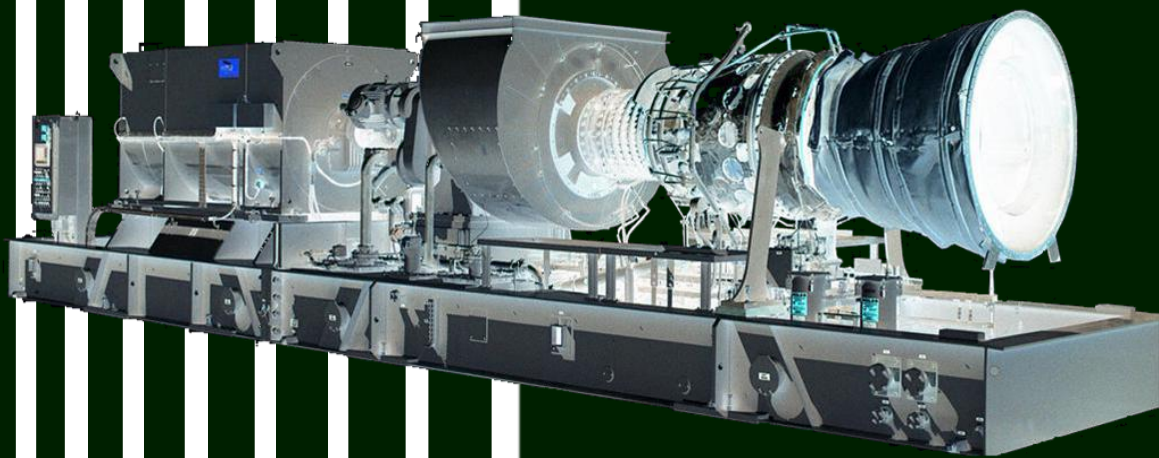


**ANÁLISIS DE LAS TECNOLOGÍAS  
PARA DISMINUIR LA  
TEMPERATURA DEL AIRE EN LA  
SUCCIÓN DEL COMPRESOR Y SU  
INFLUENCIA SOBRE LOS  
INDICADORES ENERGÉTICOS EN  
UNA PLANTA COGENERADORA CON  
TURBINA A GAS (TG) Y GENERADOR  
DE VAPOR RECUPERADOR DE  
CALOR (HRSG'S)**

**DAVID JULIÁN NIEVES GÁMEZ**



**2011**





**ANÁLISIS DE LAS TECNOLOGÍAS PARA DISMINUIR LA  
TEMPERATURA DEL AIRE EN LA SUCCIÓN DEL COMPRESOR Y SU  
INFLUENCIA SOBRE LOS INDICADORES ENERGÉTICOS EN UNA  
PLANTA COGENERADORA CON TURBINA A GAS (TG) Y  
GENERADOR DE VAPOR RECUPERADOR DE CALOR (HRSG'S)**

**DAVID JULIÁN NIEVES GÁMEZ**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
CARTAGENA D. T. & C.**

**2011**

**ANÁLISIS DE LAS TECNOLOGÍAS PARA DISMINUIR LA  
TEMPERATURA DEL AIRE EN LA SUCCIÓN DEL COMPRESOR Y SU  
INFLUENCIA SOBRE LOS INDICADORES ENERGÉTICOS EN UNA  
PLANTA COGENERADORA CON TURBINA A GAS (TG) Y  
GENERADOR DE VAPOR RECUPERADOR DE CALOR (HRSG'S)**

**DAVID JULIÁN NIEVES GÁMEZ**

**TRABAJO DE GRADO PRESENTADO COMO REQUISITO PARA  
OPTAR POR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**CON LA DIRECCIÓN DE:  
BIENVENIDO SARRIÁ LÓPEZ  
PhD, MSc, ME, Bc h**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
CARTAGENA D. T. & C.**

**2011**

**Nota de Aceptación:**

---

---

---

---

---

---

**Director del Proyecto de Grado**

---

**Jurado**

---

**Jurado**

Bogotá D. C., agosto 23 de 2011

Señores

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR**

Atn: Comité Curricular de la Dirección de Programa de Ingeniería Mecánica

E. S. M.

Con toda atención me permito hacer entrega formal para su consideración y estudio del presente Trabajo de Grado que lleva como título **“ANÁLISIS DE LAS TECNOLOGÍAS PARA DISMINUIR LA TEMPERATURA DEL AIRE EN LA SUCCIÓN DEL COMPRESOR Y SU INFLUENCIA SOBRE LOS INDICADORES ENERGÉTICOS EN UNA PLANTA COGENERADORA CON TURBINA A GAS (TG) Y GENERADOR DE VAPOR RECUPERADOR DE CALOR (HRSG'S)”**. Este documento se realizó como requisito parcial para obtener el título de INGENIERO MECÁNICO y ha sido desarrollado bajo los lineamientos y normas establecidas previamente.

Agradeciendo la atención a la presente y con sentido de admiración, cordialmente,

---

DAVID JULIÁN NIEVES GÁMEZ

C.C.: 80'876.351 de Bogotá

## AUTORIZACIÓN

Yo, **DAVID JULIÁN NIEVES GÁMEZ**, mayor de edad y domiciliado en la ciudad de Bogotá D. C. e identificado como consta al pie de la presente, de manera libre y espontánea, manifiesto en este documento mi voluntad de ceder a la **UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR** los derechos patrimoniales, consagrados en el artículo 72 de la Ley 23 de 1982 sobre Derechos de Autor, del trabajo final denominado **ANÁLISIS DE LAS TECNOLOGÍAS PARA DISMINUIR LA TEMPERATURA DEL AIRE EN LA SUCCIÓN DEL COMPRESOR Y SU INFLUENCIA SOBRE LOS INDICADORES ENERGÉTICOS EN UNA PLANTA COGENERADORA CON TURBINA A GAS (TG) Y GENERADOR DE VAPOR RECUPERADOR DE CALOR (HRSG'S)** producto de mi actividad académica para optar el título de **INGENIERO MECÁNICO** de la Universidad Tecnológica de Bolívar.

La Universidad Tecnológica de Bolívar, entidad académica sin ánimo de lucro, queda por lo tanto facultada para ejercer plenamente los derechos anteriormente cedidos en su actividad ordinaria de investigación, docencia y extensión. La cesión otorgada se ajusta a lo que establece la Ley 23 de 1982. Con todo, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada con arreglo al artículo 30 de la Ley 23 de 1982. En concordancia suscribo este documento que hace parte integral del trabajo antes mencionado y entrego al Sistema de Bibliotecas de la Universidad Tecnológica de Bolívar.

Dado en la ciudad de Bogotá D. C., a los 23 días del mes de agosto de 2011.

---

DAVID JULIÁN NIEVES GÁMEZ  
C.C.: 80'876.351 de Bogotá

*JUSTAMENTE LE QUIERO DEDICAR ESTE LOGRO AL SER QUE LE DEBO DOBLEMENTE LA VIDA; PRIMERO CUANDO ME PERMITIÓ VENIR A ESTE MUNDO HACE 26 AÑOS Y LUEGO, HACE UN AÑO ME DIO UNA NUEVA OPORTUNIDAD DE SEGUIR ADELANTE. GRACIAS **DIOS** POR SER MI PAPÁ Y MI MEJOR AMIGO.*

*UNA MUJER, LA QUE ME TRAJÓ AL MUNDO Y LA QUE HA LUCHADO POR FORMARME LO QUE SOY HOY EN DÍA, A MI MAMA, **FANNY**. TE QUIERO. Y LO QUE LO QUE SOY ES GRACIAS A TI.*

*ADEMÁS A MI ABUELA **MARQUEZA**, QUE HA SIDO UN APOYO PARA NOSOTROS. Y EN VIDA TE DEDICO UNA PARTE DE ESTE TRABAJO.*

*NO PUEDO DEJAR POR FUERA A TODAS ESAS PERSONAS QUE A TRAVÉS DE SUS ORACIONES Y ATENCIONES HAN SIDO PARTICIPES DE ESTE PASO. GRACIAS POR ESTAR ALLÍ.*

## **AGRADECIMIENTOS**

A **DIOS**, quien me dio el privilegio de vivir y de poder superar este escalón para obtener el título como profesional. Porque me ha guiado en cada paso que doy y porque me ha guardado día a día. Y por ser ese papá y ese amigo incondicional.

A mi **MAMÁ** por todo ese esfuerzo que ha hecho para sacarme adelante dignamente. Por su dedicación, su amor, su comprensión e incondicionalidad. Te agradezco toda mi vida mamá por lo que has hecho y por lo que has dejado a un lado por mi bienestar y por esos innumerables esfuerzos y sueños pospuestos por brindarme estabilidad y lo mejor que una madre puede hacer por su hijo. Además por permitirme conocer de DIOS el mejor regalo. Que junto a ti han sido mis soportes más fuertes.

A mí **ABUELA**, que ha sido un soporte y una ayuda en momentos difíciles y una compañía para nosotros. Además porque le dio la vida a mi mamá. Gracias Marquesa.

A mis profesores, **BIENVENIDO SARRIÁ** por su dedicación y por la amistad que me brindó para poder culminar este trabajo, y por entregarme ese conocimiento al final de mi carrera y brindarme la oportunidad de poder hacer el presente documento, por su apoyo, su experiencia y su consejo. A **LUIS MAJANA** por todos sus consejos y sus palabras acertadas que me transmitió, además por su amistad incondicional y su interés por culminar mi carrera y por mi bienestar profesional. A **JUAN FAJARDO**, que me animó a no desfallecer en la carrera y que me ayudó a perfilarme profesionalmente.

Adicionalmente a **ALFREDO ABUCHAR** y **VLADIMIR QUIROZ** por su colaboración. Y un agradecimiento póstumo a **JUSTO RAMOS**.

A mi gran amigo **JUAN DIAZGRANADOS**, por colaborarme en la redacción y elaboración del presente documento y por su amistad incondicional y apoyo moral. Y a **LINA MORAN** y su familia por estar pendiente de cada etapa y por ser un apoyo emocional y espiritual, además de una gran amiga y mujer.



A **MARIA CANDELARIA ESCOBAR** y a **CATIUSCA GOMEZ** por su valiosa colaboración, guía y dedicación para sacar adelante mi proyecto profesional. Así como a María Aguirre, Roxana Pájaro, Lersy Buelvas y Yerlis Ballesteros por su amistad y colaboración siempre incondicional.

Y por ultimo al Ingeniero **LUIS FERNANDO LESMES**, por el tiempo, la información, la ayuda y sobre todo la confianza suministrada para poder realizar este trabajo de grado. Sin su oportunidad no hubiese sido posible completarla.

