentropica $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$ en la ecuacion anterior, para poder determinar el trabajo isentropica ideal del compresor, obtenemos:

$$w_{est,rev} = \frac{kRT_1}{k-1} \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1 \right)$$

En el caso que exista más de una etapa de compresión, la ecuación anterior se aplica en cada etapa. Por otro lado si r_p y la temperatura de entrada son constantes en cada etapa, entonces el procedimiento se calcula solo una vez y se multiplica por el número de etapas, cabe destacar que esto solo ocurre en condiciones ideales. Por ejemplo. Para el caso de dos etapas de compresión:

El trabajo isentropico del compresor queda:



INTERENFRIAMIENTO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO).
RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE
[HTTP://WWW.EDUTECNE.UTN.EDU.AR/MAQUINAS_](http://www.edutecne.utn.edu.ar/maquinas_)

$$w = \frac{kRT_1 \left[\left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]}{k-1} + \frac{kRT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_x} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]}{k-1}$$

Otro método aplicable en el interenfriamiento se basa en ceder una cantidad de calor tal que el proceso sea lo más cercano a un proceso isoterma. Entonces la expresión para el trabajo estacionario de un proceso sin fricción queda:

$$w_{est} = \int v dP = \int \frac{RT}{P} dP = RT \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Como el objetivo es siempre minimizar el trabajo de compresión se deben cumplir las siguientes condiciones ideales:

$$\frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_1}$$

$$P_x = (P_2 P_1)^{1/2}$$

Y si las temperaturas de entrada alcanzadas tienen el mismo valor entonces los trabajos pueden ser igualados:

$$W_{1-x} = W_{x-2}$$

Durante el proceso de interenfriamiento la temperatura de salida del compresor se reduce, como resultado de esta reducción se debe de aumentar la cantidad de calor suplido en el proceso de adición de calor para poder llegar a la temperatura máxima del ciclo, por esto el interenfriamiento debe de ser utilizado con regeneración, ya que la regeneración repone la parte de la transferencia de calor necesitada.

RECALENTAMIENTO INTERMEDIO

Cuando se hace uso de la expansión multietapa a través de dos o más turbinas, el recalentamiento entre las etapas aumenta el trabajo neto hecho, por ende el calor de entrada requerido aumenta.

La presión intermedia óptima para recalentamiento es aquella que maximiza el trabajo de la turbina, es decir, $P_3/P_4 = P_5/P_6$.

Considerando de igual forma las condiciones de recalentamiento ideal: $T_3=T_5$.

Con las dos condiciones optimas antes mencionadas podemos lograr obtener el máximo trabajo del ciclo y se puede aplicar la siguiente ecuación:

$$w = \frac{kRT_3 \left[\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]}{k-1} + \frac{kRT_5 \left[\left(\frac{P_5}{P_6} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]}{k-1}$$

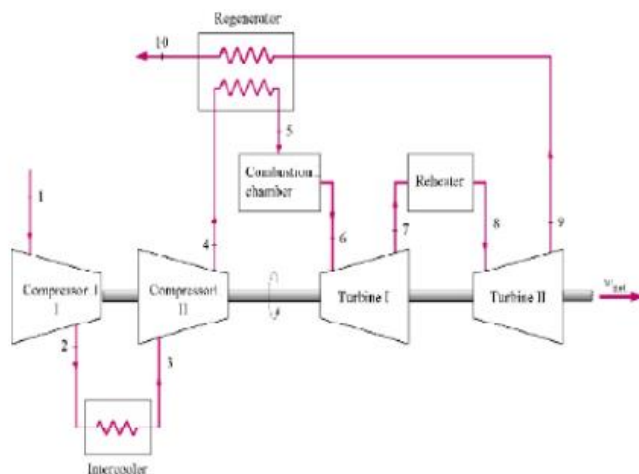
Con $T_3 = T_5$ y r_p con el mismo valor, la ecuación anterior es reducida a:

$$w = \frac{kRT_3 \left[(r_p)^{(k-1)/k} - 1 \right]}{k-1} \times 2$$

CICLO IDEAL BRAYTON IDEAL CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN

Al combinar las variantes para el aumento del ciclo Brayton ideal, el gas entra a la primera etapa del compresor en el estado 1, en esta etapa se comprimo de como isentropico hasta una presión intermedia P_2 , después se enfría hasta alcanzar una presión constante hasta el estado 3 donde $T_1=T_3$, posteriormente se comprimo en la segunda etapa de manera isentropica hasta la presión P_4 . Una vez en el estado 4 el gas entra en el regenerador donde se calienta hasta T_5 a presión constante.

Cuando se trata de un regenerador ideal, el gas saldrá del regenerador con la temperatura de escape de la turbina, esto es, $T_5=T_9$. Es importante decir que el proceso de adición de calor también llamado combustión primaria



FLUJO CICLO IDEAL BRAYTON IDEAL CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN [FOTO]. (2016, 12 FEBRERO).
RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE
[HTTP://WWW.EDUTECNE.UTN.EDU.AR/MAQUINAS_1](http://www.edutecne.utn.edu.ar/maquinas_1)

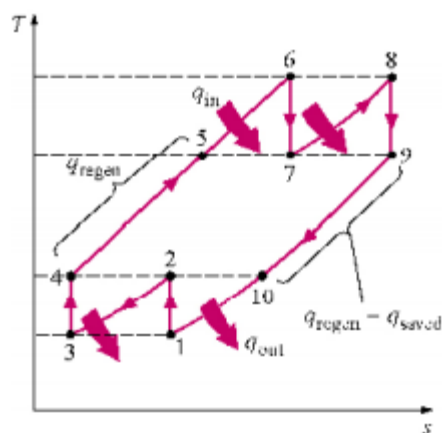


DIAGRAMA CICLO IDEAL BRAYTON IDEAL CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN [FOTO]. (2016, 12 FEBRERO).
RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE
[HTTP://WWW.EDUTECNE.UTN.EDU.AR/MAQUINA S_1](http://www.edutecne.utn.edu.ar/maquina_s_1)

tiene lugar entre los estados 5 y 6.

Una vez que el gas entra a la primera etapa de la turbina en el estado 6 es expandido de manera isentropica hasta el estado 7, donde entra al recalentador, aquí se recalienta a presión constante hasta el estado 8, y la temperatura de este estado es $T_8=T_6$, donde entra a la segunda etapa de la turbina. El gas sale de la turbina en el estado 9 y se dirige al regenerador, donde es enfriado a presión constante hasta el estado 1.

El ciclo queda completado cuando el gas se enfría hasta el estado inicial.

Los parámetros que se deben de cumplir para el ciclo real con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración son:

- Son necesarios los datos de eficiencias isentrópicas de los compresores y de las turbinas, así como de la eficiencia del regenerador.
- En un ciclo real se tienen mayor cantidad de datos, como caídas de presión y variaciones de temperaturas a lo largo de las tuberías los cuales también son necesarios.
- T_4 puede ser aproximada a T_{10}
- En los casos reales como la eficacia del regenerador es menor al 100% entonces T_5 es diferente de T_9

- Las temperaturas de entrada en la etapa de compresión y de expansión son distinta, debido a que la transferencia de calor no es completamente efectiva.

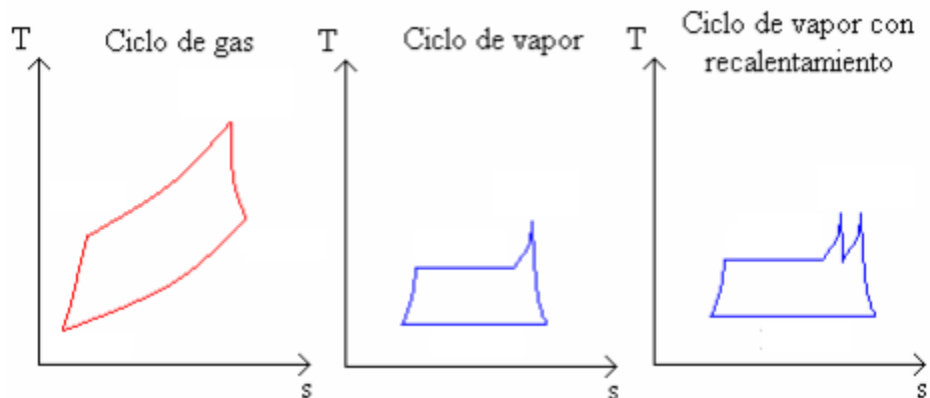
1.4 CICLO COMBINADO

A lo largo de este trabajo se han visto dos clases de turbinas, las de gas y las de vapor. La unión del ciclo de gas con el ciclo de vapor permite tener rendimientos de generación eléctrica mayores que si tuviéramos cada ciclo operando de manera individual. También es sabido que una maquina térmica que opera entre un foco térmico frío y uno caliente tiene un mayor rendimiento siempre y cuando la maquina térmica siga los procesos del ciclo de Carnot. Este ciclo bien es aquel en el que todos los procesos que experimenta el fluido de trabajo son reversibles, la adición de calor al mismo se hace a la máxima temperatura y el rechazo de calor a la mínima temperatura, pero siempre ambas constantes. A continuación se verá que tan razonable es combinar un ciclo de gas con un ciclo de vapor.

De acuerdo al ciclo de Carnot, el rendimiento térmico de una maquina es:

$$n_c = 1 - \frac{T_f}{T_c}$$

Aplicando esta ecuación a los ciclos de gas y de vapor:



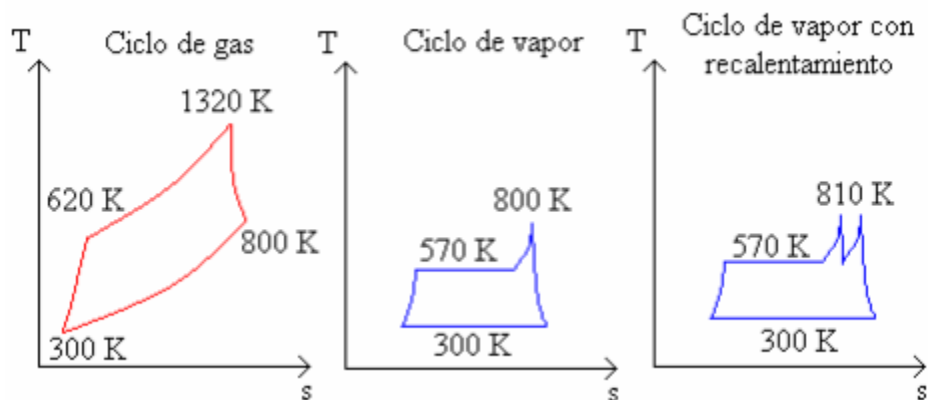
DIAGRAMAS CICLO REAL VS CICLO IDEAL VS RECALENTAMIENTO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0](https://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0)

Los rendimientos reales de los ciclos están dados por la siguiente tabla, y son del orden del 80% de los valores contenidos en la misma debido a que son ciclos no reversibles.

Análisis de rendimiento	Ciclo de gas	Ciclo de vapor	Ciclo de vapor con recalentamiento
Temperatura media de adición de calor (K)	950 - 1000	550 - 630	640 - 700
Temperatura media de cesión de calor (K)	500 - 550	320 - 350	320 - 350
Rendimiento de Carnot (%)	42 - 47	37 - 50	45 - 54

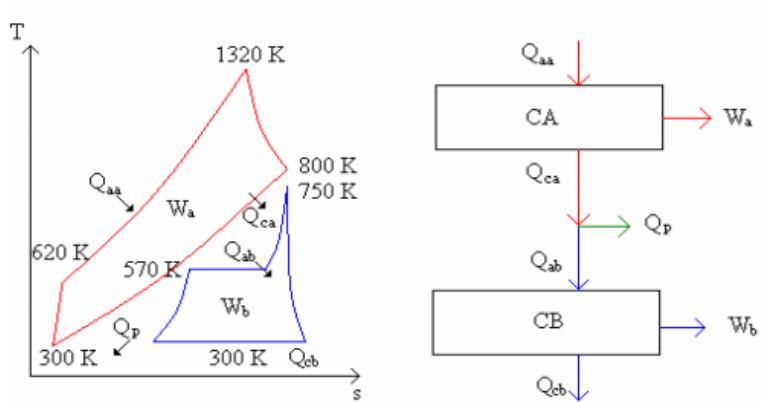
TABLA DE COMPARACION CICLO REAL VS CICLO IDEAL VS RECALENTAMIENTO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0](https://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0)

Y los ciclos quedan de la siguiente forma:



DIAGRAMAS CICLO REAL VS CICLO IDEAL VS RECALENTAMIENTO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0](https://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0)

Al hacer una observación de estas gráficas, los valores de la temperatura de rechazo del ciclo de gas y la temperatura de adición de calor del ciclo de vapor sería coherentes si colocáramos el ciclo de gas como un ciclo de cabecera y el de vapor como un ciclo de cola, haciendo lo anterior el esquema sería el siguiente:



DIAGRAMAS CICLO REAL VS CICLO IDEAL VS RECALENTAMIENTO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0](https://FAEITCH2012.wordpress.com/2012/0)

Los dos esquemas anteriores nos pueden llevar a concluir que:

1. El esquema de la izquierda nos hace referencia a la conexión que hay entre los dos ciclos, esta conexión da vida a un nuevo ciclo el cual trabaja con temperaturas de los focos mas alejados y por consiguiente teniendo un mayor rendimiento de Carnot, es decir:

Análisis del rendimiento	Ciclo combinado
Temperatura media de adición de calor (K)	950 – 1000
Temperatura de cesión de calor (K)	320 – 350
Rendimiento de Carnot (%)	63 – 68

ANALISIS DEL RENDIMIENTO DE CICLO COMBINADO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0](https://FAEITCH2012.wordpress.com/2012/0)

Al porcentaje total del rendimiento de Carnot, se le aplicaría un modificador que pueda tener en cuenta las irreversibilidades tanto externas como internas

2. Observando el esquema de la derecha podemos resolver la incógnita si el rendimiento final del ciclo combinado es mayor que el de los ciclos de gas y de vapor por separado:

$$n_{cc} = \frac{W_a + W_b}{Q_{aa}} = \frac{Q_{aa}n_{ca} + Q_{ab}n_{cb}}{Q_{aa}} = \frac{Q_{aa}n_{ca} + [Q_{ab}(1 - n_{ca}) - v_p Q_{aa}]n_{cb}}{Q_{aa}}$$

Siendo:

$$n_{ca} = \frac{W_a}{Q_{aa}}$$

$$n_{cb} = \frac{W_b}{Q_{ab}}$$

$$v_p = \frac{Q_p}{Q_{aa}}$$

$$Q_p = Q_{ca} - Q_{ab}$$

Y por tanto:

$$n_{cc} = n_{ca} + n_{cb}(1 - n_{ca}) - v_p n_{cb}$$

Si tomamos en cuenta que el rendimiento n_c es:

$$n_c = \frac{Q_{ab}}{Q_{ca}} = \frac{Q_{ca} - Q_p}{Q_{ca}} = 1 - \frac{v_p}{1 - n_{ca}}$$

Y con:

$$v_p = (1 - n_c)(1 - n_{ca})$$

Queda finalmente la expresión del rendimiento del ciclo combinado en función de los rendimientos de los ciclos de gas y de vapor como:

$$n_{cc} = n_{ca} + n_{cb}(1 - n_{ca}) - (1 - n_c)n_{cb}$$

$$n_{cc} = n_{ca} + n_{cb}n_c - n_{ca}n_{cb}n_c$$

Observando esta última ecuación y comparándolas con las que cada ciclo de manera individual se puede ver que es razonable ligar un ciclo de gas con uno de vapor para la generación de potencia, ya que el rendimiento es mayor en la ecuación del ciclo combinado.