Un agradecimiento público y especial a la Universidad Tecnológica de Bolívar, por ser mi Alma Mater y por brindarme la oportunidad de ser uno de sus hijos; al Ministerio de Minas y Energía, a la Unidad de Planeación Minero Energética (UPME), a ECOPETROL, a la Universidad Nacional de Colombia, a la Universidad de América, a la Universidad de Los Andes, a la Universidad de EAFIT, a la Universidad del Norte y a la Biblioteca Nacional de Colombia por la información y colaboración que me brindaron durante mi investigación y por permitirme aprehender de sus experiencias para aplicarlas en este trabajo.

## RESUMEN

Este proyecto realiza un estudio teórico de las diversas tecnologías que existen para disminuir la temperatura del aire en la succión del compresor, estableciendo su influencia sobre los indicadores energéticos en una planta cogeneradora con turbina a gas (TG) y generador de vapor recuperador de calor (HRSG's), especificando criterios termodinámicos, técnicos y argumentos económicos que definen cual tecnología satisface de manera óptima el ahorro de energía. Con el fin de comparar cada sistema, se realizaron investigaciones, en donde se deja en claro cada una de las teorías que rigen cada tecnología y sus ventajas, desventajas, costos y utilidades prácticas de cada una. Así mismo se procedió a realizar una descripción de la localización geográfica y técnica de la empresa tipo en donde se ubicaría la mejor opción.

Se utilizó una empresa tipo con el fin de evaluar el comportamiento actual de sus indicadores y como sería la variación a positivo o negativo de lograr reducir la temperatura a la entrada del compresor. Se seleccionó una planta de procesamiento químico, que produce abonos y elementos fertilizantes para la industria agrícola, en la cual se escogieron diferentes días de operaciones típicas, en donde se registraron los datos a manera de muestras, para un total de 60 días y 180 muestras diferentes.

Basados en estos datos y en los modelos termodinámicos establecidos se procedió a calcular los índices e indicadores de la planta y del compresor y poder de esta manera realizar una radiografía en la actualidad de la operación. Todo esto se basó en unos modelos económicos y termodinámicos establecidos y acorde con las necesidades del problema y la solución pre establecida.

Se realizó toda una investigación referente a lo qué es la cogeneración, sus variaciones y demás factores determinantes para la misma. Se logró realizar una recopilación completa y precisa, con esquemas, teorías físicas, ventajas y desventajas de las formas que existen para lograr un enfriamiento del aire a la entrada del compresor. Se hace una detallada y exacta descripción de cada una de las partes de una Turbina de Gas, tales como el compresor, cámara de combustión, turbina, generadoras de vapor y de sus elementos constitutivos. Y al final se recomienda cual sistema o tecnología elegir y se deja un análisis de las condiciones actuales de operación de la planta.

Adicionalmente se hace una introducción al tema de Trigeneración, ya que se considera necesario que los sistemas de cogeneración, en aras de obtener ahorros significativos de energía y que se realice un aprovechamiento más óptimo de los recursos, migren o hagan los cambios necesarios para convertirse pasar de una cogeneración a una trigeneración.

## ABSTRACT

This project is a theoretical study of the technologies that reduce the temperature air in the compressor suction, establishing their influence on energy indicators in a cogeneration plant with gas turbine (GT) and heat recovery steam generator (HRSG) specifying thermodynamic criteria, technical and economic arguments that define what technology optimally meet the energy savings. In order to compare each system, conducted research, where it is made clear each of the theories that govern each technology and its advantages, disadvantages, costs and practicalities of each. It also proceeded to make a description of the geographic location and type technique in which the company would stand the best option.

We used a typical company in order to assess the current performance indicators and how the change would be positive or negative to be able to reduce the temperature at the compressor inlet. We selected a chemical processing plant, which produces fertilizers and nutrients for the agricultural industry, which were chosen on different days of typical operations, where data were recorded by way of samples, for a total of 60 days and 180 samples different.

Based on these data and thermodynamic models were derived set of indices and indicators of the plant and the compressor and power in this way a diagnose today of the transaction. This was based on thermodynamic and economic models in place and meets the needs of the problem and the solution pre establish.

We performed a full investigation on what is cogeneration, variations and other factors for it. We accomplished a complete and accurate collection, with sketches, physical theories, advantages and disadvantages of ways exist to achieve a cooling air to the compressor inlet. It is a detailed and accurate description of each of the parts of a gas turbine, such as compressor, chamber combustion, turbine, steam generator and its components. And in the end it is recommended to choose which system or technology and allowed an analysis of current operating conditions of the plant.

Additionally, an introduction to the topic of Trigeration as it considers necessary for the cogeneration systems, in order to obtain significant energy savings and to make amore optimal utilization of resources, migrate or make the changes needed to become move a cogeneration to trigeration.

## TABLA DE CONTENIDO

LISTADO DE FIGURAS .....	15
LISTADO DE TABLAS .....	18
INTRODUCCIÓN.....	19
<b>CAPITULO 1 ESTADO DEL ARTE .....</b>	<b>20</b>
<b>1.1 Ciclos de cogeneración de calor y potencia (Combined Heat and Power o CHP)</b>	<b>21</b>
<b>1.1.1 Concepto.....</b>	<b>21</b>
<b>1.1.2 Ventajas y beneficios.....</b>	<b>21</b>
<b>1.1.3 Clasificación.....</b>	<b>23</b>
1.1.3.1 Cogeneración con turbina de vapor .....	24
1.1.3.2 Cogeneración con turbina de gas.....	25
1.1.3.3 Cogeneración con motor alternativo (reciprocantes de combustión interna) .....	27
1.1.3.4 Cogeneración con motores Stirling .....	27
1.1.3.5 Cogeneración con ciclo combinado .....	27
1.1.3.6 Cogeneración con celdas de combustible .....	28
1.1.3.7 Cogeneración con micro-turbinas .....	28
<b>1.1.4 Eficiencias, característica, diseño y calculo.....</b>	<b>29</b>
<b>1.2 Plantas cogeneradoras con turbina a gas y generador de vapor recuperador de calor .....</b>	<b>29</b>
<b>1.2.1 Funcionamiento.....</b>	<b>30</b>
<b>1.2.2 Eficiencia .....</b>	<b>31</b>
<b>1.2.3 Componentes .....</b>	<b>31</b>
1.2.3.1 Turbinas a Gas .....	32
1.2.3.2 Cámaras de combustión .....	37
1.2.3.2.1 Clasificación.....	39
1.2.3.2.1.1 Cámaras de combustión clasificadas por la distribución de aire .....	39
1.2.3.2.1.2 Cámaras de combustión clasificadas por el tipo de inyección de combustible .....	39
1.2.3.2.1.3 Cámaras de combustión clasificadas por su geometría .....	39
1.2.3.2.1.3.1 Tipo Can .....	40
1.2.3.2.1.3.2 Tipo Can - Annular .....	40
1.2.3.2.1.3.3 Tipo Annular .....	40
1.2.3.3 Generador de vapor recuperador de calor (HRSG) .....	42
1.2.3.3.1 Consideraciones técnicas.....	42
1.2.3.4 Sistemas de regulación.....	42
<b>1.3 Compresores de las plantas cogeneradoras en TG y HRSG's .....</b>	<b>43</b>
1.3.1.1 Elevación de presión por calentamiento .....	44
1.3.1.2 Elevación de presión por variación de volumen .....	45
1.3.1.3 De émbolo o de pistón .....	46
1.3.1.3.1 De émbolo oscilante .....	46
1.3.1.3.2 De diafragma (membrana) .....	46
1.3.1.4 Compresor de émbolo rotativo.....	46
1.3.1.4.1 Compresor rotativo multicelular .....	46
1.3.1.4.2 Compresor de tornillo helicoidal, de dos ejes .....	47

1.3.1.4.3	Compresor Roots .....	47
1.3.1.5	Turbocompresores .....	47
1.3.1.5.1	Compresores centrífugos .....	47
1.3.1.5.2	Compresores axiales .....	50
1.3.2	<i>Ciclos de trabajo</i> .....	53
1.3.2.1	Trabajo ideal del compresor .....	54
1.3.2.2	Trabajo real del compresor .....	54
<b>1.4</b>	<b>Tecnologías para el enfriamiento del aire en la succión del compresor.....</b>	<b>55</b>
1.4.1	<i>Procesos psicométricos del aire a la entrada de turbina de gas</i> .....	57
1.4.2	<i>Sistemas de enfriamiento y tecnologías disponibles</i> .....	58
1.4.2.1	Sistemas evaporativos.....	59
1.4.2.1.1	Enfriador evaporativo .....	59
1.4.2.1.2	Sistema de Niebla (Fogging System) .....	60
1.4.2.1.3	Compresión Húmeda (Wet Compression) .....	61
1.4.2.2	Sistemas de producción de frío .....	62
1.4.2.2.1	Refrigeración por compresión mecánica.....	62
1.4.2.2.1.1	Maquinas frigoríficas de gas.....	63
1.4.2.2.1.2	Ciclo de refrigeración con fluido condensable.....	63
1.4.2.2.2	Refrigeración por absorción .....	64
1.4.2.2.3	Refrigeración por adsorción .....	68
1.4.2.3	Sistemas de vaporización de gas licuado .....	71
1.4.2.4	Sistemas híbridos.....	71
<b>1.5</b>	<b>Tecnologías o sistemas de trigeneración (TRIGEN). .....</b>	<b>72</b>
1.5.1	<i>Componentes</i> .....	72
1.5.1.1	Plantas con motores alternativos .....	73
1.5.1.2	Plantas con turbinas de gas.....	73
1.5.2	<i>Clasificación</i> .....	73
1.5.2.1	Trigeneración con refrigeración eléctrica .....	73
1.5.2.2	Trigeneración con refrigeración por absorción.....	74
1.5.2.3	Con refrigeración eléctrica .....	74
1.5.2.4	Con refrigeración por absorción.....	75
1.5.3	<i>Trigeneración para producción de agua caliente y motores de combustión</i> .....	75
1.5.4	<i>Trigeneración para producción de vapor y calderas de postcombustión</i> .....	75
1.5.5	<i>Instalaciones con energía solar</i> .....	75
<b>CAPITULO 2</b>	<b>METODOLOGÍA DE CÁLCULO .....</b>	<b>76</b>
<b>2.1</b>	<b>Análisis termodinámico de los componentes de una planta cogeneradora con TG y HRSG's .....</b>	<b>77</b>
2.1.1	<i>Turbina de gas</i> .....	79
2.1.1.1	Análisis del ciclo abierto y cerrado.....	81
2.1.1.1.1	Compresión en el compresor de aire (1-2).....	82
2.1.1.1.2	Mezcla de aire y combustible e ignición en la cámara de combustión (2-3).....	83
2.1.1.1.3	Proceso de expansión en la turbina de gas (3-4).....	84
2.1.1.1.4	Transferencia de calor en el calentador de agua (8-9).....	85
2.1.1.1.5	Transferencia de calor en el generador de vapor (HRSG) (4-5) .....	86
2.1.1.2	Desempeño de los sistemas de cogeneración con turbinas de gas de ciclo abierto simple .....	86
2.1.1.3	Eficiencias (o rendimientos) .....	89

2.1.1.4	Ciclo con generador de vapor .....	89
2.1.2	<i>Proceso de compresión</i> .....	89
2.1.2.1	Ecuaciones fundamentales .....	89
2.1.2.2	Diagrama $S, T$ y $p, v$ .....	90
2.1.2.3	Ecuaciones de energía de los procesos de compresión.....	92
2.1.2.4	Rendimientos de los compresores.....	93
2.1.2.5	Eficiencia de una etapa de compresor.....	94
2.1.2.6	Eficiencia politrópica.....	95
2.1.3	<i>Refrigeradores de compresión de vapor (eléctricos)</i> .....	97
2.1.4	<i>Refrigeradores de absorción</i> .....	98
2.1.4.1	Termodinámica de los equipos de absorción .....	98
2.1.4.2	Coefficiente de desempeño (COP) y Relación de disipación de calor (HDR) .....	100
2.2	<b>Análisis termo económico de los componentes de una planta cogeneradora con TG y HRSG's</b> .....	<b>100</b>
2.2.1	<i>Conceptos económicos</i> .....	100
2.2.1.1	Costos .....	100
2.2.1.2	Inflación .....	101
2.2.1.3	Interés .....	101
2.2.1.4	Matemática financiera .....	102
2.2.2	<i>Información económica para los sistemas de energía analizados</i> .....	102
2.2.2.1	Actualización de los costos .....	102
2.2.2.2	Predicción de los precios .....	103
2.2.2.3	Anualización de los costos .....	103
2.2.3	<i>Modelamiento y simulación</i> .....	103
2.2.3.1	Simulación .....	103
2.2.3.2	Modelamiento .....	104
2.2.3.3	Definición de los modelos .....	105
2.3	<b>Propuesta de metodología de cálculo a utilizar</b> .....	<b>113</b>
<b>CAPITULO 3 VARIABLES Y SU PROCESAMIENTO EN LA COGENERADORA EVALUADA</b> .....		<b>118</b>
3.1	PARÁMETROS A MEDIR EN CADA UNO DE LOS COMPONENTES DE LA PLANTA COGENERADORA	119
3.2	Programa Excel para la realización de los cálculos .....	124
<b>CAPITULO 4 RESULTADOS Y ANÁLISIS</b> .....		<b>129</b>
4.1	Proceso de Compresión .....	134
4.2	Indicadores Energéticos .....	136
4.3	Tecnologías de enfriamiento .....	146
4.3.1	<i>Enfriamiento mediante compresión mecánica</i> .....	146
4.3.2	<i>Enfriamiento mediante sistema de absorción</i> .....	147
4.4	Recomendación .....	149
CONCLUSIÓN.....		150
REFERENCIAS.....		152

## LISTADO DE FIGURAS

Figura 1 Esquema de una planta de Cogeneración. ....	21
Figura 2 Clasificación de los sistemas de cogeneración de energía. ....	23
Figura 3 Sistema superior con Turbina de Gas. ....	23
Figura 4 Clasificación de los sistemas de cogeneración de acuerdo a la tecnología. ....	24
Figura 5 Ciclo con Turbina de Vapor. ....	24
Figura 6 Ciclo con Turbina de Gas. ....	25
Figura 7 Ciclo abierto. ....	26
Figura 8 Ciclo cerrado. ....	26
Figura 9 Ciclo con Motor Alternativo. ....	27
Figura 10 Ciclo del motor Stirling. ....	27
Figura 11 Ciclo combinado. ....	27
Figura 12 Generación de energía eléctrica convencional Vs. Cogeneración. ....	29
Figura 13 Esquema simplificado de un sistema de ciclo combinado. ....	30
Figura 14 Esquema simplificado de un sistema de ciclo combinado. ....	32
Figura 15 Vista ortogonal de una turbina de impulso. El perfil de los álabes se nota claramente. ....	32
Figura 16 Vista de perfil de un álabe del rotor de una etapa de impulso con los vectores de velocidad a la entrada y a la salida. ....	33
Figura 17 Flujo a través de las toberas y de una fila de álabes móviles de impulso. ....	34
Figura 18 Velocidades que intervienen en el álabe de una etapa de reacción. ....	35
Figura 19 Triángulos de velocidades de una etapa Parsons. ....	37
Figura 20, 21, 22, 23, 24 Esquema secuencial del funcionamiento de las cámaras de combustión. ....	39
Figura 25 Cámara de combustión tipo Can. ....	40
Figura 26 Cámara de combustión tipo Can - Annular. ....	40
Figura 27 Cámaras de combustión tipo Annular. ....	40
Figura 29, 30, 31, 32, 33 Cámara tipo Annular de flujo inverso. ....	41
Figura 28 Cámara tipo Annular de flujo directo. ....	41
Figura 34 Perfil de temperaturas en una unidad (HRSG) de una sola presión. ....	42
Figura 35 Vista general de un compresor. ....	43
Figura 36 Transformación politrópica desde la presión $P_1$ a la presión $P_2$ . ....	44
Figura 37 Tipos de compresores según su construcción. ....	46
Figura 38 Isométrico del Compresor centrífugo. ....	47
Figuras 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45 Representación gráfica del funcionamiento de un compresor centrífugo. ....	49
Figura 46 Triángulos de velocidades en un compresor centrífugo. ....	49
Figura 47 Isométrico de un Compresor Axial. ....	50
Figura 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56 Representación gráfica del funcionamiento de un compresor axial. ....	53
Figura 57 Ciclo de trabajo teórico de un compresor ideal, sin pérdidas, con espacio muerto nulo y con gas perfecto. ....	53
Figura 58 DIAGRAMA P-V: En el proceso de compresión real si se desvía hacia la derecha (T mayor), se sale de la idealidad. ....	54
Figura 59 DIAGRAMA T-S: El proceso de compresión real se desvía de la idealidad hacia la derecha (T mayor). Parte de la Energía se degrada y aumenta la Temperatura, ( $q=0$ ). $T_2$ isentrópica es la menor que se puede lograr. ....	54

Figura 60 Efecto de la temperatura ambiente sobre la potencia de salida del generador y su Heat Rate. ....	56
Figura 61 Consumo de combustible al variar temperatura de entrada [17]. ....	57
Figura 62 Tabla Psicométrica. ....	58
Figura 63 Esquema enfriador Evaporativo. ....	59
Figura 64 Efectos sobre la potencia de salida y el Heat Rate de una turbina de gas con enfriador evaporativo para diferentes grados de humedad relativa del ambiente. ....	60
Figura 65 Esquemas del sistema de niebla. ....	61
Figura 66 Esquemas del sistema de compresión húmeda. ....	62
Figura 67 Esquema refrigeración mecánica. ....	63
Figura 68 Esquema montaje central de sistema de absorción. ....	65
Figura 69 Esquema básico de funcionamiento de un sistema de enfriamiento con ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto. ....	66
Figura 70 Esquema básico de funcionamiento de un sistema de enfriamiento con ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto. ....	67
Figura 71 Ciclo operativo de la máquina de adsorción. ....	70
Figura 72 Capacidad del ciclo de adsorción con variaciones del caudal de agua caliente. ....	71
Figura 73 Capacidad del ciclo de adsorción con variaciones de la temperatura de agua caliente. ....	71
Figura 74 Diagrama porcentual de trigeneración. ....	72
Figura 75 Esquema de una planta con trigeneración. ....	73
Figura 76 Clasificación de los sistemas de trigeneración. ....	73
Figura 77 Esquema del proceso de trigeneración con refrigeración por absorción. ....	74
Figura 78 Ilustración de un proceso en cuasi equilibrio o cuasi estático. ....	77
Figura 79 Trabajo mecánico asociado con el movimiento de la frontera en un dispositivo cilindro-émbolo. ....	77
Figura 80 Ilustración donde el trabajo es función del camino mediante diferentes procesos cuasi estáticos entre los mismos estados inicial y final. ....	78
Figura 81 Sistema de cogeneración con turbina de gas simple. ....	79
Figura 82 Diagrama de temperatura-entropía para el ciclo Brayton (turbina de gas simple). ....	79
Figura 83 Esquema del ciclo básico de las turbinas de gas: Ciclo Abierto Simple. ....	81
Figura 84 Esquema del ciclo básico de las turbinas de gas: Ciclo Cerrado Simple. ....	81
Figura 85 Esquema de la cámara de combustión. ....	83
Figura 86 Perfiles de temperatura del generador de vapor. ....	86
Figura 87 Diagrama de desempeño del compresor y la turbina de gas. ....	87
Figura 88 Relación entre los parámetros ND1 y ND2. ....	88
Figura 89 Relación entre los parámetros ND1 y ND4. ....	88
Figura 90 Relación entre los parámetros ND1 y ND5. ....	88
Figura 91 Diagrama S,T de los procesos de compresión, descritos por las formulas de los procesos citados. ....	90
Figura 92 Diagramas P, v de los procesos de compresión descritos. ....	91
Figura 94 Proceso de expansión en el diagrama h-s. ....	95
Figura 95 Proceso de compresión en el diagrama h-s. ....	95
Figura 93 Diagrama T-s: se representa el proceso de compresión condiciones ideales y reales. ....	95
Figura 96 Diagrama de un equipo de absorción de efecto simple. ....	99
Figura 97 Diagrama temperatura-entropía para el equipo de absorción de efecto simple. ....	99
Figura 98 Conversión de valor presente a valor futuro. ....	102



Figura 99 Conversión de valor presente a anualidad.....	102
Figura 100 Pre modelo de una turbina de gas de ciclo abierto simple.....	106
Figura 101 Modelo de sistema de turbina de gas con equipos auxiliares.....	108
Figura 102 Diagrama de flujos ciclo de cogeneración con TG a evaluar.....	119
Figura 103 Plano esquemático de la turbina.....	120
Figura 104 Partes de la turbina a gas tipo Solar - Titan 130.....	120
Figura 105 Comportamiento de la potencia y del Heat Rate con variación de la temperatura de entrada del aire.....	121
Figura 106 Esquema de la distribución de la planta.....	123
Figura 107, 108 Imagen del programa Excel con los datos medidos en planta.....	127
Figura 109 Imagen de los cálculos de los índices del compresor.....	128
Figura 110 Imagen de los cálculos de los índices energéticos.....	128
Figura 111 Potencia eléctrica generada a diferentes temperaturas de entrada del aire al compresor.....	130
Figura 112 Potencia eléctrica generada a diferentes temperaturas de entrada del aire al compresor.....	131
Figura 113 Potencia eléctrica generada a diferentes temperaturas de entrada del aire al compresor.....	131
Figura 114 Potencia eléctrica generada a diferentes temperaturas de entrada del aire al compresor.....	132
Figura 115 Potencia eléctrica generada a diferentes temperaturas de entrada del aire al compresor.....	132
Figura 116 Potencia eléctrica generada.....	133
Figura 117 Trabajo del Compresor al disminuir temperatura de entrada.....	135
Figura 118 Temperatura de Salida del Aire en el compresor.....	135
Figura 119 Trabajo Real del Compresor.....	135
Figura 120 Trabajo Isotérmico del Compresor.....	136
Figura 121 Eficiencia del Compresor.....	136
Figura 122 Heat Rate de la Turbina a Gas.....	141
Figura 123 Consumo Especifico de Combustible.....	141
Figura 124 Eficiencia Térmica de la Planta.....	142
Figura 125 Eficiencia Global de la Central de Cogeneración.....	142
Figura 126 Heat Rate de la Planta Cogeneradora.....	143
Figura 127 Consumo de Combustible por Hora de la Planta.....	144
Figura 128 Consumo de Calor de la Planta.....	144
Figura 129 Heat Rate de la turbina a gas.....	144
Figura 130 Consumo especifico de combustible de la planta.....	145
Figura 131 Eficiencia térmica de la planta.....	145
Figura 132 Eficiencia global de la central de Cogeneración.....	145
Figura 133 Heat Rate de la central de Cogeneración.....	146