ESQUEMA DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO

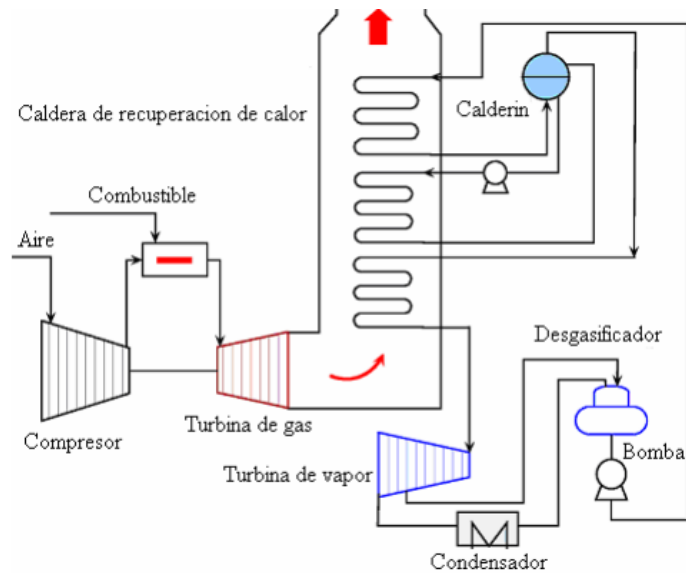
La configuración básica de un ciclo combinado es la de un nivel de presión, en la actualidad pocas instalaciones siguen dicha configuración pero su descripción es de gran utilidad para entender el funcionamiento de estas centrales de potencia.

La configuración básica consta de:

- Una turbina de gas
- Una caldera de recuperación de calor
- Una turbina de vapor

Su funcionamiento es el más básico y se puede resumir de la siguiente manera:

En el ciclo de gas se hace uso de un compresor para alimentar con aire a la cámara de combustión, en la misma se realiza la combustión con un dosado bajo, los productos de la combustión se expande en la turbina de gas en la que se genera energía mecánica para impulsar tanto el compresor como el alternador. Después los gases calientes provenientes de la combustión son introducidos en la caldera de recuperación de calor, esta caldera tiene la finalidad de generar vapor sobrecalentado que alimentara la turbina de vapor.



ESQUEMA DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO).
 RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0](https://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0)

La energía térmica residual del escape de la turbina de gas es aprovechada en los ciclos combinados es por esto que el rendimiento es mayor que el rendimiento del ciclo de gas y de vapor por separado, además de conseguir que se disminuya la temperatura de los gases que son rechazados a la atmosfera.

Del esquema de básico de una planta de nivel de presión podemos decir que la caldera de recuperación de calor (CRC) es un elemento de suma importancia, ya que aquí se produce un intercambio de calor entre fluidos con diferentes propiedades y a diferentes temperaturas, este intercambio produce la aparición de pérdidas por irreversibilidades tanto internas como externas, pero a pesar de esto se buscará que la eficiencia en el intercambiador de calor entre el ciclo de gas y de vapor sea lo mayor posible. Las razones principales por las cuales se presentan pérdidas son:

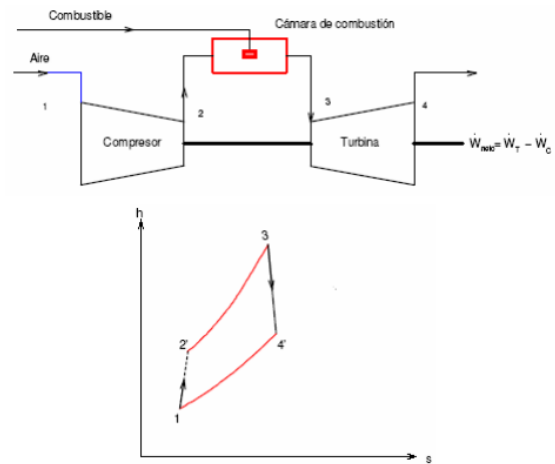
- La superficie de intercambio de la CRC no tiene un área infinita, esto significa que la temperatura de salida del vapor (fluido frio) no alcance el valor de la temperatura de los gases de escape (fluido caliente)
- Debido a que el agua se evapora a una temperatura fija existe una diferencia elevada de temperaturas entre los dos fluidos, debido a esto la transferencia de calor se hace más irreversible, esto es resultado de que cuando el vapor alcanza su estado de saturación, su temperatura no cambia pero la del gas sí
- El tamaño de la caldera es importante en la perdidas ya que es limitado y se tiene que optimizar su geometría para poder conseguir un intercambio de calor lo más efectivo posible.
- Los materiales de la caldera también son un factor grande en estas pérdidas debido a que la corrosión de los mismos hace que la temperatura de salida de los gases tenga que limitarse.

PARTES DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO SIMPLE

CICLO DE GAS

Este es el ciclo de alta temperatura y es un elemento de gran importancia en la planta de ciclo combinado, ya que en él es donde se genera el aporte energético y el encargado de suministrar energía a la caldera de recuperación a través de su escape. Si se consigue una temperatura de aporte más alta por consiguiente se consigue que el ciclo sea más competitivo.

- El aire es comprimido en el compresor desde las condiciones ambientales hasta la presión adecuada. La relación de compresión comprende entre 14 y 30. La relación va acompañada de un aumento de temperatura que puede llegar hasta los 600K.
- El aire comprimido es dirigido a la cámara de combustión donde es mezclado con el combustible y en esta se produce una combustión a presión constante, los gases de escape llegan a alcanzar temperaturas de hasta 1500K.
- Los gases calientes son llevados a la turbina donde son expandidos hasta la presión atmosférica con una temperatura de entre 500°C y 900°C.



CICLO DE GAS [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0](https://FAEITCH2012.wordpress.com/2012/0)

Un incremento en la temperatura de entrada de la turbina genera un aumento del rendimiento energético del ciclo, aunque esto también implica un aumento en las irreversibilidades dentro de la turbina. Se debe tomar en cuenta también que en un ciclo combinado si la temperatura de escape de la turbina es grande, mayor será el rendimiento de ciclo de vapor, entonces, podría decirse que se puede sacrificar parte del rendimiento del ciclo de gas para aumentar el del ciclo combinado.

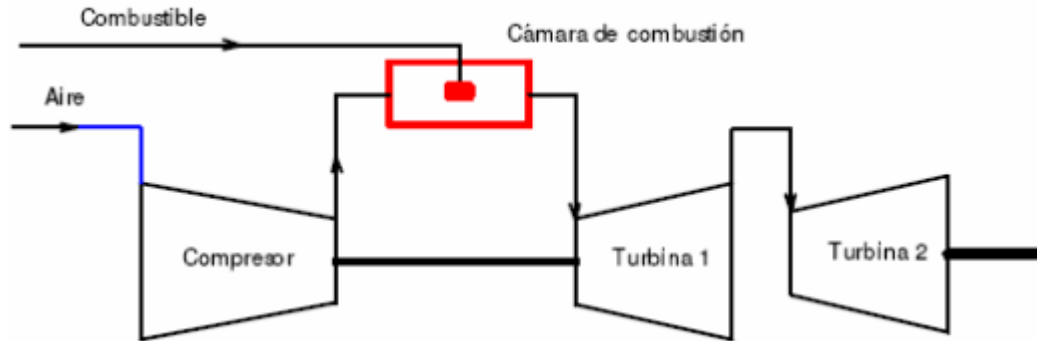
CONFIGURACIONES DEL CICLO DE GAS EN UN CICLO COMBINADO

MONTAJE EN EJE SIMPLE

Consta únicamente de un compresor, de una cámara de combustión y de una turbina y su funcionamiento es el antes mencionado

MONTAJE EN EJE DOBLE.

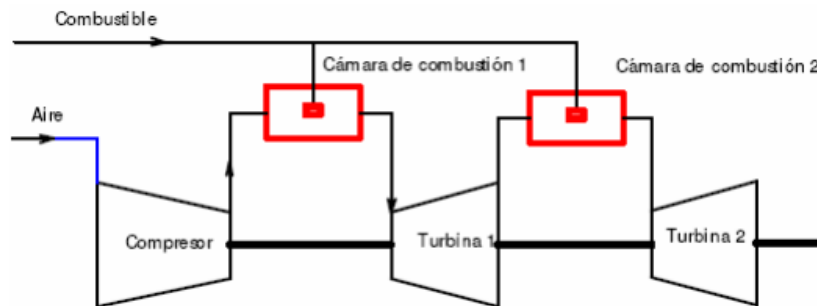
Este consta de dos turbinas, una de ellas está conectada al compresor mediante un eje, formando lo que se conoce como un generador de gas. Por otro lado, la segunda turbina es la que está unida al generador por que es la que realmente produce potencia. Esta configuración es recomendada para cargas parciales, aunque su tiempo de respuesta a variaciones bruscas de la carga es sensiblemente más alta. Su esquema es el siguiente:



MONTAJE EN EJE DOBLE CICLO DE GAS COMBINADO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0](https://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0)

TURBINAS CON COMBUSTIÓN SECUENCIAL

Tienen dos cámaras de combustión, en la primera de ellas el gas es calentado para alimentar la primera turbina, donde se genera potencia. Posteriormente el gas expandido se dirige a la segunda cámara de combustión, donde es quemado el gas con el combustible adicional para alimentar a la segunda turbina, donde el gas es expandido hasta la presión atmosférica. Esta configuración es de gran utilidad en los ciclos combinados debido a que los gases de escape de la turbina alcanzan temperaturas más altas. Su diagrama es el siguiente:



COMBUSTIÓN SECUENCIAL CICLO DE GAS COMBINADO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0](https://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0)

TURBINAS CON ALABES REFRIGERADOS

Como se ha dicho, en los ciclos combinados mientras mayor sea la temperatura de los gases que entran a la turbina se gas, mayor será el rendimiento del ciclo. Pero el valor de la temperatura está limitado por los materiales utilizados. El uso de los alabes refrigerados en los primeros escalonamientos de la turbina ha tenido que ser empleado, ya que con esto se logran alcanzar temperaturas superiores a los 1500K. en los ciclos combinados este tipo de turbinas es de gran utilidad ya que:

1. Al aumentar la temperatura de entrada a la turbina se consigue aumenta la temperatura de los gases de escape y por lo tanto el rendimiento del ciclo combinado.
2. Los alabes pueden ser refrigerados usando el agua el ciclo de vapor, lo cual permite que el vapor producido durante la refrigeración puede ser usado en el ciclo de vapor.

CICLO REGENERATIVO

Con este tipo de montaje la energía es aprovechada de los gases de escape para calentar por medio de un intercambiador, los gases a la salida del compresor y de esta forma ahorrar combustible. Para las centrales de ciclo combinado este montaje no tiene gran sentido ya que la energía sobrante en el escape de la turbina de gas es aprovechada por la caldera de recuperación de calor.

COMPRESIÓN ESCALONADA REFRIGERADA.

En esta configuración la compresión es en dos o tres etapas diferentes, cabe mencionar que el número de etapas puede llegar reducir el rendimiento. Entre cada etapa se refrigeran los gases haciendo que la compresión se asemeje a una compresión isoterma y por lo t

anto el trabajo de compresión se ve reducido. Por lo anterior tampoco es útil para su uso en centrales de ciclo combinado.

A pesar de lo antes mencionado, en las turbinas de gas se puede utilizar una técnica llamada “gasificación”, esta técnica es usada en aquellas turbinas que utilizan otros combustibles como el carbón y residuos sólidos en lugar de gas natural. A los combustibles naturales se les extrae un gas que puede ser usado como combustible en el ciclo de gas, componiendo los llamados “ciclos combinados con gasificación integrada”.

CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR

Es un elemento muy importante del ciclo combinado, debido a que es la unión entre el ciclo de gas y el ciclo de vapor. La tarea principal de la CRC es recuperar la energía calorífica que proviene de los gases de escape de la turbina de gas y con dicha energía generar vapor en las condiciones necesarias para alimentar la turbina de vapor.

La diferencia más grande entre las calderas de recuperación de calor y las calderas convenciones es el mecanismo encargado de transferir el calor. Por un lado en las calderas convencionales al presentar combustión, tienen focos con temperaturas muy altas, donde el intercambio de calor por radiación es predominante. Ahora bien, en las CRC el mecanismo de transferencia de calor es por convección, esto da como resultado que la cantidad de calor recuperado puede ser controlada por la cantidad de energía disponible en los gases.