**LISTADO DE TABLAS**

Tabla 1 Cogeneración vs sistemas convencionales de generación energética. ....	22
Tabla 2 Eficiencias de diferentes tecnologías de cogeneración. ....	29
Tabla 3 Rendimiento y consumos específicos de algunos ciclos. Todos los valores están calculados respecto al poder calorífico superior del combustible (HHV). ....	31
Tabla 4 Los valores de la tabla son calculados con base en $k_m=0.86$ . ....	34
Tabla 5 Composición del aire húmedo. ....	58
Tabla 6 Comparación de los sistemas de cogeneración con turbinas de gas. ....	81
Tabla 7 Variables de diseño definidas para los componentes del pre modelo de turbina de gas. ....	107
Tabla 8 Parametrización del mapa de desempeño de una turbina de gas. ....	113
Tabla 9 Componentes del gas natural. ....	122
Tabla 10 Recopilación tipo de datos promedios parametrizados por la Potencia generada. ....	130
Tabla 11 Cálculos de los índices del compresor al reducir la temperatura. ....	134
Tabla 12 Promedio de datos, evaluados en rangos de potencias. ....	137
Tabla 13 Indicadores de la planta según varía la temperatura de entrada del aire del compresor y organizados por rangos de potencia. ....	141
Tabla 14 Porcentaje de mejora en los indicadores comparados entre 40°C y 5°C. ....	143
Tabla 15 Comparacion entre los sistemas de Adsorcion y Absorcion. ....	148

## INTRODUCCIÓN

Las zonas urbanas e industriales modernas demandan cada vez más energía en sus diferentes formas, como electricidad, vapor y refrigeración. Esto implica necesariamente que el consumo de combustibles fósiles seguirá creciendo en los próximos años a pesar de la crisis del petróleo, de los altos precios del mismo y de la escasez de fuentes de energía no renovables que vivimos en la actualidad. En este orden de ideas, se hace necesaria la búsqueda de nuevas fuentes de energías que además de ser renovables no destruyan el medio ambiente, o buscar las formas de optimizar la generación de energía.

Por esta razón, las empresas y sus áreas encargadas de la planeación, tienen la importante labor de seleccionar, diseñar, disponer e instalar sistemas eficientes de generación de energía, los cuales deben no solo satisfacer el consumo de energía con la calidad deseada, sino también lograr el máximo ahorro de combustibles fósiles, la máxima eficiencia y las mínimas emisiones de dióxido de carbono a la atmosfera. O en su defecto, implementar tecnologías o sistemas avanzados que se puedan integrar a la maquinaria ya instalada, con el fin de lograr reducir costos y aumentar los índices energéticos de la planta.

Recientemente han sido investigados y desarrollados sistemas que permiten optimizar la eficiencia y el Heat Rate de la planta hasta en un 10%, obteniendo de esta forma un ahorro significativo en el consumo de energía primaria. Dichos sistemas resultan al integrar tecnologías de cogeneración y equipos auxiliares para reducir la temperatura del aire a la entrada del compresor, tales como bombas de calor, refrigeradores de compresión y refrigeradores de absorción.

Este documento realiza un estudio investigativo y teórico de lo que respecta al sistema de cogeneración y de todo lo que se compone, de los modelos termodinámicos y económicos que se pueden aplicar en dichos sistemas y de todas las tecnologías que existen para reducir la temperatura del aire de admisión en el compresor, estableciendo criterios técnicos y argumentos económicos que definen cual sistema satisface de forma optima el consumo de energía en la empresa tipo escogida para el presente estudio. Adicionalmente se amerita realizar una evaluación de cómo se encuentran los indicadores en condiciones actuales para tener un patrón de comparación y medir el ahorro que se genera de estas medidas.

Este documento recoge y recopila una completa y dispendiosa investigación sobre la teoría de cogeneración, sus elementos, su funcionamiento y su operación; adicionalmente se hace una completa explicación acerca de las turbinas a gas y sus componentes; y por último se hace una introducción al tema de la trigeneración. De igual manera se presenta en este escrito, único en esta biblioteca, un completo y complejo modelo económico para aplicarse en el tema de la cogeneración y de la trigeneración por separado, sirviendo como plataforma de partida para investigaciones futuras respecto a este par de temas con mucho futuro.

# CAPITULO 1

## ESTADO DEL ARTE

- 1.1 Ciclos de cogeneración de calor y potencia (CHP).
- 1.2 Plantas cogeneradoras con turbina a gas (TG) y generador de vapor recuperador de calor (HRSG's).
- 1.3 Compresores de las plantas cogeneradoras en TG y HRSG's.
- 1.4 Tecnologías para el enfriamiento del aire en la succión del compresor.
- 1.5 Tecnologías o sistemas de trigeneración (TRIGEN).

## 1.1 Ciclos de cogeneración de calor y potencia (Combined Heat and Power o CHP)

La manera más convencional de satisfacer los requerimientos de energía de una industria, es comprar la energía eléctrica de la red e instalar una caldera u horno, desde donde se satisfacen los requerimientos de térmicos. Sin embargo existe una alternativa a los sistemas convencionales, llamado cogeneración. Este es un sistema alternativo, de alta eficiencia energética, que permite reducir de forma importante los costos energéticos, sin alterar su proceso productivo.

### 1.1.1 Concepto

La cogeneración es la producción termodinámica serial de dos o más formas útiles de energía, que es aprovechada en procesos industriales, siendo producida a partir de una sola fuente de energía primaria, [1]. Las formas más comunes son la energía mecánica y térmica. La energía mecánica es usada comúnmente para que un generador eléctrico produzca energía eléctrica y la energía térmica se puede usar para calefacción o para generar refrigeración a través de otro proceso.

En una planta termoeléctrica se consume un combustible fósil para producir vapor, el cual se induce a pasar por una turbina para generar energía eléctrica [2]. Aquí se logra la transformación a electricidad de por lo menos el 40% de la energía disponible como calor en el combustible; el resto es liberado a la atmósfera, mediante los gases producto de la combustión. Aunque el calor que se desecha a la atmósfera es muy grande, es de baja temperatura, es decir, es de baja capacidad para realizar un trabajo útil dentro de las plantas generadoras [3]. La mayoría de los procesos industriales y comerciales, requieren de vapor y calor a baja temperatura. De esta manera se pueden combinar la producción de electricidad y de calor para los procesos, aprovechando la energía que de otra forma se desearía, como ocurre en las centrales termoeléctricas convencionales; a esta forma de aprovechar el calor de desecho se le conoce como cogeneración.

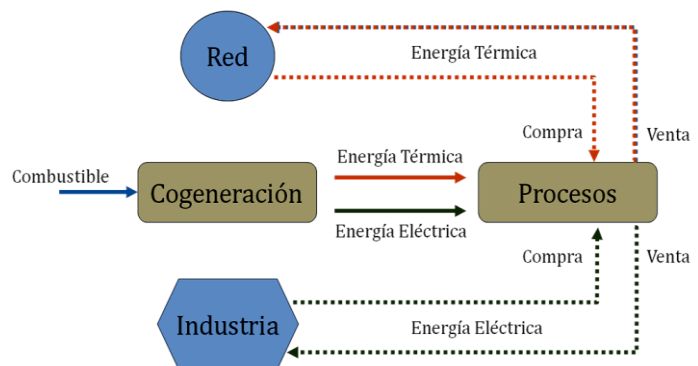


Figura 1 Esquema de una planta de Cogeneración.

### 1.1.2 Ventajas y beneficios

La cogeneración tiene implícitos beneficios desde un nivel macro hasta niveles industriales, desde el punto de vista de un país, se refleja en un ahorro notable de la energía primaria, al hacer un uso más eficiente de los energéticos. Asimismo, se reducen las emisiones de partículas contaminantes al medio ambiente, al reducir la quema de combustible. Y por otro lado, encontramos los beneficios que generan en el sector industrial, que van desde la reducción del consumo de energía, que se ve en la disminución de los costos de producción, aumentando de esta manera la competitividad; hasta la autosuficiencia, continuidad y calidad del suministro de energía, lo cual aumenta confiabilidad.

A continuación se presenta un cuadro en donde se presenta la cogeneración respecto a los sistemas convencionales de generación energética [4]:

<b>Tecnología</b>	<b>Energía Eléctrica</b>	<p>Representa disponer de una segunda fuente de energía, diferente de la red, que es de alta confiabilidad.</p> <p>Contribuye a la estabilización de la tensión en la red (mejora el equilibrio al reducir la intensidad eléctrica circulante desde las subestaciones de distribución hasta los consumidores) y en consecuencia, reduce las pérdidas de energía en la red.</p> <p>Las tecnologías de control aseguran la calidad de la energía, en tensión y frecuencia, superior a la red, influenciadas por armónicas y desequilibrios de carga originadas por terceros.</p>
	<b>Energía Térmica</b>	<p>Renovación de calderas, eliminando equipos obsoletos y dejar más nuevos y eficientes para emergencia o complemento de otro.</p> <p>Equipos térmicos de las centrales no disponen de proceso de combustión, eliminando mantenimiento y permite disponibilidad.</p>
	<b>Operación / Mantenimiento</b>	<p>Mantenimiento especializado en áreas de equipos principales: turbinas y motores, el cual tiene un costo muy elevado.</p> <p>El resto de equipos (calderas, equipos eléctricos), no requieren de atención especial, su costo de operación es bajo. Estas centrales son automáticas y requieren poca atención. El personal de caldera puede ocuparse de ello. Debe existir un técnico encargado de la planta que la conozca, supervise y resuelva.</p>
	<b>Combustible empleado</b>	<p>El gas natural es más conveniente, contamina menos y permite disponer de sistemas de más modernos y eficientes. Además asegura la viabilidad de su operación al ser muy limpio.</p>
	<b>Seguridad</b>	<p>Disponen de modernos sistemas de control y seguridad que impiden la aparición de accidentes graves. Aunque se recomienda la contratación de seguros para cubrir eventualidades.</p>
	<b>Vida del proyecto</b>	<p>Con un mantenimiento y operación adecuada pueden estar operativas por periodos de entre 20 y 30 años.</p>
<b>Economía</b>	<b>Costos Energéticos</b>	<p>Produce una energía más económica que la de red. Ya que su consumo específico es inferior al de una planta convencional que no saca provecho de sus efluentes térmicos. El mayor o menor ahorro depende de políticas de subsidio a las tarifas de la energía que pueda tomar el Estado en determinadas circunstancias.</p>
<b>Administración de la Energía</b>	<b>Control Operativo</b>	<p>Implica tener un control operativo detallado de los consumos de energías por la Planta de Servicios Auxiliares, permitiendo reconocer ineficiencias, que de otra forma es imposible percibir las</p>
<b>Ecología</b>	<b>Impacto Ambiental</b>	<p>Reduce emisión de contaminantes al ser menor el combustible que consume al producir la misma energía, además usan tecnologías avanzadas y combustibles más limpios.</p>

Tabla 1 Cogeneración vs sistemas convencionales de generación energética.