CLASIFICACIÓN

CALDERAS SIN COMBUSTIÓN ADICIONAL

En estas el mecanismo de transferencia de calor es por medio de la convección.

CALDERAS CON COMBUSTIÓN SUPLEMENTARIA

También son conocidas como de postcombustión, en estas se aprovecha el exceso de oxígeno que está disponible en los gases de escape de la turbina para utilizarla en una segunda combustión y de esta manera poder generar más vapor o lograr incrementar la temperatura del mismo a la salida de la caldera, las divisiones de este tipo de calderas son:

COMBUSTIÓN SUPLEMENTARIA LIMITADA

El O₂ sobrante es quemado hasta que alcanza una temperatura de 750°C

COMBUSTIÓN SUPLEMENTARIA MÁXIMA

En este caso todo el O₂ que queda en el escape es quemado e incluso se puede introducir una corriente de aire fresco.

El combustible usado en las dos divisiones anteriores puede ser el mismo que el usado en la turbina de gas, en ocasiones puede ser diferente como gasóleo.

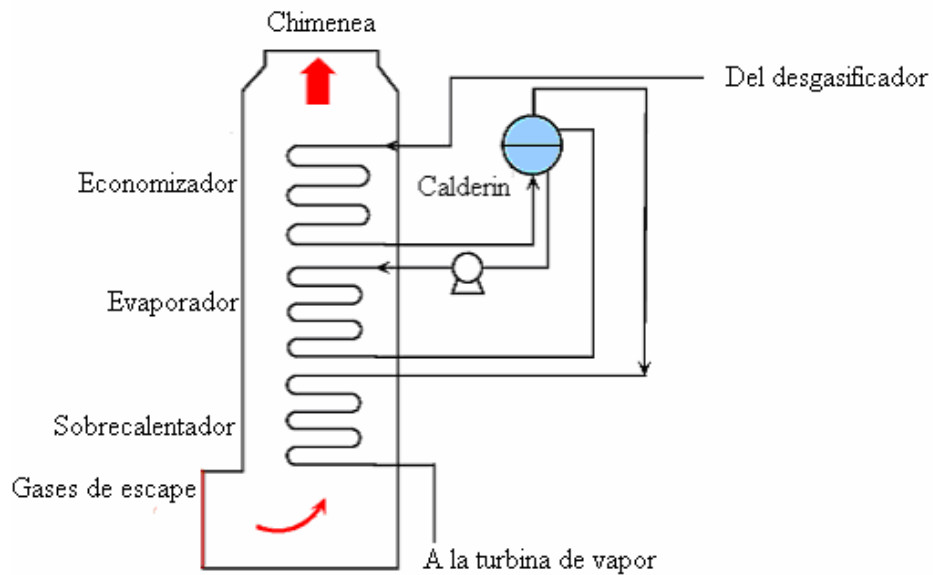
La combustión suplementaria ha disminuido debido a que en los últimos años la tecnología ha sido tal en el diseño de las turbinas que los gases de salida logran alcanzar temperaturas mayores sin uso de la combustión adicional.

Sin importar el tipo de caldera de recuperación de calor, todas consisten en un intercambiador de calor de flujos cruzados en el que el agua se encuentra como líquido subenfriado, entonces entra a la zona de escape de los humos, que es la última zona de la CRC, conocida como “economizador”. En esta parte el agua es llevada hasta alcanzar una temperatura menor a la temperatura de saturación correspondiente a la presión de trabajo, es importante mencionar, que en esta sección no se logra alcanzar la temperatura de saturación del vapor, pero esto es una ventaja ya que se debe evitar que se presente evaporación en este elemento de la CRC para evitar bloqueos, es por esto que los márgenes de seguridad en cuanto a la temperatura deben de existir y ser cumplidos.

Una vez que se ha pasado la sección anterior el agua esta en un su estado de saturación y es enviada a un deposito en el cual se produce la separación de las fases, este es llamado “calderin”. La fase líquida del agua que pasa por el calderin se hace circular por otra sección de la CRC, la cual está colocada inmediatamente después del economizador y que se llama “evaporador”, como su nombre lo dice, la evaporación del agua se lleva a cabo dentro de el y el vapor resultante es llevado de nuevo al calderin.

Cuando el vapor se ha separado en el calderin se hace circular por la primera sección de la CRC, esta se encuentra a la entrada de los gases provenientes de la turbina de gas y se le conoce como “sobrecalentador”, en esta sección se lleva al vapor a las condiciones de entrada de la turbina de vapor.

Un esquema de la configuración más sencilla de una CRC con sus elementos más importantes es mostrada en la imagen siguiente:



COMBUSTIÓN SECUENCIAL CICLO DE GAS COMBINADO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0](https://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0)

El diagrama energía temperatura que corresponde al proceso que se acaba de explicar para una CRC de un nivel de presión es el mostrado a continuación:

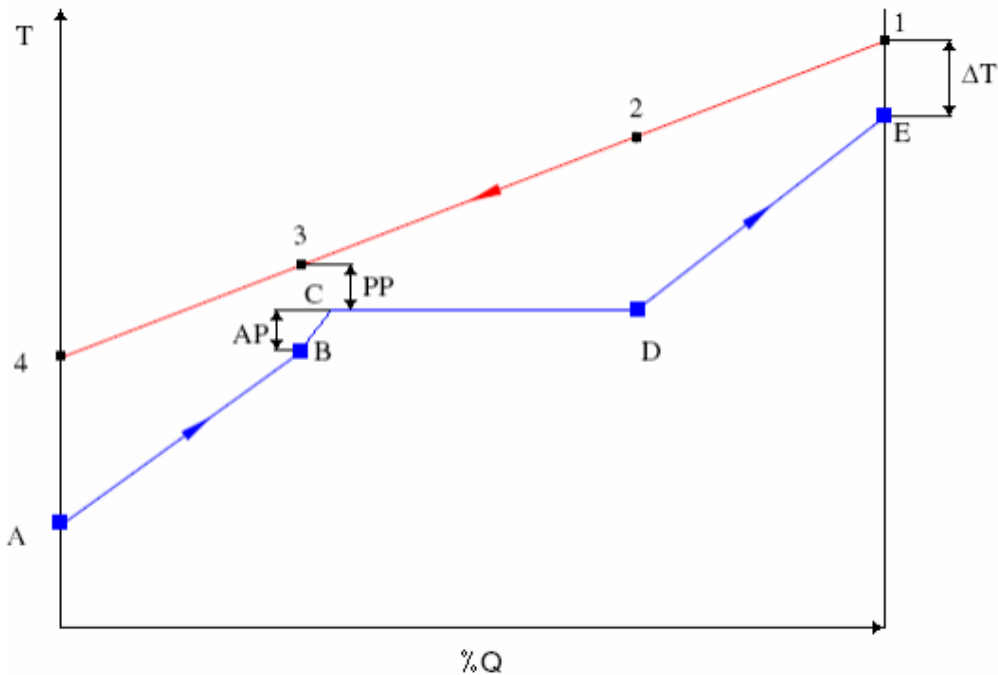


DIAGRAMA DE ENERGIA CICLO DE GAS COMBINADO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://FAEITCH2012.WORDPRESS.COM/2012/0](https://FAEITCH2012.wordpress.com/2012/0)

Del diagrama anterior se puede ver:

- La línea recta de color rojo es la que representa el enfriamiento de los gases de escape de la turbina de gas
- La línea azul, es la que representa el calentamiento del agua
- Las sección de A a B corresponde al economizador
- La siguiente de C a D, es la correspondiente al evaporador, debido a que en esta zona se produce la evaporación del agua, la misma no presenta un incremento de temperatura es por esto que la línea se mantiene de manera horizontal
- La ultima de D a E, es la del sobrecalentador
- Las tres diferencias de temperatura importantes en este diagrama son:

- Pinch Point (PP)

Es la diferencia de temperaturas entre los gases a la salida del evaporador y la del agua a la entrada del mismo. En el diagrama esta representado como la diferencia entre el punto C y 3. Para el diseño de la CRC es muy importante esta diferencia, ya que si el valor de PP es bajo, el rendimiento del ciclo aumentará y se tendrá como resultado un aprovechamiento mayor de la energía, pero para lograr esto se necesitara un mayor área de intercambio de calor y por lo tanto una inversión mayor de dinero.

- Approach point (AP)

Corresponde a la diferencia entre la temperatura del agua que sale del economizador y la temperatura de saturación a la presión de trabajo. En el diagrama podemos observarla como la diferencia entre los puntos B y C.

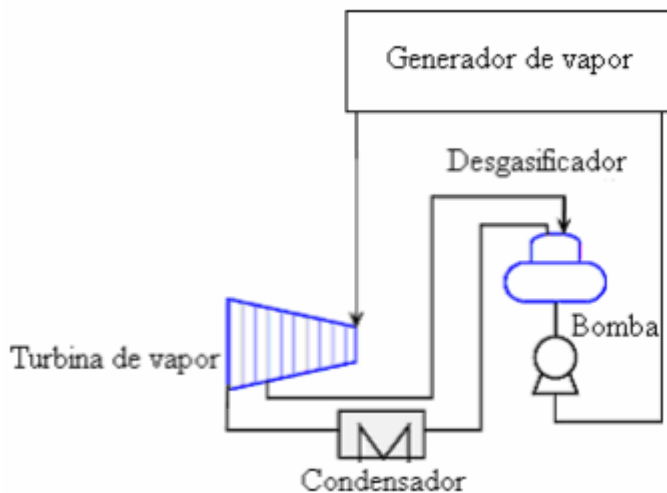
Cabe mencionar que esta diferencia de temperaturas nos proporciona el margen de seguridad que evitará la evaporización en el economizador, la recomendación es que su valor no sea menor a 3K, pero esto depende del nivel de presión que se trate.

- Diferencia terminal de temperaturas

Esta representada por la diferencia de temperatura del vapor sobrecalentado que sale de la caldera y la temperatura de entrada de los gases a la caldera. Esta diferencia tiene una influencia muy grande para determinar tanto el rendimiento como el coste, por lo que al igual que el PP y el AP se considera una variable de diseño de la CRC:

CICLO DE VAPOR

El ciclo de vapor está conformado por el ciclo de cola, y su esquema es el siguiente:



CICLO DE VAPOR [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://TERMOAPLICADAUNEFM.FILES.WORDPRE](https://TERMOAPLICADAUNEFM.FILES.WORDPRE)

ELEMENTOS

Los elementos fueron mencionados en el ciclo Rankine ideal, pero se dará una descripción breve de cada uno para ver su función en el ciclo combinado y explicar el elemento adicional (desgasificador).

GENERADOR DE VAPOR

Es considerada una CRC en el ciclo combinado.

CONDENSADOR

Es un intercambiador de calor, puede ser de tubos envolventes o de contacto directo. En este elemento el vapor cede su calor para condensarse y a su vez alcanza el estado de líquido saturado.

DESGASIFICADOR

Su tarea es extraer los gases como oxígeno, dióxido de carbono y amoníaco que se encuentran disueltos en el agua de condensado, esta extracción tiene como finalidad proteger tanto la tubería del sistema de agua de alimentación y el generador de vapor contra la corrosión. El vapor con el que se alimenta al desgasificador puede provenir de una extracción de la turbina o de alguna recirculación de la CRC.

BOMBA DE ALIMENTACIÓN

Encargada de elevar la presión del agua proveniente del condensador, para posteriormente elevarla tu presión hasta que alcance la presión de trabajo del generador de vapor.

TURBINA DE VAPOR

Este elemento es el que hace girar al generador eléctrico a una velocidad que es impuesto por el. La turbina recibe el vapor sobrecalentado que sale del generador de vapor y que se expande a través de varios escalonamientos hasta que alcanza entre 50 y 80bar, presión de operación del condensador.

Las turbinas usadas en ciclos de potencia son usualmente de tipo axial y constante de uno o varios cuerpos, dependiendo la aplicación y de la potencia requerida. En los ciclos regenerativos las turbinas tienen varias extracciones de vapor a diferentes presiones, mientras que en los ciclos combinados no es común encontrar turbinas con extracciones ya que en este tipo de ciclos el objetivo no es incrementar la temperatura de agua de alimentación de la CRC como se busca en un ciclo de vapor convencional.

En los ciclo combinado las turbinas que se utilizan tiene que tener un diseño especial, ya que tienen que ser capaces de trabajar con presión deslizante, está consiste en regular la carga siguiendo a la presión de la caldera. La razón es que en ciclos combinados la turbina de gas puede trabajar a carga parcial, con esto se logra disminuir la temperatura de entrada de los gases en la CRC y como resultado se impide que el vapor que alimenta a la turbina alcance su temperatura de diseño y así lograr una reducción en la presión de la caldera que hace que nos adaptemos mejor a una nueva temperatura de los gases de escape de la turbina.

CONFIGURACIONES DE PARTES DE CICLO COMBINADO.

Como se había expuesto, las primeras configuraciones de plantas de ciclo combinado fueron plantas simples de un nivel de presión, algunas de ellas tenían combustión suplementaria. Pero a medida que se necesitaba una mayor potencia en las instalaciones, se observó que el aumento de la presión en el ciclo de un nivel de presión tenía algunas limitaciones tanto de potencia como de rendimiento, ya que no se aprovechaba de la menor manera la energía de los gases proveniente de la turbina de gas.

Entonces, para poder incrementar el rendimiento del ciclo combinado se tuvo que mejorar la transmisión de calor en la CRC. Esto fue logrado al disminuir el área (en el diagrama T - %Q) entre el enfriamiento de los gases en la caldera y el calentamiento de vapor, la modificación de alguno de los siguientes parámetros hizo posible esa reducción teniendo como consecuencia el aumento del rendimiento de la CRC:

1. Incrementar la presión de trabajo, que es la presión en el calderín, este aumento provoca un aumento en la humedad del vapor a la salida de la turbina lo que implica un riesgo de erosión en los alabes de los últimos escalonamientos de la turbina.