### 1.1.3 Clasificación

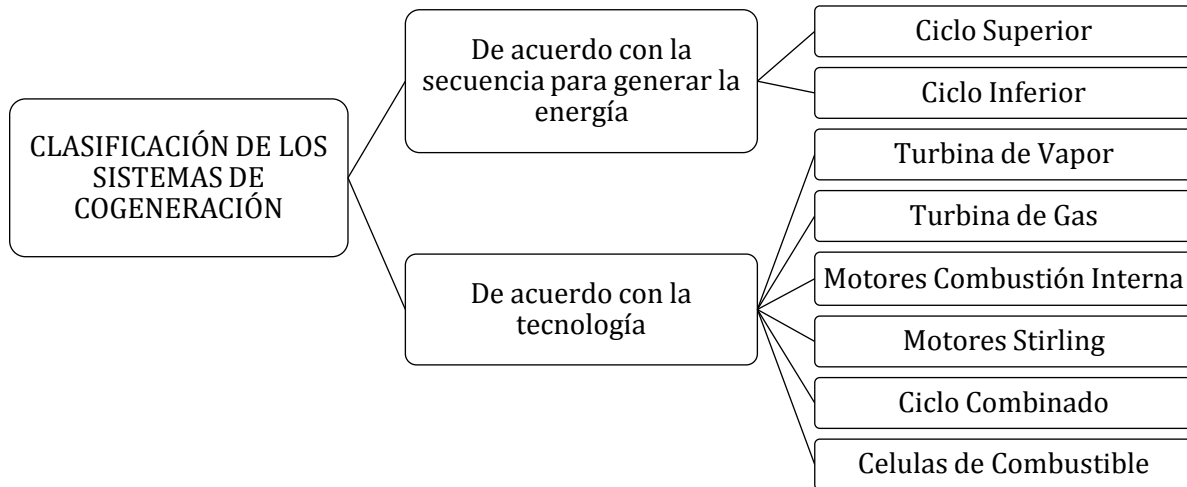


Figura 2 Clasificación de los sistemas de cogeneración de energía.

Los sistemas de cogeneración se clasifican normalmente de acuerdo a la secuencia del uso de la energía y de acuerdo a la tecnología. En la Figura 1-2 se muestra la clasificación de los sistemas de cogeneración de energía.

De acuerdo con la secuencia para generar la energía se pueden clasificar según el orden de producción de electricidad y energía térmica en [5]:

- Sistemas Superiores (Topping Cycles).
- Sistemas Inferiores (Bottoming Cycles).

Los sistemas superiores de cogeneración, figura 1-3, son aquellos en los que una fuente de energía primaria se utiliza de forma directa para la generación de energía eléctrica en el primer escalón, y es este el sistema de uso más frecuente.

A partir de la energía química del combustible se produce un fluido caliente que se destina para generar la energía mecánica y la energía térmica resultante, el denominado calor residual como vapor o gases calientes, es suministrada a los procesos. Los sistemas inferiores, la energía primaria se utiliza directamente para satisfacer los requerimientos térmicos del

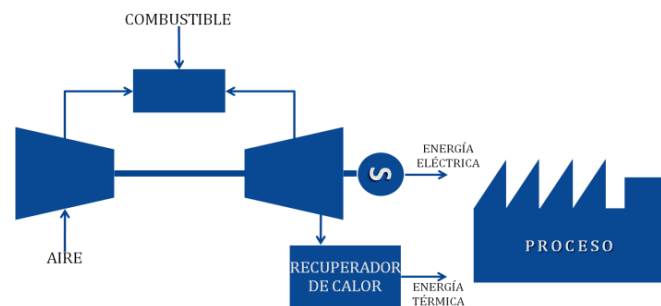


Figura 3 Sistema superior con Turbina de Gas.

proceso del primer escalón y la energía térmica residual, se usará para la generación de energía eléctrica en el segundo escalón. Estos ciclos están asociados con procesos en los que se dan altas temperaturas, resultando calores residuales del orden de 900°C.

La clasificación de los sistemas de cogeneración respecto a la tecnología se muestra en la figura 1-5:

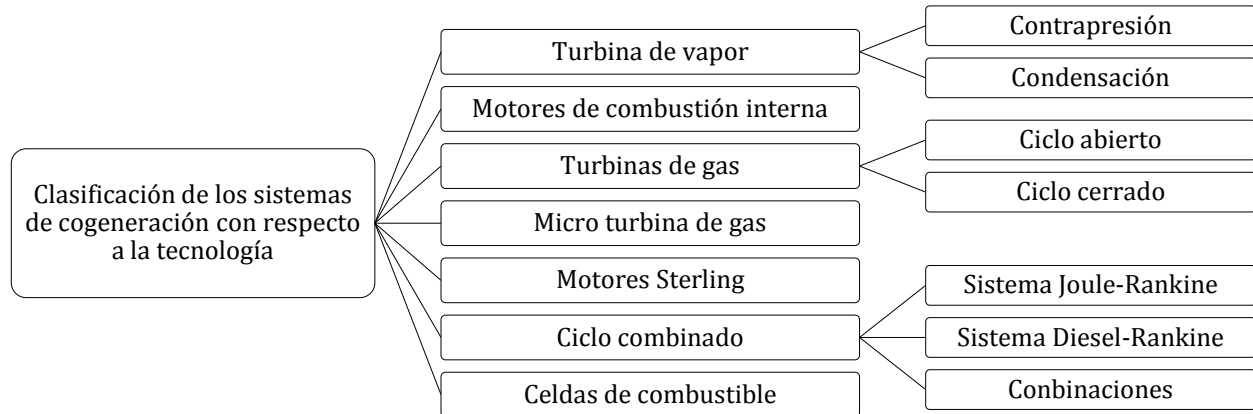


Figura 4 Clasificación de los sistemas de cogeneración de acuerdo a la tecnología.

Existe una gran variedad de equipos y tecnologías que pueden ser considerados para una aplicación específica de cogeneración. Cada tecnología tiene sus características propias, que deben ser consideradas en el contexto de los requerimientos específicos del lugar. Esta clasificación generalmente empleada, y quizá la más utilizada, para los sistemas de cogeneración, es la que se basa en el motor principal empleado para generar la energía eléctrica. Es así como encontramos y tenemos en la práctica lo siguiente: [1, 2]

#### 1.1.3.1.1 Cogeneración con turbina de vapor

Un sistema basado en una turbina de vapor contiene tres grandes componentes: una fuente de calor, una turbina de vapor y un receptor de calor. El sistema opera bajo el ciclo Rankine, ya sea en su forma básica, o en su versión mejorada con recalentamiento de vapor o regeneración. La fuente de calor más común es una caldera, la cual puede utilizar cualquier fuente de combustible o ciertas combinaciones de éste, para producir vapor. Se pueden reemplazar las calderas por reactores nucleares. Por otro lado, el sistema puede usar energía renovable como biomasa o radiación solar. Para aplicaciones de cogeneración, la presión de vapor puede variar de apenas algunos bares hasta cerca de 100 bares; para generación en el sector público se pueden usar presiones más altas. La temperatura del vapor puede variar desde algunos pocos centígrados hasta temperaturas de 450°C, en el sector público la temperatura puede llegar a 540°C. La potencia de salida esta usualmente en el rango de 0.2 a 100 MW, aunque se pueden lograr potencias más altas. En este sistema la eficiencia global es del orden del 85 al 90% y la eléctrica del 20 al 25%. Estos sistemas se aplican principalmente en aquellas instalaciones en las que la necesidad de energía térmica respecto a la eléctrica es de 4 a 1 o mayor.

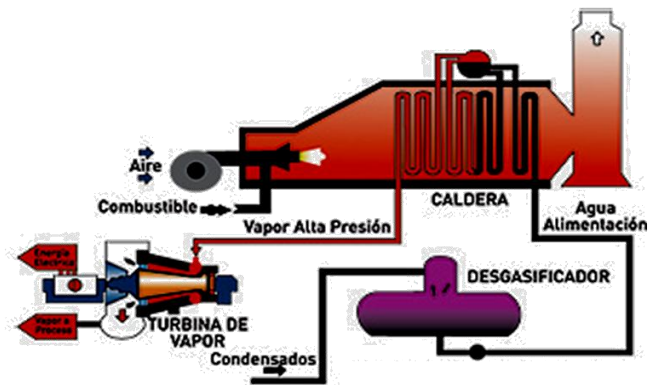


Figura 5 Ciclo con Turbina de Vapor.

A continuación se explica brevemente las diferentes configuraciones de sistemas de cogeneración con turbinas de vapor:



### 1. Sistemas de turbinas de vapor a contrapresión

El vapor sale de la turbina a una presión mayor o igual a la presión atmosférica, lo cual depende de las necesidades de la carga térmica. También es posible extraer vapor en las etapas intermedias de la turbina a una presión y temperatura apropiadas para la carga térmica. Después de salir de la turbina, el vapor alimenta la carga térmica, donde libera el calor y se condensa. El condensado regresa al sistema con un flujo másico que puede ser menor que el del vapor, en caso de que se use parte del vapor en el proceso o que haya habido pérdidas en la tubería.

### 2. Sistemas de turbinas de vapor de condensación

El vapor es obtenido por extracción de una o más etapas intermedias con una temperatura y presión adecuadas. El vapor restante sale con la misma presión del condensador, que puede ser tan bajo como 0.05 bares (con la temperatura de condensación), hasta cerca de 33°C. Es muy improbable encontrar un uso adecuado del vapor con esta temperatura y por eso es desechado.

### 3. Sistemas de turbinas de vapor de ciclo inferior

Muchos procesos industriales operan con gases expulsados a altas temperaturas entre los 1000°C y 1200°C. Después de estos procesos, los gases permanecen a altas temperaturas (500°C - 600°C). En vez de liberarlos a la atmósfera, pueden pasar a través de un generador de vapor por recuperación de calor (HRSG), produciendo vapor que puede ser utilizado para proceso.

### 4. Sistemas de turbinas de vapor de ciclo inferior de Rankine con fluidos orgánicos

Son conocidos como ciclos orgánicos Rankine (ORC). En el ciclo inferior, el agua como fluido de operación se evapora por recuperación de calor a altas temperaturas (500°C o más). Sin embargo, cuando se dispone de vapor a menores temperaturas (80°C y 300°C), se pueden usar fluidos orgánicos con temperaturas de evaporación bajas, como el tolueno, mejorando la recuperación del calor y desempeño del sistema. Estos sistemas pueden ser efectivos en aplicaciones geotérmicas, donde sólo son disponibles bajas temperaturas. En algunos casos, el fluido de operación puede ser mezcla de dos fluidos diferentes como agua y amoníaco, mejorando así la eficiencia del ciclo.

#### 1.1.3.1.2 Cogeneración con turbina de gas

Es el ciclo más usual para instalaciones medianas en consumidores con demanda de vapor, y su regulación suele hacerse mediante un sistema de postcombustión que permite ajustar la producción de vapor a su demanda. En este arreglo, un compresor alimenta aire a alta presión a una cámara de combustión en la que se inyecta el combustible, que al quemarse generará gases a alta temperatura y presión, que alimentan a la turbina donde se expanden generando energía mecánica y se transforma en eléctrica a través de un generador acoplado al eje de la turbina. El ciclo termodinámico asociado con los sistemas de turbinas de gas es el ciclo de Brayton; los procesos termodinámicos incluyen la compresión del aire, introducción e

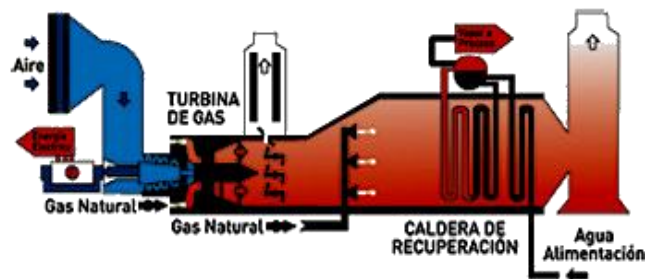


Figura 6 Ciclo con Turbina de Gas.

El ciclo termodinámico asociado con los sistemas de turbinas de gas es el ciclo de Brayton; los procesos termodinámicos incluyen la compresión del aire, introducción e

ignición del combustible y expansión de los gases de combustión en la turbina. Existen dos tipos de turbinas de gas (según el diseño). Turbinas de gas aero derivadas e industrial. Las primeras son livianas y térmicamente eficientes, sin embargo su capacidad es limitada, tienen aproximadamente 40 MW, con radios de compresión de 30:1 y eficiencias de ciclo simple de 45 %. Las segundas son más robustas (1 a 250 MW). Pueden operar con mayores sobrecargas y son más apropiadas para operaciones continuas de carga. Sin embargo, son menos eficientes y mucho más pesadas. Las relaciones de compresión son de hasta 16:1 y regularmente no requieren de un compresor externo. Su eficiencia esta aproximadamente del 40% [1, 2].

Los gases de escape tienen una temperatura entre 500 y 650°C. Estos gases son relativamente limpios, y por lo tanto se pueden aplicar directo a procesos, o pueden ser aprovechados en combustiones posteriores, al tener un contenido de oxígeno del 15%. Por su alta temperatura, estos gases suelen ser usados para producir vapor, que se utilizan en procesos e inclusive para generar más energía eléctrica con una turbina de vapor. La cogeneración con turbina de gas resulta muy adecuada para los procesos en los que se requiere de una gran cantidad de energía térmica, o en relaciones de calor/electricidad mayores a 2. Hay dos configuraciones típicas de sistemas de cogeneración de turbinas de gas:

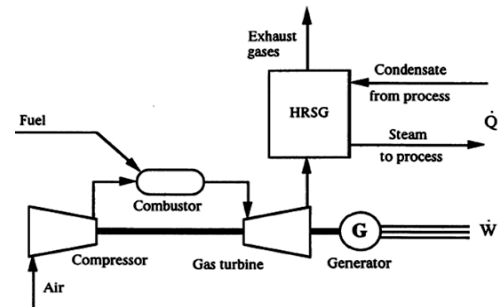


Figura 7 Ciclo abierto.

Hay dos configuraciones típicas de sistemas de cogeneración de turbinas de gas:

### 1 Sistemas de cogeneración de turbinas de gas con ciclo abierto

Un compresor toma aire de la atmósfera y lo envía con una presión mayor a través de un difusor a la cámara de combustión, donde se le inyecta el combustible y es quemado. La función del difusor es reducir la velocidad del aire a valores admisibles en la cámara de combustión. La combustión se realiza con exceso de aire. La mayor temperatura del ciclo se encuentra en este punto; entre más alta la temperatura, mayor será la eficiencia del proceso. La presión y la alta temperatura de los gases entran a la turbogas generando potencia mecánica, que se utiliza para el funcionamiento del compresor y para la carga. Los gases son expulsados a una temperatura considerable entre los 450 y 650°C, lo que hace que la recuperación de gases a gran temperatura sea ideal.

### 2 Sistemas de cogeneración de turbinas de gas de ciclo cerrado

En los sistemas de ciclo cerrado, el fluido de operación (usualmente helio o aire) circula a través de un circuito cerrado. Este fluido es calentado en un intercambiador de calor antes de entrar en la turbina y es enfriado al dejarla liberando calor útil. Debido a esto, el fluido de operación permanece limpio y no genera corrosión ni erosión. La fuente externa de calor puede ser la combustión externa de cualquier combustible. Se espera en el futuro, la confiabilidad de los sistemas de ciclo cerrado sea al menos igual a la de los sistemas de ciclo abierto, y que la disponibilidad sea mayor, gracias al trabajo limpio del fluido.

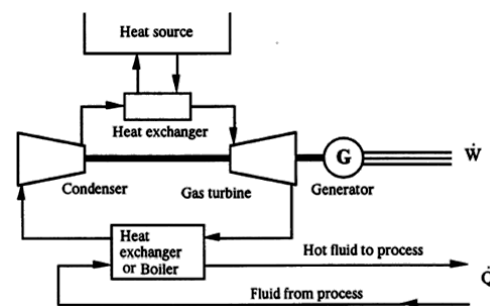


Figura 8 Ciclo cerrado.

### 1.1.3.1.3 Cogeneración con motor alternativo (reciprocantes de combustión interna)

Esta tecnología tienen altas eficiencias, aun siendo de menor tamaño que las otras tecnologías. Son la primera opción para aplicaciones de cogeneración de diversos sectores, tanto en sectores industriales donde hay bajos consumos de electricidad y bajas relaciones de consumo calor-electricidad. Genera la mayor cantidad de energía eléctrica por unidad de combustible consumido, del 34 al 41%, aunque los gases residuales son a baja temperatura, entre 200 y 250°C. Sin embargo, en aquellos procesos en los que se puede adaptar, la eficiencia de cogeneración alcanza valores similares a los de las turbogas. Con los gases residuales se puede producir vapor de baja presión (de 10 a 15kg/cm<sup>2</sup>) o agua caliente de 80 a 100°C. La clasificación de estos sistemas se basa en el ciclo de motores de combustión interna: ciclo de Otto y Diesel.

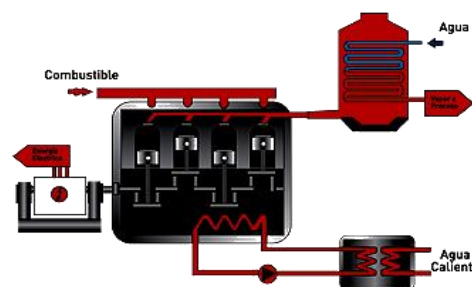


Figura 9 Ciclo con Motor Alternativo.

### 1.1.3.1.4 Cogeneración con motores Stirling

No está completamente desarrollada y su aplicación no es muy conocida, pero hay un interés por algunas ventajas: alta eficiencia, buen desempeño en carga parcial, flexibilidad de combustibles, bajos niveles de emisión, de ruido y vibraciones. En los diagramas  $P-v$  y  $T-s$ , el proceso 1-2 es una compresión isotérmica en donde el calor es removido del motor al sumidero de temperatura fría. El proceso 3-4 es una expansión isotérmica durante la cual el calor es adicionado al motor en la fuente de temperatura caliente. Los procesos 2-3 y 4-1 son desplazamientos a volumen constante durante el cual el gas de operación (usualmente aire o helio) es pasado a través del regenerador. Durante el proceso 4-1 el gas cede su calor a la matriz del regenerador, para ser recuperado posteriormente en el proceso 2-3. El regenerador mejora notablemente la eficiencia del ciclo.

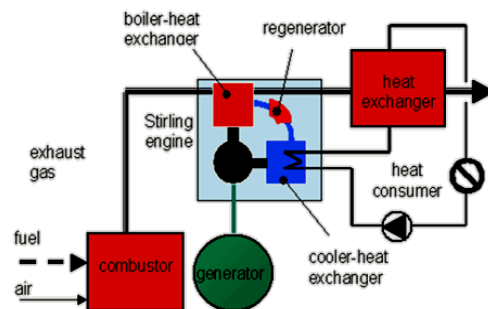


Figura 10 Ciclo del motor Stirling.

### 1.1.3.1.5 Cogeneración con ciclo combinado

El término se usa para sistemas que integran dos ciclos termodinámicos, que se encuentran conectados por un fluido de operación y funcionan a diferentes niveles de temperatura. El ciclo de temperatura alta (ciclo superior) rechaza calor, el cual se recupera y se usa en el ciclo de baja temperatura (ciclo inferior) para producir energía eléctrica (o mecánica) adicional, incrementando así la eficiencia eléctrica. Este sistema se caracteriza porque emplea una turbina de gas y una turbina de vapor. En este sistema, los gases producidos en la

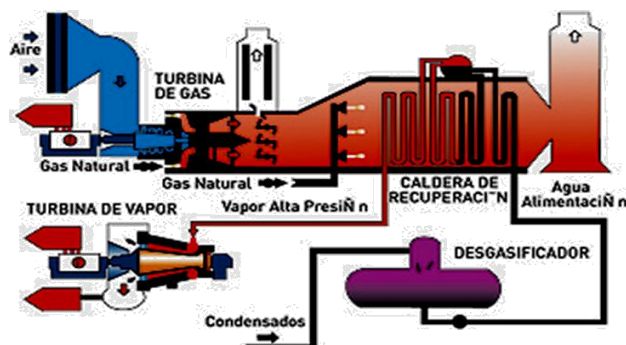


Figura 11 Ciclo combinado.

combustión de la turbina de gas, se emplean para producir vapor a alta presión mediante una caldera de recuperación, para posteriormente alimentar la turbina de vapor, sea de contrapresión o extracción - condensación y producir por segunda vez energía eléctrica, utilizando el vapor a la salida de la turbina o de las extracciones para los procesos de que se trate. El ciclo combinado se aplica en procesos donde la razón electricidad/calor es mayor a 6, el rendimiento global en la producción de energía eléctrica es mayor que las soluciones anteriores. Se presentan las configuraciones de sistemas de cogeneración combinada más utilizados.