2. Disminuir la diferencia de temperaturas entre el gas y el vapor, para lograr esto hay que disminuir el pitch point y el approach point, como consecuencia de esto se incrementa el área de intercambio lo que repercute en el coste.
3. El área entre el enfriamiento de los gases en la caldera y la del calentamiento del vapor es disminuida, esto se consigue trabajando con varios niveles de presión con lo que se consigue que la diferencia media de temperaturas entre el fluido caliente y el frío se reduzca.

CICLOS SIN RECALENTAMIENTO

CICLO COMBINADO CON DOS NIVELES DE PRESIÓN (2P)

Estos ciclos tienen un aumento de la producción de vapor, debido a que utilizan la energía en alta y en baja presión. Con esto se consigue una disminución de las pérdidas exergéticas u de la temperatura de los gases de escape de la CRC. Para este tipo de ciclos hay dos configuraciones:

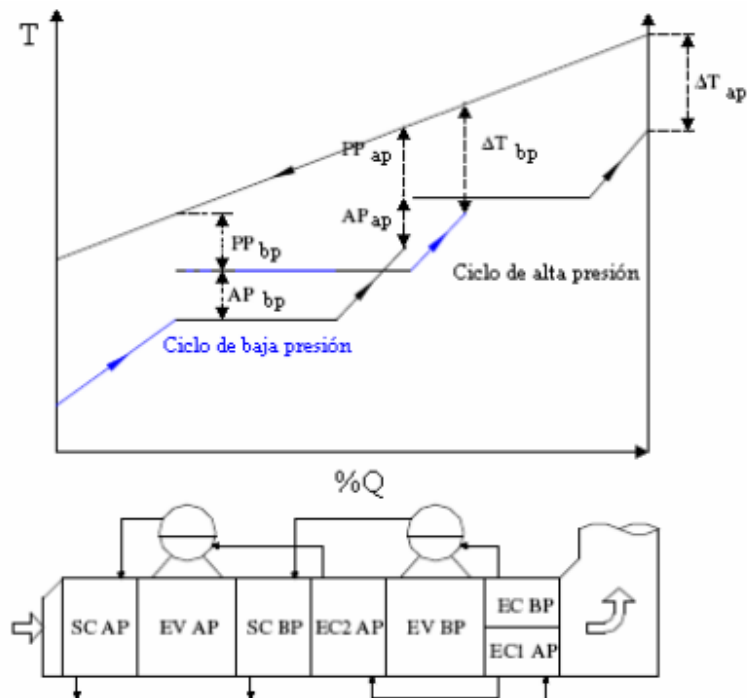
CONFIGURACIONES

1. Dos niveles de presión en paralelo

En esta se usa agua a distintas presiones pero con temperaturas casi iguales en ambos niveles de presión, recorriendo circuitos independientes por las secciones correspondientes a cada nivel. En la primera sección de la caldera hay un economizador que está dividido en dos secciones:

- a- ECBP. La que recibe el agua a baja presión
- b- EC1AP. La que recibe a alta presión

De esta manera el agua en el nivel de alta y en el nivel de baja tienen recorridos independientes. El esquema de configuración de 2P es el siguiente:



ECBP: Economizador de baja presión SCBP: Sobrecalentador de baja presión
 EC1AP: Economizador 1 de alta presión EVAP: Evaporador de alta presión
 EVBP: Evaporador de baja presión SCAP: Sobrecalentador de alta presión
 EC2AP: Economizador 2 de alta presión

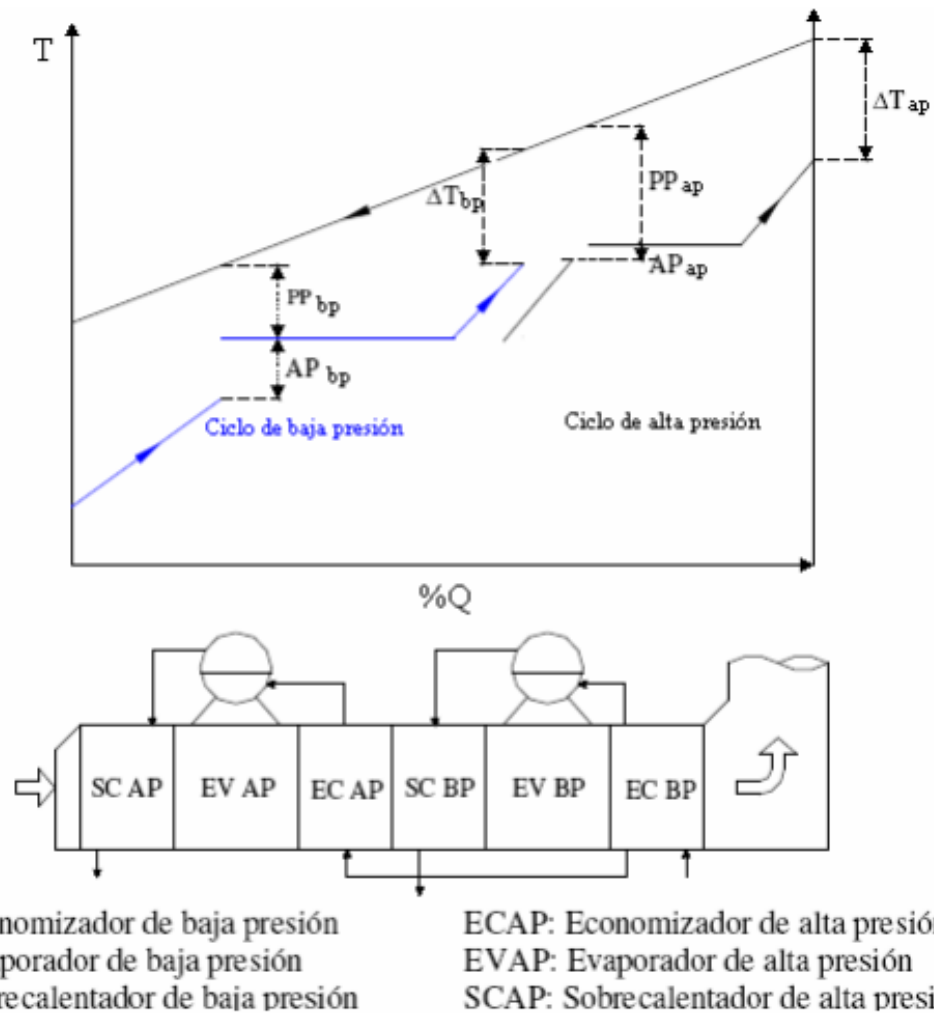
ESQUEMA DE CONFIGURACION DE 2P [FOTO]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://TERMOAPLICADAUNEFM.FILES.WORDPRE](https://TERMOAPLICADAUNEFM.FILES.WORDPRE)

2. Dos niveles de presión en cascada

Cuando se tiene el uso de combustibles con bajo contenido de azufre esta configuración es la más conveniente, debido a que se tiene un enfriamiento alto de los gases que se generan en la CRC. El ciclo recibe el agua del desgasificador a baja presión, posteriormente pasa por el economizador de baja y se va al calderín.

Una parte del agua que va al calderín es extraída para bombearla hasta alta presión y de esta manera aprovechar el calor a este nivel. La desventaja de este ciclo es que la temperatura de los gases se distribuye de mala manera, por lo que se presentan muchas pérdidas exergéticas.

El diagrama del ciclo con todas las secciones que lo componen así como su diagrama (T - %Q) es el siguiente:



ESQUEMA DE CONFIGURACION COMPLETO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://TERMOAPLICADAUNEFM.FILES.WORDPRE](https://TERMOAPLICADAUNEFM.FILES.WORDPRE)

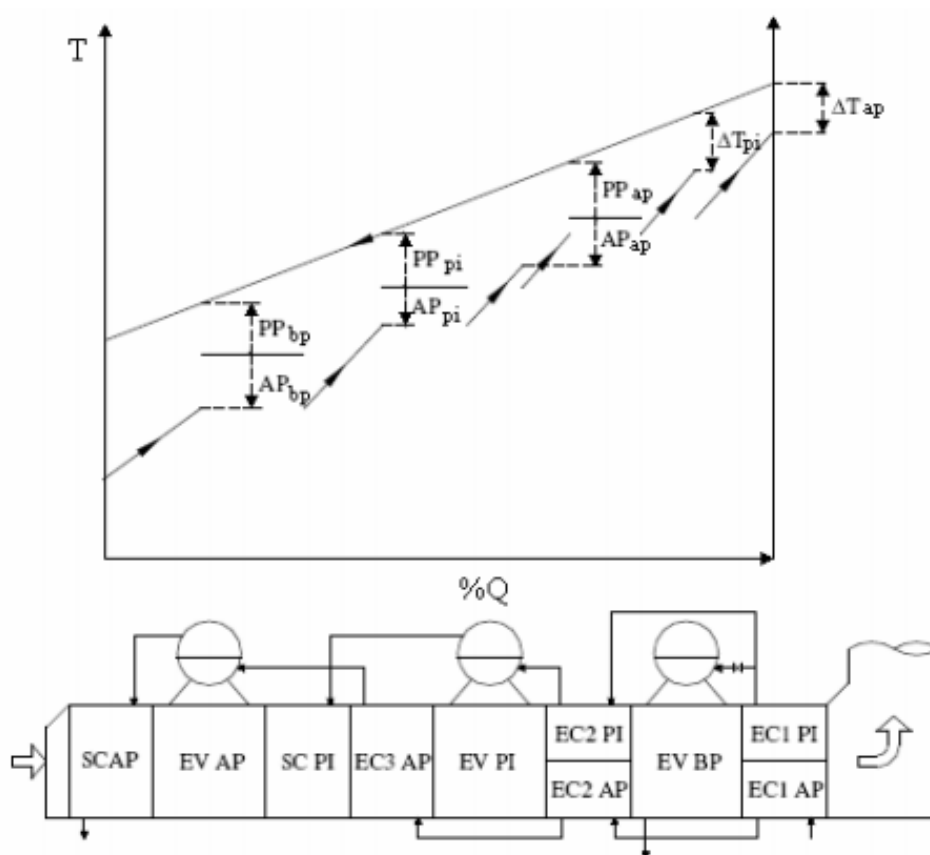
CICLO COMBINADO DE TRES NIVELES DE PRESIÓN (3P)

Al añadir un nivel de presión al ciclo combinado obtenemos un mejor aprovechamiento de la energía de los gases en la CRC. Los tipos de configuraciones de plantas de tres niveles de presión dependen de cómo están dispuesto los flujos en la CRC, ya sea en paralelo o en cascada. El mas utilizado es en cascada y se explicará a continuación:

Consta de con economizadores dobles, el primero es e que recibe el agua de alimentación del desgasificador con ayuda de dos bombas, una de alta presión y otra de presión intermedia. El agua que sale del primer economizador doble a un nivel de presión intermedia (EC1PI), está dividida en dos flujos, uno es el que alimenta el segundo economizador doble y otro encargado de alimentar el calderin de baja presión.

El segundo economizador doble, EC2PI y EC2AP, tiene como tarea alimentar al calderin de presión intermedia y al tercer economizador de alta, el flujo que abandona el tercer economizador se va al calderin de alta para así aprovechar la energía a ese nivel.

En el siguiente diagrama T - %Q, están los parámetros de diseño de esta configuración, se ve que hay pinch point y approach point de baja, intermedia y alta presión, pero no hay una diferencia terminar de temperaturas en el sobrecalentador de baja.



- | | |
|--|---|
| ECPI: Economizador de presión intermedia. | EVPI: Evaporador de presión intermedia. |
| EC1AP: Economizador 1 de alta presión. | SCPI: Sobrecalentador de presión int. |
| EVBP: Evaporador de baja presión. | EVAP: Evaporador de alta presión. |
| EC2PI: Economizador 2 de presión intermedia. | SCAP: Sobrecalentador de alta presión. |
| EC2AP: Economizador 2 de alta presión. | EC3AP: Economizador 3 de alta presión. |

ESQUEMA PITCH POINT Y APPROACH POINT [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://TERMOAPLICADAUNEFM.FILES.WORDPRE](https://TERMOAPLICADAUNEFM.FILES.WORDPRE)

CICLOS CON RECALENTAMIENTO

Este tipo de ciclos cuentan con dos y tres niveles de presión, esto hace que a humedad del vapor se disminuya en las últimas etapas de expansión de la turbina. Debido a la presencia del recalentador se logra aumentar la temperatura media de aportación de calor, teniendo como resultado un mayor rendimiento térmico del ciclo.

No hay que olvidar que al tener el recalentador dispuesto en la sección de alta presión, la producción de vapor a este nivel se ve afectada.

En los ciclos combinados de dos niveles de presión, el recalentamiento esta solamente en el nivel de alta presión mientras que en el nivel de baja es utilizado en gran medida para reducir la temperatura de los gases de escape de a CRC. Por otro lado, en los ciclos combinado con tres niveles de presión el vapor es expandido en el cuerpo de alta de la turbina y regresa a la caldera para ser recalentado, posteriormente ya recalentado el vapor vuelve a la turbina.

CICLOS SUPERCRÍTICOS

Para este tipo de ciclos hay uno, dos y tres niveles. El nombre de este tipo de ciclos es debido a que trabajan con presiones superiores a la crítica, en estas condiciones el agua realiza un cambio de fase sin una transición definida. En el diagrama de estos ciclos la horizontal desaparece y como resultado se obtiene una disminución de las perdidas exergéticas en la CRC. Al trabajar con este tipo de ciclos obtenemos un rendimiento mayor comparado con los ciclos subcriticos con recalentamiento.