➤ **Sistemas combinados de ciclos Joule - Rankine**

Los sistemas combinados más utilizados son de turbina de gas y turbina de vapor (ciclo combinado Joule-Rankine). La turbina de vapor es de contrapresión, aunque pueden usar de condensación. La concentración de potencia (potencia por unidad de volumen) de los sistemas de ciclos combinados es más alta que en las de turbogas (Joule) o de turbina de vapor (Rankine). La máxima temperatura posible del vapor sin calentamiento adicional es de 25 a 40°C por debajo de los gases expelidos a la salida de la turbina de gas, mientras que la presión del vapor puede alcanzar los 80 bares.

➤ **Sistemas combinados de ciclos Diesel-Rankine**

Es posible también combinar ciclos Diesel con ciclos Rankine. Esta configuración es similar al ciclo combinado Joule - Rankine, pero la unidad de turbina de gas (compresor, cámara de combustión y turbina de gas) se reemplaza por un motor Diesel. Los motores con potencias medias-altas pueden hacer económicamente posible la adición del ciclo de Rankine. Es posible también el uso de una caldera para calentamiento suplementario. Es necesaria la adición de aire a la cámara de combustión, dado que los gases expulsados por el motor Diesel tienen niveles bajos de oxígeno.

#### **1.1.3.1.6 Cogeneración con celdas de combustible**

Una celda de combustible es un dispositivo electroquímico que convierte directamente la energía química del combustible en electricidad sin etapas intermedias de combustión y/o producción de trabajo mecánico. Ciertas clases de celdas de combustible se consiguen fácilmente pero a un alto costo. Las celdas de combustible son consideradas una tecnología emergente y promisoría tanto para generación eléctrica como para cogeneración. En su forma básica una celda funciona de la siguiente manera: El hidrógeno reacciona con el oxígeno en presencia de un electrolito y produce agua; durante el proceso se desarrolla un potencial electroquímico que causa un flujo de corriente eléctrica en el circuito externo (carga). En el ánodo, se producen iones y electrones libres. Los iones se mueven hacia el cátodo a través del electrolito. Los electrones se mueven hacia el cátodo a través del circuito externo que incluye la carga (resistencia externa). La reacción que se produce es exotérmica. El calor liberado se puede usar en procesos térmicos.

#### **1.1.3.1.7 Cogeneración con micro-turbinas**

Difieren de la mayoría de los métodos usados, con emisiones sumamente bajas, y que resultan particularmente útiles en muchísimas aplicaciones industriales y comerciales. Una micro-turbina es una planta de poder miniatura, auto contenida, que genera energía eléctrica y calorífica en rangos desde 30 kW hasta 1.2 MW en paquetes múltiples. Tiene una sola parte móvil, sin cajas de engranes,

bombas u otros subsistemas, y no utiliza lubricantes, aceites o líquidos enfriantes. Estos equipos pueden usar varios tipos de combustibles tanto líquidos como gaseosos. Es de uso práctico y eficiente en la cogeneración, utilizando ambas formas de energía (eléctrica y calor) simultáneamente, maximizando el uso del combustible con eficiencias del sistema entre 70 - 80%.

Tecnología de cogeneración	Eficiencia Eléctrica (%)	Eficiencia Térmica (%)
Turbina de vapor	33	52
Turbina de gas sin post-combustión.	38	47
Turbina de gas con post-combustión.	38	42
Ciclo combinado.	57	33
Motor reciprocante (aprovechando calor de gases de combustión y calor del sistema de enfriamiento).	40	30
Motor reciprocante (sin aprovechamiento de calor de gases de combustión y calor del sistema de enfriamiento).	40	20
Micro-turbina.	30	50

Tabla 2 Eficiencias de diferentes tecnologías de cogeneración.

#### 1.1.4 Eficiencias, característica, diseño y calculo

En los sistemas se emplea menos combustible para generar energía eléctrica y térmica, es decir, que del 100% de energía en el combustible, en una termoeléctrica convencional sólo 33% se convierte en energía eléctrica, el resto se pierde por el condensador, los gases de escape, las pérdidas mecánicas, eléctricas por transmisión y distribución entre otras. En los sistemas de cogeneración, se aprovecha hasta el 84% de la energía en el combustible para la generación de energía eléctrica y calor (25 a 30% en eléctrica y 59 a 54% en térmica). La aplicación correcta de los sistemas de cogeneración dependerá de la relación de energía térmica/eléctrica, del tiempo de operación anual de los procesos a los que se aplique y la variación de la demanda eléctrica, entre otras.

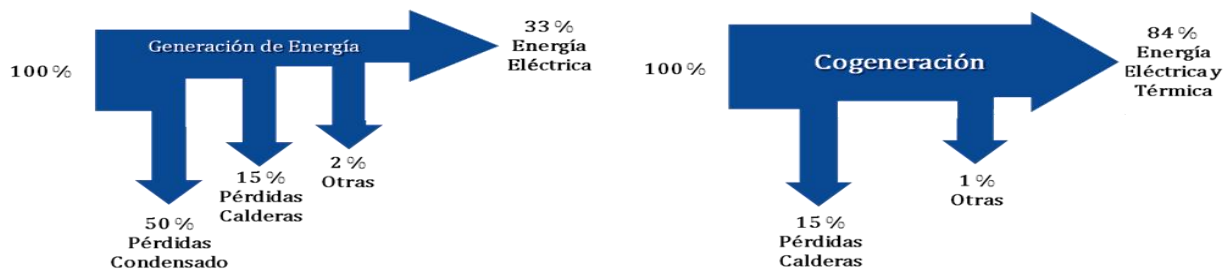


Figura 12 Generación de energía eléctrica convencional Vs. Cogeneración.

## 1.2 Plantas cogeneradoras con turbina a gas y generador de vapor recuperador de calor.

Las centrales térmicas con plantas cogeneradoras de turbinas a gas y generador recuperador de calor, constituyen uno de los últimos desarrollos tecnológicos para la producción de electricidad mediante la quema de combustible fósil. En comparación con centrales tradicionales, suponen un avance, ya que para producir la misma cantidad de electricidad necesita menos combustible y,

contaminando menos. Una planta ordinaria tiene un rendimiento aproximado de 33%, mientras que una cogeneradora con TG y HRGS llega al 55%. Estas plantas pueden funcionar con gas o fuel.

### 1.2.1 Funcionamiento

El proceso de generación de energía eléctrica en una planta cogeneradora con TG y HRGS, comienza con la aspiración de aire desde el exterior siendo conducido al compresor de la turbina a través de un filtro. El aire es comprimido y combinado con el combustible (gas natural) en una cámara donde se realiza la combustión. El resultado es un flujo de gases calientes que al expandirse hacen girar la turbina proporcionando trabajo. Un generador acoplado a la turbina transforma este trabajo en energía eléctrica. Los gases de escape que salen de la turbina pasan a la caldera de recuperación de calor. En esta caldera se extrae la mayor parte del calor aún disponible en los gases de escape produciendo vapor de agua a presión para la turbina de vapor. Finalmente los gases se devuelven a la atmósfera después de haber pasado por la chimenea. El vapor que sale de la turbina de vapor, pasa a un condensador donde se transforma en agua. Este condensador se refrigera mediante aire o agua, el aire circula por la superficie del condensador, lo que ocasiona la disipación del calor latente contenido en el vapor a la atmósfera. Posteriormente el agua es bombeada a alta presión hasta la caldera de recuperación para iniciar nuevamente el ciclo. Las configuraciones actuales son complejas, como consecuencia de los requisitos de aplicación y del grado de integración. Estas configuraciones, son combinaciones de tecnologías existentes y determinadas, siendo estas, turbinas de gas-alternador, turbinas de vapor-alternador y generador de vapor-recuperador de calor (HRSG) y que se encuentran disponibles comercialmente en toda una gama de tamaños y disposiciones específicas. Frecuentemente, se disponen varias turbinas de gas con sus correspondientes recuperadores de calor de gases de escape, que alimentan a un único ciclo de turbina de vapor; aguas abajo de la turbina de gas existe un silenciador y una chimenea by-pass de humos, instalados de forma que ésta funcione independientemente del ciclo de vapor. Dados los elevados niveles de oxígeno residual presentes en el escape de la turbina de gas, se pueden instalar sistemas de combustión suplementaria aguas arriba de la HRSG, lo que permite:

- Una gran flexibilidad de operación.
- Mejorar el control de la temperatura del vapor.
- Incrementar la capacidad energética global de la planta.

Una mejora en la eficiencia del ciclo de vapor se puede obtener suministrando vapor mediante varios circuitos de presión, independientes del HRSG:

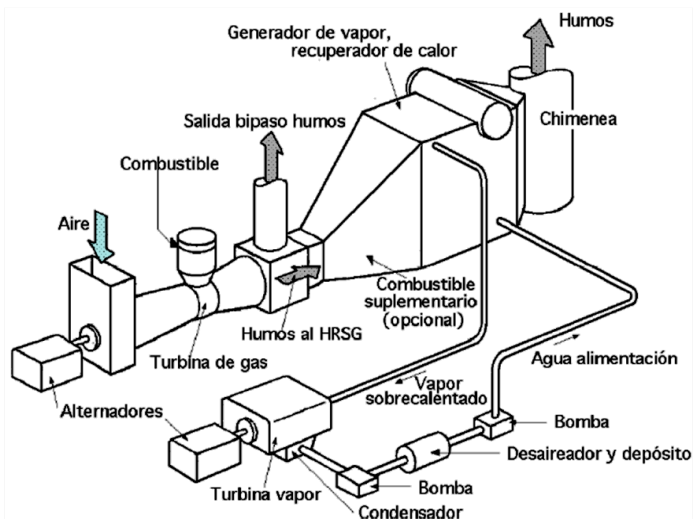


Figura 13 Esquema simplificado de un sistema de ciclo combinado.