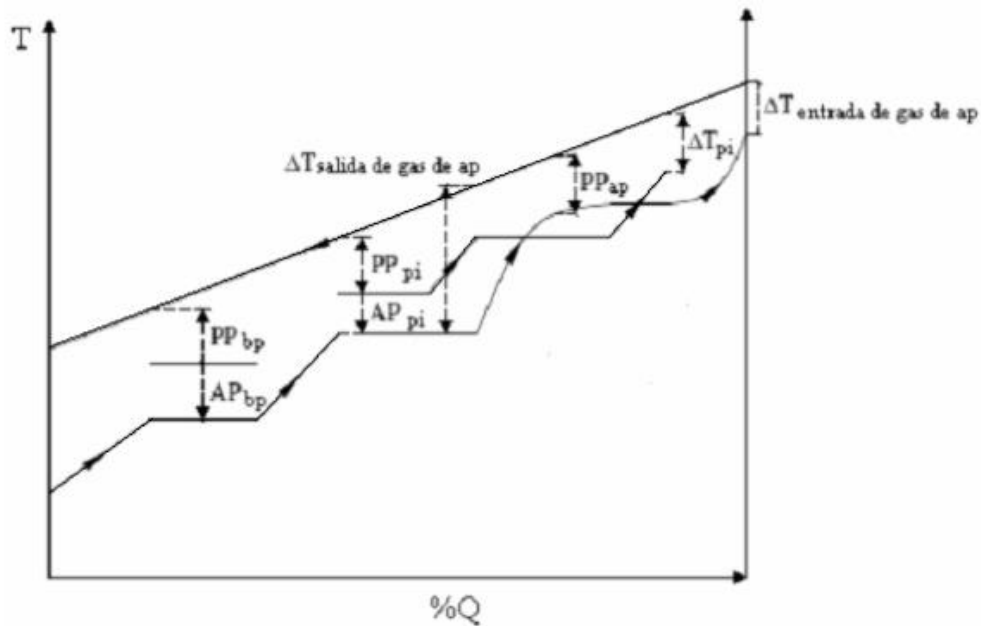


DIAGRAMA DE CICLO SUPERCRITICO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE [HTTPS://TERMOAPLICADAUNEFM.FILES.WORDPRE](https://termoaplicadaunefm.files.wordpress.com/)

CAPITULO II EMPRESA

2. GENERAL ELECTRIC

2.1 GENERAL ELECTRIC POWER

General Electric Power es un considerado líder mundial en la generación de energía eléctrica con un gran dominio en el apoyo de sus clientes para poder entregar electricidad de la mejor manera, dicha electricidad generada a partir de un amplio espectro de fuentes de combustibles.

El objetivo de esta generación de electricidad día a día aumenta, tanto en calidad como cantidad, gracias a las plantas digitales que GE propone, se cuenta con unas de las turbinas más eficientes en el mercado mundial, así como los mejores balances de la planta, actualización de soluciones y finalmente pero no menos importante el aprovechamiento de los datos mediante el software.

Todo esto se ha logrado gracias a la unión de las tecnologías de innovación con las que cuenta así como de las ofertas digitales que ofrece que hacen más asequible, confiable, accesible y sostenible el servicio ofrecido.

En nuestro país, se ha comenzado a invertir 200 millones de dólares desde el 2018 con un aproximado de finalización para el 2021 para la instalación de turbinas aeroderivativas y heavy duty, donde las primeras han sido originalmente para aeronaves pero han sido modificadas para la generación eléctrica con gas u otros combustibles. La meta para nuestro país es contar con 600 turbinas para los siguientes años, el rango de capacidad va desde los 18 hasta los 116 MW por lo que se ve una gran oportunidad para laborar con empresas mexicanas tales como Pemex, cFE y sector privado.

CAPITULO III DESCRIPCIÓN DEL PUESTO

INFORMACIÓN GENERAL

Nombre del puesto: Site Owner

Numero de plazas: 12

Ubicación: Eugenia 197, Narvarte Poniente, 03400 Ciudad de México, CDMX

RELACIÓN LABORAL

Jefe inmediato: Miguel Ángel Lopez Muñoz

Puesto del jefe: Team leader

Subordinados: mi puesto no lo requería

PROPÓSITO DEL PUESTO

El propósito general del puesto era asegurar que los sensores de las turbinas estuvieran configurados físicamente, así como los dispositivos conectados a los controladores (PLC) que proporcionaban el aseguramiento de la información generada por las termo turbinas de General Electric. Estas turbinas eran controladas y administradas de manera remota cuando no se encontraban dentro del país con ayuda de ingenieros mecánicos y técnicos presentes en el sitio. Desarrollándome como soporte L1 responsable de

las incidencias físicas y remotas básicas del cliente, también conocido como front-end. En esta parte de mi desarrollo profesional el principal trabajo era recolectar toda la información del cliente, del problema y determinar cual era la prioridad de dicha incidencia con un previo análisis del problema. Una vez que el problema fue identificado se podía decidir dentro de un catalogo de soluciones si este era un problema de hardware con los PLC o software y se procedía a resolver dicho problema, ya sea en las líneas físicas de comunicación o en la instalación re instalación de aplicaciones de software u upgrades de los PLC.

En mi segunda posición como ingeniero nivel L2 me desarrolle en un soporte técnico especializado, en este caso parte de dynamics y bently (frecuencia y vibraciones). Con este conocimiento se podía dar una resolución al problema de dichos sensores como se hacia en L1, con una intervención física o remota del software o hardware de los mismos.

3.1 EQUIPO DE TRABAJO

El equipo de trabajo que labora para GE Power and Water, es considerado un equipo nivel L1, L2 y L3 de aplicaciones y de soporte de hardware.. El objetivo principal es garantizar que la información específica generada por las turbinas localizadas en múltiples locaciones de los clientes de GE, sea archivada localmente y transferida a una central de datos llamada M&D.

Dentro del equipo de trabajo sobresalen dos categorías importantes de empleados, son las mas importantes ya que dentro de la segunda se encuentran todos los cargos que no están relacionados el primero, el cual solo incluye a los becarios:

1. Momentum
2. Colaborador

A lo largo de mi experiencia profesional he tenido la oportunidad de desarrollarme dentro de estos dos roles. En el primer rol me desarrolle por alrededor de 12 meses, en los cuales la empresa toma como prioridad los estudios de educación superior, con un horario de 35 horas a la semana y con un puesto único de Site Owner. A partir de Julio del año 2017 comencé mi carrera como colaborador, considerado como un puesto de tiempo completo teniendo que cumplir 40 horas a la semana y siendo parte de un nuevo rol llamado On-Call, donde a lo largo de una semana el colaborador en puesto tiene la tarea de atender cualquier emergencia del equipo Site Owners despues de las 8 horas diarias laboradas. En este rol de colaborador existe la posibilidad de incrementar tus conocimientos hasta alcanzar el rol de especialista.

Nuestro equipo de trabajo está distribuido en las siguientes localidades:

- Ciudad de México
- Aguascalientes

EQUIPOS DE TRABAJO EN EL MUNDO

[FOTO]. (2016, 1 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GENERAL ELECTRIC



- Atlanta
- La Coruña

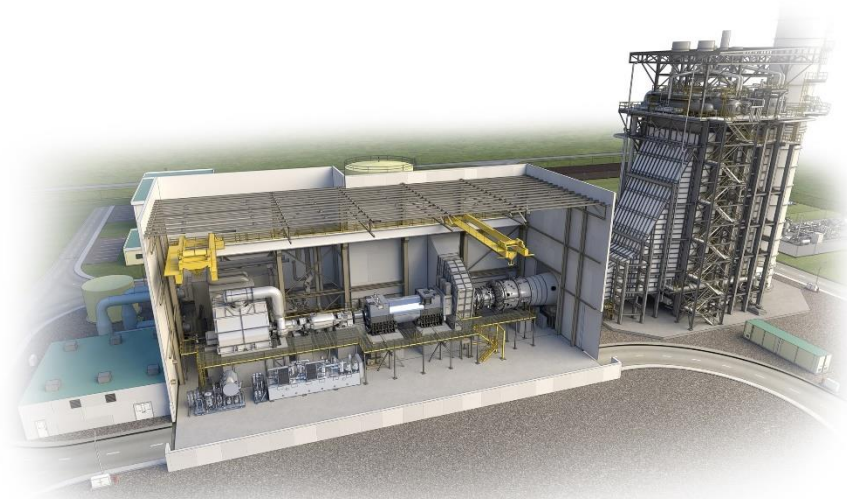
3.2 TERMO TURBINAS

3.2.1 FUNCIONAMIENTO

Las turbinas más usadas en el campo de la generación eléctrica son las PGT25 aeroderivadas, estas turbinas cuentan con más de 200 sensores que general alrededor de 300 datos por segundo de operación y desempeño cada hora, dicha información era recuperada primeramente por el equipo L1 para su análisis, dentro de estos problemas encontré defectos con todo tipo de sensores conectados a los PLC, vibraciones, tags, frecuencia, combustible, sistema de lubricación, de acuerdo al resultado del análisis del problema si podía ser resuelto la configuración, comunicación o transmisión de la información de los PLC's se resolvía caso contrario se escañaba a soporte L2, donde dependiendo el tipo de problema se transfería al dicho especialista. Una vez que llegue a este nivel los problemas de vibración y frecuencia de los PLC eran probados primero por configuración nivel software, después se probaban los lazos de los sensores a los PLC igualmente por software y como ultima instancia se consideraba un problema físico, donde podía ser desde un cable de comunicacion fallido hasta un reemplazo total del I/O pack (PLC) en cuestión.El centro donde se almacena la información tiene alrededor de 11 millones de horas de información recolectada de mas de 660 maquinas.

En el centro se crea un promedio de 1500 reportes con soluciones de anomalía por año. El análisis de los datos enviados por las turbinas es de gran importancia ya que esta información nos provee las herramientas para poder entregar recomendaciones a nuestros clientes, los cuales pueden evitar paradas de las turbinas no planeadas y prepararse de la mejor manera para una interrupción planeada donde se pueden lograr actualizar o mejorar algunos aspectos de las turbinas.

3.2.2 PLANTA DEL SITIO



Las plantas que operan en la mayoría de los sitios trabajan guiándose por el ciclo combinado antes descrito, esto tiene como resultado un aumento de la eficiencia de hasta 61% en carga base y de la flexibilidad operaciones para aplicaciones de 60 Hz.

Con la tecnología implementada por GE se puede lograr tener una planta cargada en menos de 30 minutos sin la necesidad de sacrificar eficiencia,

PLANTA DEL SITIO [FOTO]. (2016, 1 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GENERAL ELECTRIC PDF.

energía o partes físicas. Teniendo hasta 750MW en un ciclo combinado con una producción de 100MW por minuto rampa de velocidad siguiendo las garantías de emisiones. También es posible apagar hasta el 14% de la planta en carga base para mantenimiento.

Gracias a la innovación y flexibilidad de la arquitectura de nuestras plantas las emisiones de CO, CO₂ y NOx son reducidas de manera considerable, así como reducir los costos de combustible, mejorando las capacidades de despacho de energía.

Las partes que componen una planta de generación eléctrica de GE Power son por lo general:

1. Turbina D-17 de vapor con tres carcizas, cuatro rodamientos modulares en su arquitectura. Tiene una alta eficiencia debido a la tecnología HEAT que tiene en su construcción. Su capacidad de presión en la entrada es de 2 400 psi equivalente a 165 bar y tiene una capacidad térmica de 600°C, equivalente a 1 112°F de entrada.



GENERADOR H26 [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

2. Generador H26
Construido en una única pieza lo que permite que no se tenga que ensamblar en el sitio, siendo enfriado tanto el rotor como el estator con hidrogeno.

3. HRSG recuperador de calor
Construido para cumplir con los requerimientos de los ciclos de servicios ofrecidos por GE, al estar diseñado para adaptarse a específicos ciclos puede adaptarse a necesidades particulares del sitio si se necesitara.



HRSG RECUPERADOR DE CALOR [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

4. Controlador del sistema
En un sistema único diseñado para poder tener una fácil instalación, operación y mantenimiento. Gracias a sus características de diseño es estable, predecible y de gran confianza.



CUARTO DE CONTROL [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

5. Cuarto de control
Su tarea es buscar los algoritmos de funcionamiento, como resultado de esta tarea obtenemos un incremento en los diagnósticos lo que nos lleva a tener mas y mejores mantenimientos predecibles.

3.3 MONITOREO Y DIAGNÓSTICO

3.3.1 OSM

Un OSM (On Site Monitoring) de GE es un ordenador IBM PC, posee un NIC (Network Interface Card) para lograr la comunicación con Speedtronics paneles y un software propio para garantizar la transmisión de datos de una NIC al centro de monitoreo y diagnóstico de GE (M&D Center). Este ordenador esta localizado en el sitio del cliente en diferentes partes del mundo.

Debido a que GE tiene mas de 93 millones de horas de información de operación de las mas de 1600 turbinas monitoreadas alrededor del mundo, siendo capaz de obtener 200GW diarios, con 27 000 salidas de datos por hora es de suma importancia el uso de un OSM.

Las especificaciones generales de un OSM son:

- Servidor de Windows 2003, 2008 o 2012
- HP Proliant G6, G8 y mas reciente G9
- Dos discos duros de 500GB como máxima capacidad para C: y D:
- RAM de 4, 8 y hasta 16 GB
- iLO (Integrated Lights Out) esta es una tecnología que incorporan los servidores Proliant, nos permite configurar, actualizar y hacer uso de los equipos en forma remota aunque estos estén apagados.

La nomenclatura utilizada para poder reconocer los mas de 1600 OSM que monitoreamos es la siguiente:

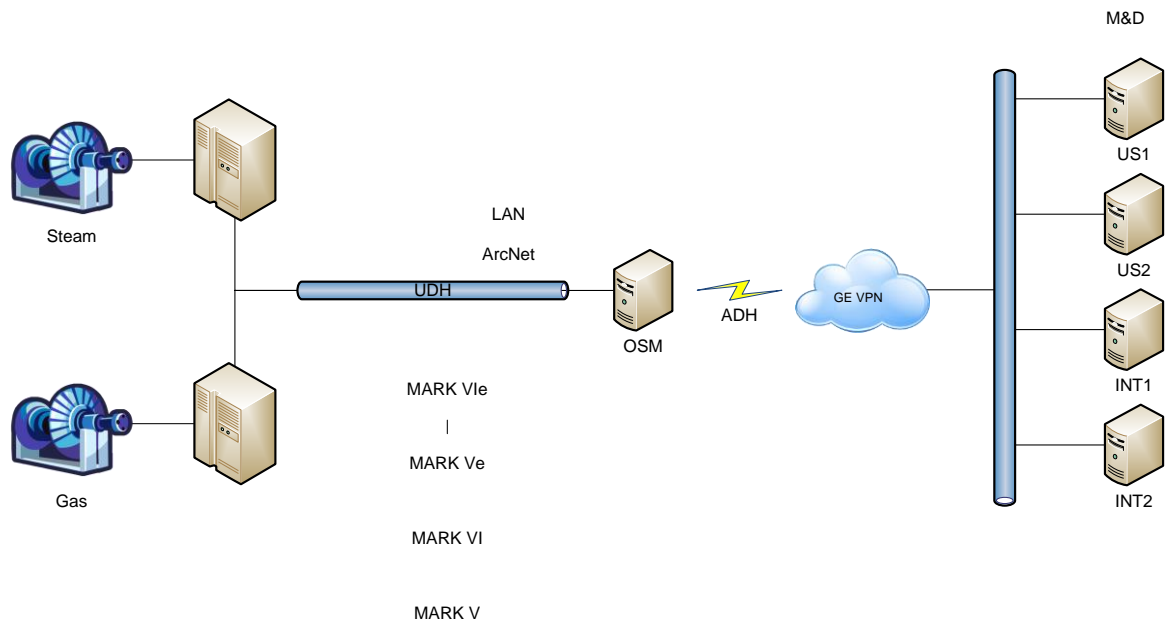
1. Para los OSM que no pertenecen a los Estados Unidos de America



2. Para los OSM localizados dentro de los Estados Unidos de America.



3.3.2 DISEÑO DE RED



DISEÑO DE RED [FOTO]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

Del lado izquierdo del diagrama anterior se observa los dos tipos de turbina monitoreadas, de gas y de vapor. Se detallarán en primera instancia las turbinas de gas. Procediendo de izquierda a derecha se observa como la turbina de gas o de vapor envía las señales de los sensores a un TCP encargado de transmitir por medio de la UDH (unit Data Highway) la información a los controladores (Mark Vie, MarkVe, MarkVI, MarkV), estos controladores a su vez envían la información a un OSM, donde se analiza, y configura la información para ser almacenada, si la información de los PLC es correcta esta información se manda a los servidores centrales para ser almacenada y poder proveer un diagnostico del performance de la turbina.

3.3.2.1 GT TURBINA DE GAS

Los modelos usados de turbinas de gas trabajan a 50 o 60Hz y son los siguientes:

- 9HA.01/9HA.02 (50 HZ)
- 7HA.01/7HA.02 (60 HZ)
- 9F.06 (50HZ), 7F.06 (60HZ)

El combustible usado en los modelos anteriores es:

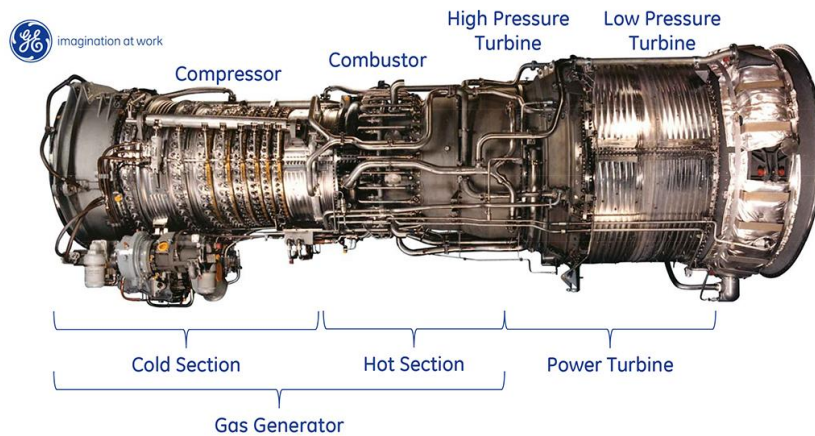
- Gas natural como principal combustible
- Diesel como combustible de reserva

Para la disminución de NOx pueden contar con alguna de las siguientes:

- DLN1
- DLN2.0
- DLN2.6

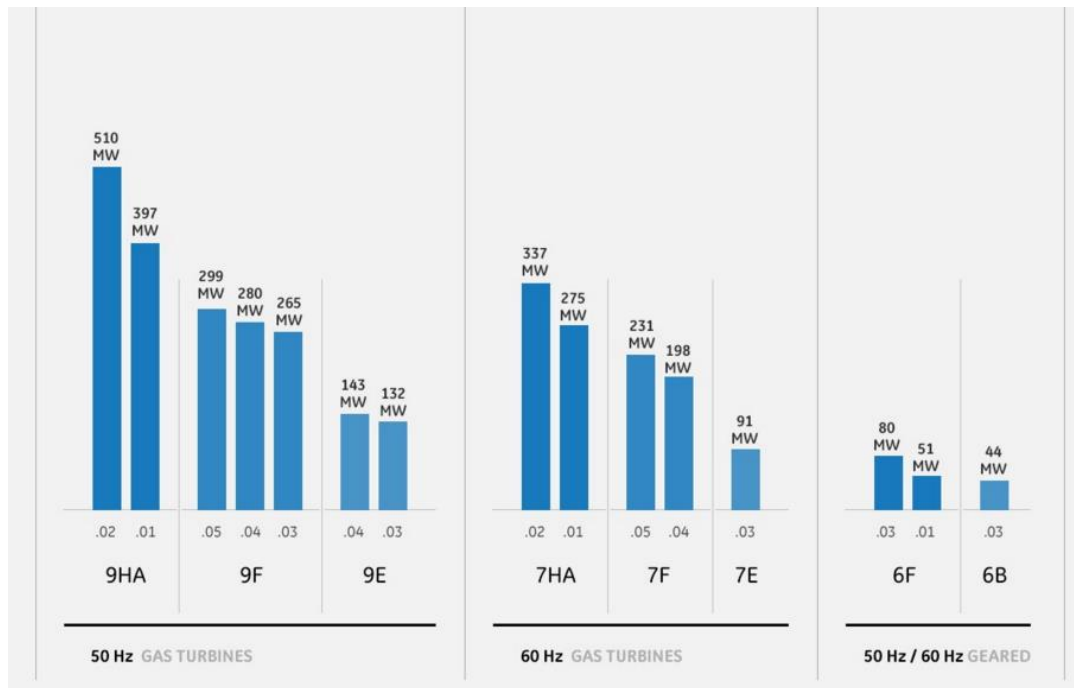
- DLN2.+...

Las módulos monitoreados de las turbinas son los mostrados a continuación, cabe mencionar que cada módulo tiene sensores los cuales transmiten la información relevante de cada módulo a los PLC.



MODULOS MONITOREADOS DE LA TURBINA [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

Y de acuerdo al modelo de turbina que se disponga en sitio, se tiene diferente producción de energía que se muestra en el siguiente grafico.



PRODUCCION DE ENERGIA [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

3.3.2.2 ST TURBINA DE VAPOR

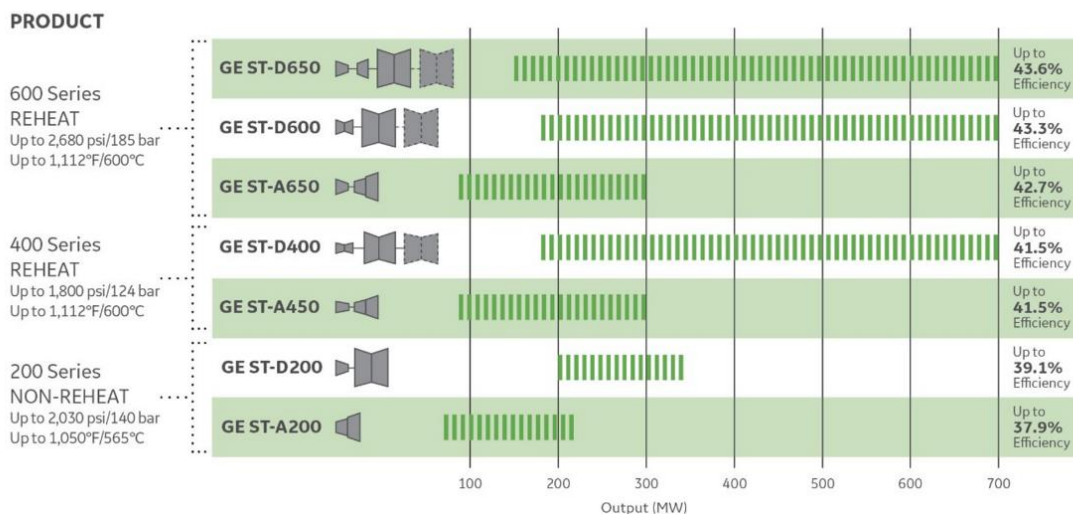
Por otro lado, para el caso de las turbinas de vapor estas son diseñadas de manera particular para cada sitio dependiendo de las condiciones que se requieran cubrir en el mismo. Los nombres de las señales monitoreadas no son medidos de la misma forma que las turbinas de gas, usualmente los alias son utilizados.

Los modelos monitoreados son:

- D650
- D600/D400
- A650/A450

Como se hizo mención en el marco teórico, las turbinas de vapor no son de gran utilidad a menos que se implementen en un ciclo combinado, de acuerdo a los modelos anteriores de turbinas se observa el siguiente grafico donde se observa la producción de energía eléctrica en ciclo combinado.

GE'S COMBINED-CYCLE STEAM TURBINES



RENDIMIENTO DEL CICLO COMBINADO [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

Dentro de todas las señales que pueden monitorearse para ambas turbinas las más comunes son:

1. TNH la cual nos indica la velocidad de la turbina y esta dada en %
2. L52GX es un lógico y nos indica el status del generador

DWATT dado en MW, nos indica cuanta electricidad esta siendo generada por la turbina.

3.3.4 HARDWARE

En el apartado 4.1 se mencionaron algunos tipos de OSM, dentro de estos encontramos el G9, del cual se explicará más a fondo a lo largo de esta sección debido a que es el tipo de OSM más usado, sin embargo las conexiones que a continuación se explicarán son similares para los otros dos tipos.

Dentro de una planta de generación eléctrica el o los OSM ya sea el caso juegan un rol muy importante ya que con ellos se recolecta y envían los datos que nos interesan. Actualmente GE proporciona a sus clientes el servidor HP Proliant DL380P G9 tanto para la recolección de la información como la comunicación.

El OSM G9 cuenta con:

- Para el servidor de Windows 2008
 - o 3 discos duros de 300GB cada uno configurado en un arreglo RAID-5
 - o Tiene un doble power supply de 400W
 - o iLo
- Múltiples conexiones para poder recolectar información de hasta 6 turbinas dependiendo de la aplicación.
- En el caso de que contar con el servidor Windows 2012 R2

- Se cuenta con un ambiente virtual.
- La virtualización le permite al OSM poder tener múltiples instancias en el mismo OSM



Cuando un OSM es instalado en un sitio, dicha instalación se tiene que presentar con los elementos necesarios para asegurar el correcto funcionamiento del OSM. En la imagen siguiente se muestra una propia configuración de un rack y posteriormente se

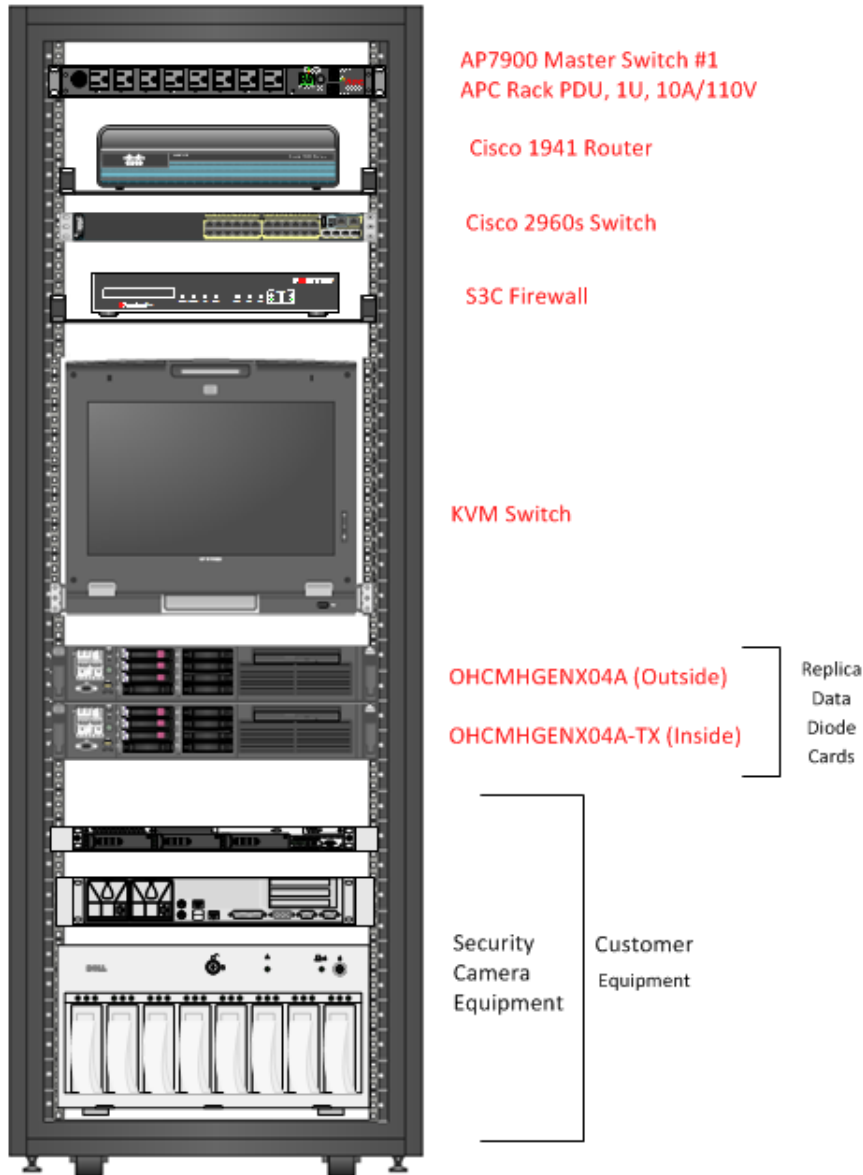
- | | |
|--|---|
| <ul style="list-style-type: none"> 1 PCI Slots (Slots 1-3 top to bottom, riser shipped standard) Optional serial port Power supply Power connection HPE Flexible Slot Power Supply bay 2 (800w shown) Power supply Power LED VGA connector Dedicated iLO connector Unit ID LED | <ul style="list-style-type: none"> 2 PCI Slots (Slots 4-6 top to bottom, requires second riser card, and second processor) 4 Optional rear 2 SFF HDD (supported in 24 SFF or 12 LFF front end) 6 Power supply Power LED 8 Power supply Power connection 10 HPE Flexible Slot Power Supply bay 1 (800w shown) <i>NOTE: Optional Micro UPS option</i> 12 Embedded 4x1GbE Network Adapter 14 USB 3.0 connectors (2) 16 Optional FlexibleLOM ports (Shown: 4x1GbE) |
|--|---|



- | | |
|---|---|
| <ul style="list-style-type: none"> 1 Quick removal access panel 3 Optional Optical drive. Requires Universal Media bay 5 Drive Bay 2. Blank shown, 8SFF or 6NVMe optional 7 Power On/Standby button and system power LED button 9 NIC status 11 USB 3.0 13 Bay 3 15 Bay 1 | <ul style="list-style-type: none"> 2 Universal Media bay. 2 USB 2.0 and VGA standard (8SFF bay optional) 4 Optional 2 SFF HDD, blank shown. Requires Universal Media bay 6 8 SFF Drive Cage Bay 8 Health LED 10 UID button 12 Serial label pull tag 14 Bay 2 |
|---|---|

OSM INSTALADOS EN EL CONTROL ROOM [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

OSM Rack Components



Explicando el diagrama anterior de arriba hacia abajo:

1. AP7900 Master switch #! APC rack PDU

Su tarea es garantizar una alimentación redundante a los puntos criticos, asegurando la conmutacion entre dos fuesntes alternativas e independientes. La conmutacion es producida de

forma automática cada vez que la línea que alimenta la carga se sale de los valores de tolerancia admitidos.

2. Cisco 1941 Router

Este tipo de router es elegido ya que tiene una alta aceleración de cifrado integrada en hardware, firewall opcional, prevención de intrusiones y servicios de aplicaciones.

3. son switches

4. Cisco 2960s switch

Ethernet apilables de configuración fija que ofrecen conectividad Gigabit y Fast Ethernet

5. S3C Firewall

Es un tipo de firewall que se explicará más adelante cuando se vea la topología de red.

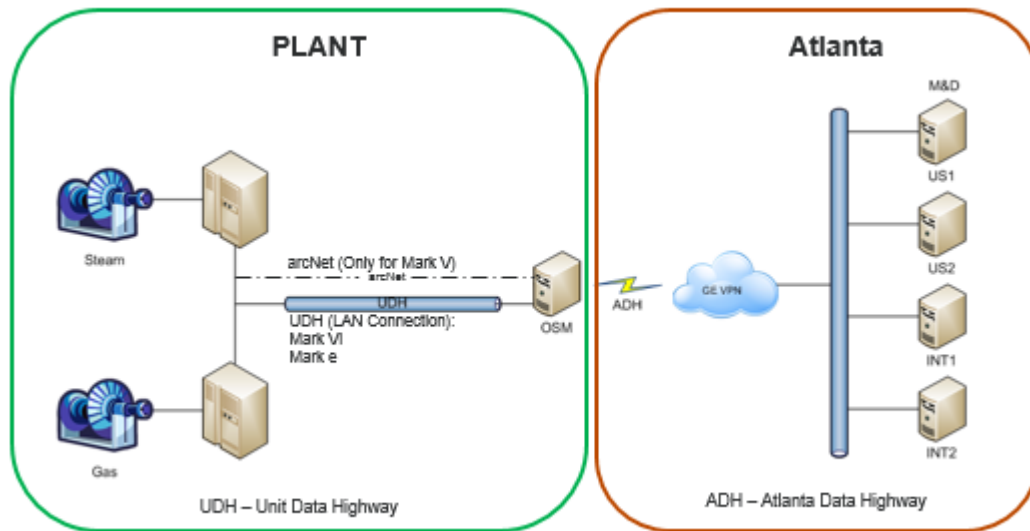
6. KVM Switch

Es un elemento que permite soportar múltiples items, en el caso de las plantas termo eléctricas servidores como HMI, RSG o DCS en el mismo rack para ahorrar espacio.

7. OHCMHGENX04A y OHCMHGENX04A-TX son dos OSM.

3.3.5 TRANSFERENCIA DE DATOS.

Los datos viajan de la siguiente topología de red:



TRANSFERENCIA DE DATOS DE LOS CONTROLADORES DE LA TURBINA A LA BASE DE DATOS CENTRAL [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

El proceso es el siguiente:

1. La información es recolectada de las turbinas, ya sea de gas o de vapor y son enviadas a los controladores, que pueden ser de tipo MarkV, MarkVe, MarkVI o MarkVie
2. Esta información viaja al OSM, que está conectado tanto a la UDH (Unit Data Highway) como a la ADH (Atlanta Data Highway). Como se ve en la topología, se usa una conexión LAN para todos los

controladores excepto para los MarkV, para este tipo de controladores la información es enviada a través de la arcNet.

3. Una vez que la información llega al OSM, este la envía a través de la ADH hacia los servidores centrales que son INT1, IKNT2, US1, US2 y M&D para ser monitoreados por los ingenieros.

En el proceso de transferencia de datos, se hace uso de un elemento llamado Media Converter, este es un convertidor de conexión Ethernet a fibra y viceversa. También es nombrado Network Switch, para el caso de la transferencia de información de datos se usa ya que el OSM esta conectado al Network Switch router, que tiene como tarea interpretar el trafico de datos de la UDH y de la ADH, esta interpretación tiene el nombre de MDH.

3.3.5.1 REDES

Los tipos de redes usados en la transferencia de los datos son:

1. UDH

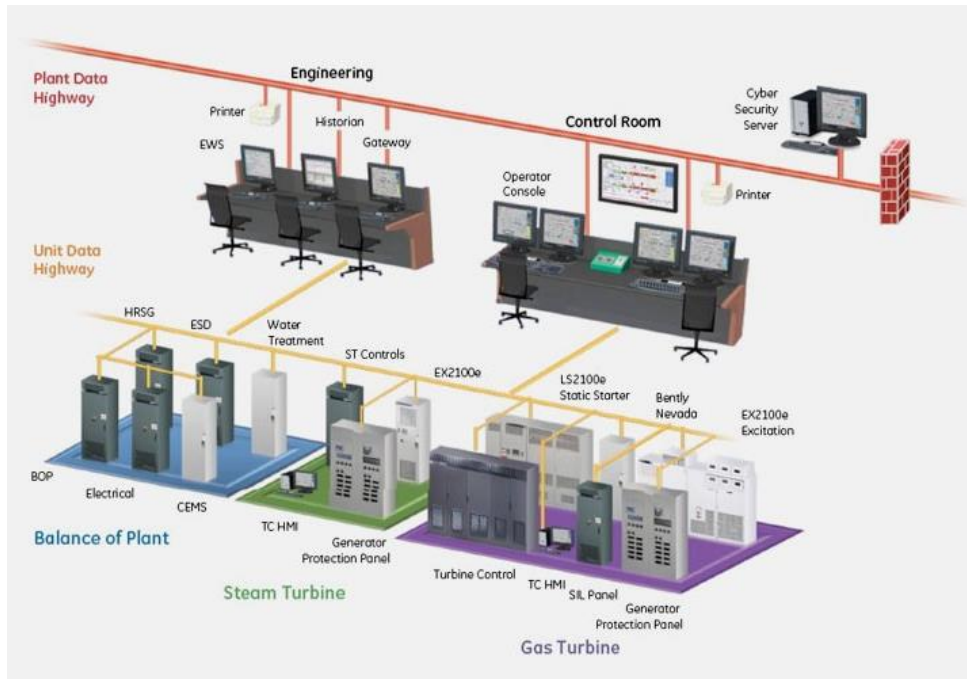
Unit Data Highway, en esta red todos los dispositivos del cliente están conectados, tales como controladores, excitadores, OSM, etc.

2. ADH

Por sus siglas Atlanta Data Highway, en esta red todos los dispositivos de GE están conectados, dentro de estos dispositivos podemos encontrar las EDAS, Bently, etc. Esta red tambien es la usada por el OSM para transferir los datos a central.

3. PDH

Como su nombre lo indica, Plan Data Highway, es la red interna del cliente donde todos sus dispositivos están conectados, como parte del equipo de GE no se tiene acceso a esta red.

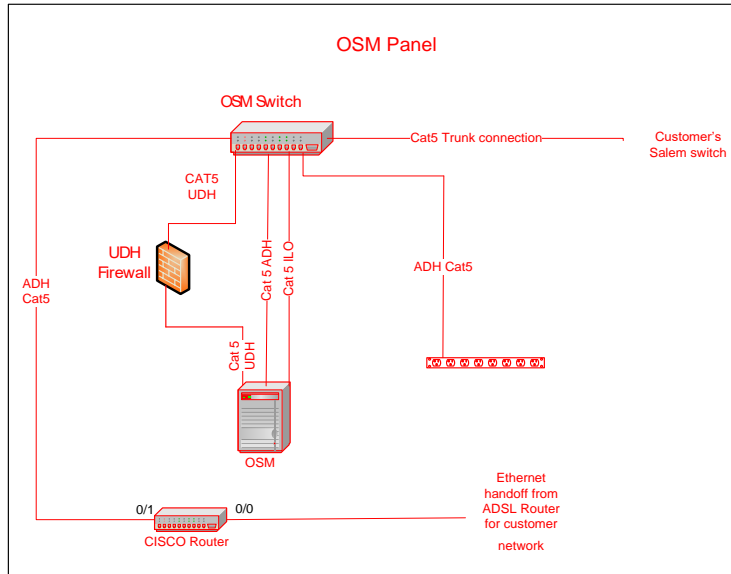


REDES DE CONTROLADORES DE LA TURBINA [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

3.3.5.2 FIREWALL

Para asegurar la transferencia de datos la red por la que viajan estos debe de ser una red fiable, para lograr esto se hace uso de Firewalls, que tienen como finalidad monitorear y controlar la entrada y salida de información basado en reglas.

FIREWALL DE CONTROLADORES DE LA TURBINA [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1



Uno de los firewall más usado es el S3C, de acuerdo a sus siglas Support Segment SEcurity Connector, es manufacturado por Fortinet y es implementado como firewall de la UDH, es decir esta entre la UDH y el OSM para evitar el acceso de dispositivos no autorizados.

Fortinet Fortigate 80C



Figure 1: S3C - Fortigate 80c interface Panel (Two OSMs or RSG)

INTERNAL 1	Plant controller network (UDH)
DMZ	Administration connection maintained by site IT (connection not necessary for OSM operation), connected to any open OSM interface
WAN 1	Connection to the UDH network interface on the OSM1
WAN 2	Connection to the UDH network interface on OSM2 or RSG

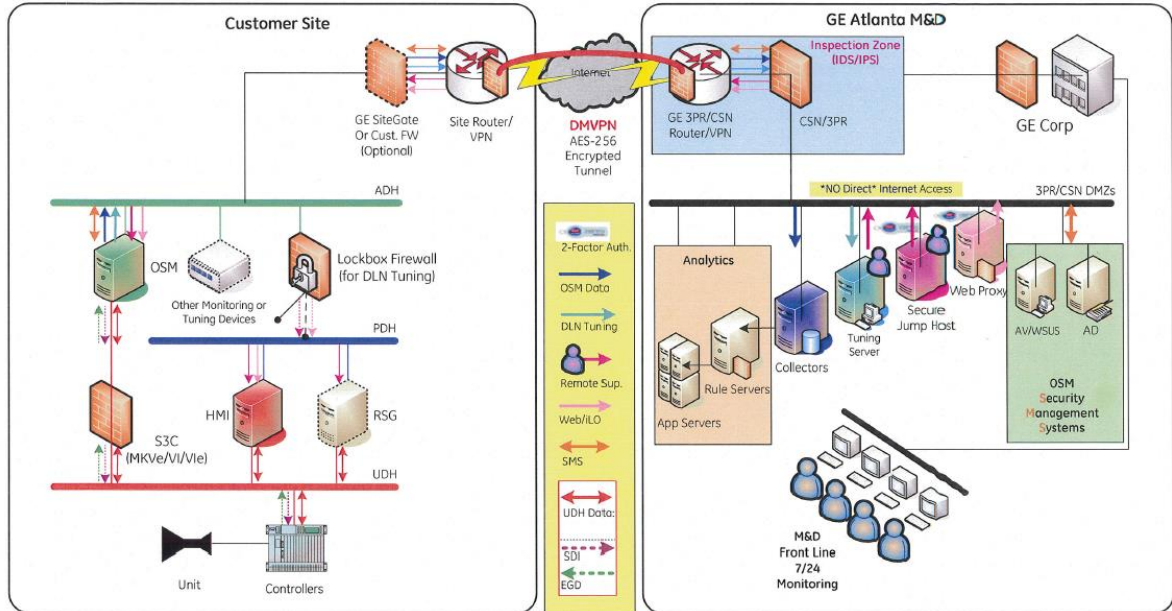
Note: S3C above is used when a combination of two OSMs, one OSM/one RSG, or two RSGs are co-located near the S3C firewall. As of mid-2014, the RSG was integrated with the OSM.

FORTINET FORTIGATE 80C DE LA TURBINA [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

Los dos tipos de conexiones que se tienen son:

1. DMVPN

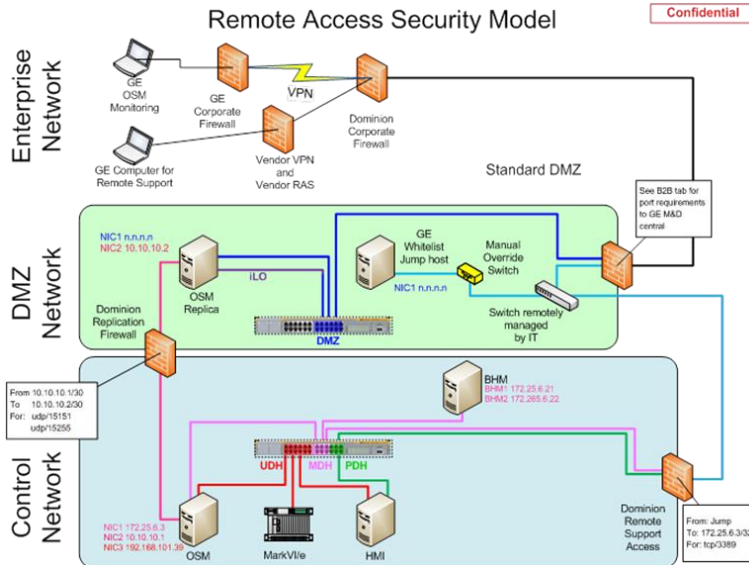
Es una red dinámica privada virtual de multipuntos, es una red segura que intercambia información entre sitios sin tener que pasar por un tráfico de datos, esto lo logra a través de organizaciones sedes virtuales privadas (VPN) ya sea con servidores o routers.



REDE DMVPNDE CONTROLADORES DE LA TURBINA [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

2. IPSEC TUNNEL

Es un protocolo de internet de seguridad, que tiene como tarea asegurar las comunicaciones autenticando y encriptando cada IP de una sesión de comunicación.

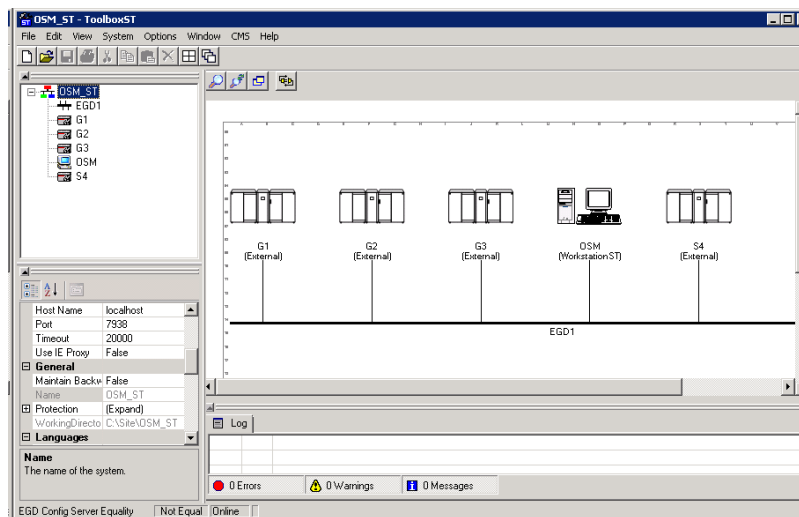


IPSEC TUNNEL DE CONTROLADORES DE LA TURBINA [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

3.3.5.3 SOFTWARE

Para lograr administrar los datos que generan las turbinas se hace uso de los siguientes softwares para los PLC:

- ToolboxST

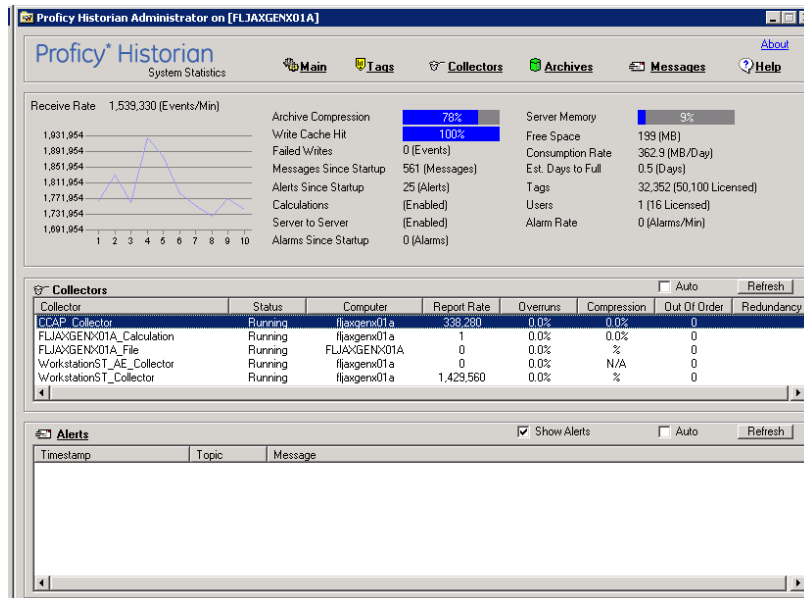


TOOLBOX CONTROLADORES DE LA TURBINA [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

En esta imagen podemos ver del lado izquierdo que se encuentran las unidades agregadas al OSM. En este software todas las señales enviadas al OSM pueden ser visualizadas, no importa si son datos negativos o positivos. Los controladores son agregados o eliminados en este software, al igual que otros elementos tales como bently, exciters, safety controllers etc. En este software se agregan los PLC de manera remota y se prueban que funcionen de acuerdo a las necesidades de la turbina.

- iHistorian Administrator

En la interfaz mostrada abajo, se visualizan los tipos de colectores por los que la información es recolectada. El número de colectores no es el mismo para todos los OSM pero los básicos son: Calculation Collector, Workstation Collector, CCAP Collector y File Collector. Cada uno de estos colectores posee tags propios, los cuales pueden ser editados de acuerdo al criterio de cada sitio.



HI-HISTORIAN DE LA TURBINA [FOTO]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

3.3.5.4 CONTROLLER TAGS

DATA

La principal función de un OSM es recolectar datos de la información generada por la turbina en operación. Estos datos son archivados localmente en el OSM que está en la planta y como uno de los pasos importantes es mandar esta información a los servidores centrales (M&D)

TAGS

Un tag queda definido como un punto único de información, para nuestro caso cada turbina al generar mucha información que es recolectada por el OSM, se le debe de asignar un nombre cada señal, llamada tag. Nuestros tags tienen la siguiente forma:

[Prefijodelaunidad].[Nombre delTag]

Algunos tags son obtenidos directamente del controlador, del BHM rack, del DCS o de las EDAS. Pero algunos otros no vienen directamente de estos dispositivos y son calculados en el OSM.

Los tipos de tags que son monitoreados son:

- lógicos y analógicos provenientes llamados "Tags del controlador"
- Tags provenientes de las EDAS, Bentley.
- Reglas de salida, llamadas CCAP
- Tags de mantenimiento y tags de la información del OSM, obtenidos por el Calculation Collector

Como se dijo en esta sección, algunos tags son calculados y estos son los de CCAP y Calculation Collector. Una clasificación más fácil es por la fuente de donde provienen y son:

- Del Controlador

- De otros dispositivos como EDAS, DCS, Bentley, PI Server
- Los calculados

Hay algunos tags que siempre van a archivar no importa que tipo de controlador sea:

- TNH nos indica la velocidad de la turbina
- DWATT nos dice cuantos Watts están siendo producidos por la turbina
- BB1 indica la vibración del sensor

Controller Tags

Point Name	Value	Units	Local Timetag
t1.tnh	99.972656	%	2016-04-13 12:37:38.000
t1.dwatt	159.875000	MW	2016-04-13 12:37:38.000
t1.bb1	0.104980	in/s	2016-04-13 12:37:38.000
t2.tnh	99.972656	%	2016-04-13 12:37:38.000
t2.dwatt	162.656296	MW	2016-04-13 12:37:38.000
t2.bb1	0.121826	in/s	2016-04-13 12:37:38.000

CCAP Tags

Point Name	Value	Units	Local Timetag
t1.max_hi	1.235		2016-04-13 12:40:17.500
t1.hth.gt.trp	1	INDEX	2016-04-13 12:40:17.500
t1.hth.cdm	1.0		2016-04-13 12:40:17.500
t2.max_hi	1.245		2016-04-13 12:40:17.500
t2.hth.gt.trp	1	INDEX	2016-04-13 12:40:17.500
t2.hth.cdm	1.0		2016-04-13 12:40:17.500

EJEMPLO DE TAGS DE LOS CONTROLADORES DE LA TURBINA [Foto]. (2016, 12 FEBRERO). RECUPERADO 5 ABRIL, 2019, DE GEA31542A_MARK_VIE_PLATFORM_UPGRADE_FACT 1

La configuración de los tags en el OSM depende del tipo de controlador que haya en este:

- Para Mark V
Los folders con los tags se almacenan en en C:\Site\unidad y puedes ser jalados manualmente por la gente del sitio desde el HMI o el HMI Master
- Para Mark VI
Se encuentran en un archivo llamado M6B y este archivo tiene que ser el mismo que el que esta en el HMI o HMI Master
- Para Mark Ve o Mark Viese encuentran en el OSM TCW Project y los tags son obtenido automáticamente del controlador TCW.

CONCLUSIONES

A lo largo de la carrera de ingeniería mecatrónica, muchas veces no lograba comprender el porque es una carrera multidinamica, lo que la hace contener más conocimientos, en cuanto número de años, que otras carreras. Egresada de la carrera antes mencionada pude comprender y aplicar todo lo adquirido durante mi vida académica, la pro actividad mostrada y casi obligada día a día por los catedráticos de nuestra universidad, el dinamismo para poder resolver los problemas antes teóricos y ahora reales en mi actual empleo, la habilidad que a través de estos cinco años adquirí para poner construir relaciones con diferentes tipos de personas, caracteres, etc. El desarrollo del trabajo en equipo se ve sumamente reflejado en mí día a día, ya que al igual que algunos proyectos universitarios, el apoyo dentro de mi equipo de trabajo nos permite generar buenos resultados pero a la par tener un ambiente de trabajo amigable, estable y sobre todo de confianza. Dejando atrás el conocimiento empírico social, considero que dentro del ámbito teórico/practico adquirido a lo largo de mi desarrollo como ingeniero macatrónico, las bases han sido muy claras desde las materias inscritas desde el primer semestre, cultura y comunicación para un desarrollo personal y social, costos e ingeniería económica que me ha permitido establecer un conocimiento más sólido de como es y cómo funciona una empresa, los ingresos que obtendré etc. Para tercer semestre teniendo una de las bases que me han ayudado demasiado en el proyecto de General Electric con Termodinámica, dando inicio de mis conocimientos sobre las máquinas de vapor y teniendo un panorama general del Ciclo de Carnot, para cuarto semestre con la materia Termodinámica Aplicada pude reafirmar los conocimientos básicos, pero esta vez aplicándolos de una forma más real a las maquinas instaladas en el Edificio Principal. Mecánica de fluidos, Mecánica de Solidos, Ingeniería de materiales, Laboratorio de Maquinas Térmicas, Mecanismos, Ingeniería de Manufactura, entre otras muchas las he aplicado de manera conveniente para poder desarrollarme de la mejor manera dentro del área laboral, creo que mi conocimiento aplicado sobre los ciclos combinados, así como de las partes computacionales ha sido eficiente, ya que aunque el rol de trabajo no me permite aun trabajar físicamente con las turbinas me parece que es muy importante poder conocer su funcionamiento para saber el tipo de operación que conlleva cada uno, para la interpretaciones de las señales que estas arrojan día a día, para su diagnóstico y para saber que tratamiento seguir.

REFERENCIAS

- Cisco . (2015). Switches Cisco Catalyst series 2960-S/2960-SF. 2019, de Cisco Sitio web: https://www.cisco.com/c/dam/global/es_mx/partners/sell/switches/pdf/C45_726509_00_2960_S_2960_SF_Series_AAG_v2a_Spa.pdf
- Cisco. (2016). Cisco Integrated Services Routers 1900 Series. 2019, de Cisco Sitio web: https://www.cisco.com/c/dam/global/es_mx/assets/docs/pdf/1941_data_sheet_c78_556319.pdf
- Riello elletronica. (2017). Sistemas de Distribución. 2019, de Riello elletronica Sitio web: <https://www.riello-ups.es/products/5-sistemas-de-distribucion/37-master-switch-trifasico>
- Emilio Rivera Chavez . (2009). Brayton Cycle. 2019, de UTO - FNI Dpto. Ing. Mecánica Sitio web: http://docentes.uto.edu.bo/eriverac/wp-content/uploads/CICLO_BRAYTON.pdf
- ING GELYS GUANIPA RODRIGUEZ . (2009). TERMODINÁMICA APLICADA . 2019, de COMPLEJO ACADÉMICO EL SABINO AREA DE TECNOLOGÍA Sitio web: <https://termoaplicadaunefm.files.wordpress.com/2009/02/guia-tema-41.pdf>
- Francisco Miranda. (2010). Ciclo Rankine. 2019, de Complejo academico punto fijo Sitio web: <https://conversionenergi aunefm.files.wordpress.com/2009/05/guia-ciclo-rankine-iii-09.pdf>
- General Electric . (2016). Mark* VI to Mark* VIe Control Platform Upgrade. 2019, de GE oil and gas Sitio web: [gea31542a_mark_vie_platform_upgrade_fact_sheet_r1.pdf](#)