- De baja presión para desgasificación.
- De calentamiento del agua de alimentación, que sustituye al calentamiento con vapor de extracción, utilizado en los ciclos convencionales energéticos de vapor. [6]

Las ventajas presentan cambios y desarrollos mejorados de los equipos que lo componen, de tal manera que los beneficios más destacables se presentan a continuación [7]:

- Poseen mejoras en la eficiencia térmica y en las bajas emisiones medioambientales.
- Operan en cualquier régimen de funcionamiento, con rapidez de adaptación a cambios de carga.
- Están equipadas con dispositivos que permiten tiempos de arranque muy cortos.
- El diseño es probado y cuentan con redundancias del 100% en equipos auxiliares importantes.
- Las modernas turbinas hacen tener rendimientos más elevados que el de cualquier otra central.
- La operación es más sencilla y los costes de generación inferiores.
- Debido a estandarización, los plazos de construcción se reducen de forma muy importante.
- La inversión es baja, por modularidad, entrega rápida, montaje corto y costos mínimos.

### 1.2.2 Eficiencia

Los cálculos de la eficiencia global del sistema, se determinarán en un tratado posterior, después de haber evaluado cada uno de los equipos que lo conforman. Se presentará una generalidad de la eficiencia y características globales del sistema. En la Tabla 1-3 se recogen algunas eficiencias globales de ciclos de generación de energía eléctrica, calculados respecto al poder calorífico superior, cuando se utiliza una turbina de gas con una temperatura de entrada de 2200°F (1204°C). La eficiencia se puede incrementar más cuando se introduce un recalentamiento del vapor; a mayor complejidad del sistema y de sus componentes, mayor es el campo de eficiencias disponibles.

SISTEMA	RENDIMIENTO (%)	CONSUMO ESPECÍFICO (BTU/KWH)
Turbina de gas simple	32	10700
Turbina de gas + Sistema simple de vapor sin combustión	42	8200
Turbina de gas avanzada + Sistema múltiple de vapor sin combustión	48	7100
Turbina de gas + Sistema de vapor presión dual + Uso vapor proceso (cogeneración)	61	--

Tabla 3 Rendimiento y consumos específicos de algunos ciclos. Todos los valores están calculados respecto al poder calorífico superior del combustible (HHV).

### 1.2.3 Componentes

Un sistema de la planta cogeneradora con turbina a gas (TG) y generador de vapor recuperador de calor (HRGS) se representa en las Figura 1-21, y consta de un equipamiento principal siguiente:

- Un grupo simple turbina de gas-alternador, que generan 2/3 de la potencia total de la planta.
- Un generador de vapor recuperador de calor (HRSG), que genera vapor de agua aprovechando la energía en los gases de escape de la turbina, el cual se expandiona en la turbina de vapor.
- Una estación medidora y de regulación.
- Un sistema de control basado en microprocesadores para la central [8].

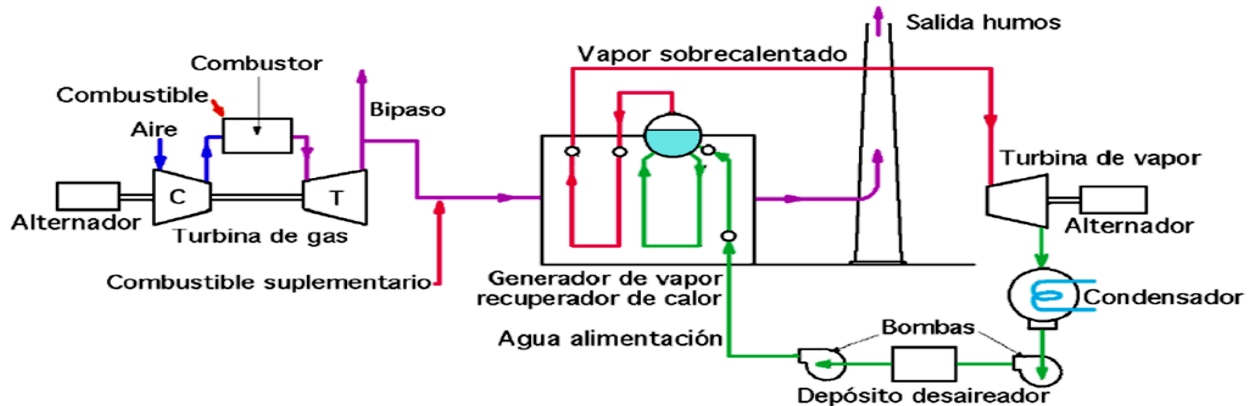


Figura 14 Esquema simplificado de un sistema de ciclo combinado.

### 1.2.3.1 Turbinas a Gas

Es un dispositivo diseñado para extraer energía de un fluido y transformarla en potencia útil. En esta, las partículas de flujo que salen a gran velocidad de la tobera sufren un cambio en la dirección de movimiento, generando una variación en el momentum y por lo tanto una fuerza [8]. Dependiendo del diseño, las turbinas pueden ser de impulso y de reacción.

#### 1 Turbinas de impulso

Conocidas como turbinas de acción, aprovechan la energía cinética del fluido (vapor o gases calientes a alta presión) para producir trabajo. Dependiendo de su diseño las turbinas de impulso constan de una o varias etapas (es la pareja conformada por un conjunto de toberas o álabes fijos y un conjunto de álabes móviles; en ella existe una caída de presión) y cada una de ellas está constituida por un estator (está conformado por un conjunto de álabes o toberas que están estáticas en el sistema y generalmente están unidos al cuerpo o carcasa de la máquina) y un rotor (es el conjunto de álabes móviles que forman parte de la turbina o de compresor axial).

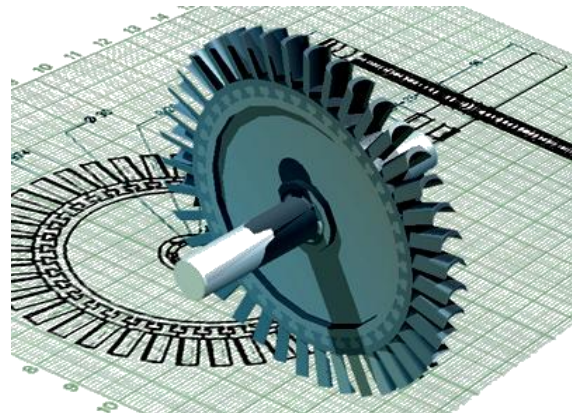


Figura 15 Vista ortogonal de una turbina de impulso. El perfil de los álabes se nota claramente.

En cuanto a la etapa, el flujo a través de los álabes de la etapa de impulso se produce de tal forma que su presión es la misma a la entrada y a la salida de los álabes. Sin embargo, se produce un cambio en la dirección del flujo que es aprovechado para hacer girar el rotor. La primera etapa de



las turbinas de impulso consta de un estator conformado por un conjunto de toberas en las cuales la alta presión y baja velocidad del flujo a la entrada se transforma en baja presión y alta velocidad a la salida. Las toberas están dispuestas de tal forma que entregan el fluido a los álabes móviles con un ángulo definido. Dependiendo del diseño, el estator de las etapas sucesivas puede estar constituido por álabes fijos que cambian la dirección del flujo para entregarlo con el ángulo adecuado al siguiente grupo de álabes móviles o por álabes fijos que actúan como toberas, o sea que además de cambiar la dirección del flujo aumentan su velocidad. Los rotores de impulso son más favorables para caídas de presión y temperatura considerables por lo que son ampliamente empleados en turbinas de vapor y poco utilizados en las turbinas de gas.

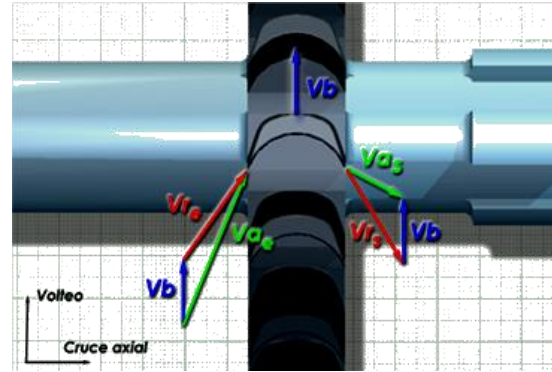


Figura 16 Vista de perfil de un álabe del rotor de una etapa de impulso con los vectores de velocidad a la entrada y a la salida.

Su funcionamiento se explica así, el fluido que entra en los álabes móviles de impulso se ha expandido en las toberas y ha incrementado su velocidad. Como la fuerza que se genera en los álabes de una etapa se debe al cambio en la dirección del flujo y por el cambio en el momentum del fluido, es indispensable hacer un análisis de las velocidades a la entrada y salida del álabe.

Se pueden identificar tres tipos de velocidades en el análisis de las etapas de impulso:

- Velocidades absolutas de entrada y salida,  $V_{a_e}, V_{a_s}$ : Son las velocidades del flujo con respecto a un punto estático del sistema como el estator o la carcasa.
- Velocidades relativas de entrada y salida,  $V_{r_e}, V_{r_s}$ : Son las velocidades del flujo con respecto a un punto (generalmente medio) del álabe del rotor.
- Velocidad del álabe,  $V_b$ : Es la velocidad lineal con la cual se desplaza un punto (generalmente medio) del álabe del rotor.

Los puntos para análisis son los que se encuentran en el borde de ataque y borde de salida de los álabes, en los cuales la velocidad absoluta es el resultado de la suma vectorial de la velocidad relativa y la del álabe. Si las velocidades absolutas se descomponen sobre ejes de un sistema de coordenadas en la dirección del movimiento de los álabes (volteo) y en la dirección del eje de la turbina (axial), aparecen dos componentes nuevas: velocidad de volteo y velocidad de cruce axial:

- Velocidades de volteo,  $V_{w_e}, V_{w_s}$ : Son las componentes de las velocidades relativas de entrada y salida sobre el eje en la dirección de volteo.
- Velocidades de cruce axial,  $V_{f_e}, V_{f_s}$ : Son las componentes de las velocidades relativas de entrada y salida sobre el eje axial.

### Eficiencia

Kearton define la eficiencia de una etapa como la relación que existe entre el trabajo realizado por unidad de masa del fluido y la caída de entalpía en la etapa [37]. Como se ha visto, una tobera

incrementa la energía cinética del fluido pero no produce trabajo y a su vez en los álabes de impulso no se produce un cambio en la entalpía del fluido por la ausencia de una variación de presiones. Por lo tanto, el trabajo realizado en la etapa por el fluido es el mismo producido en los álabes móviles y la caída de entalpía en la etapa es la misma ocurrida en las toberas. Puede decirse entonces que:

$$\eta_e = \frac{w_e}{\Delta h_e} = \frac{VbVw}{h_1 - h_2} \eta_e = \frac{VbVw}{\frac{Va_e^2}{2}} \frac{\frac{Va_e^2}{2}}{h_1 - h_2} = \frac{2VbVw}{Va_e^2} \frac{Va_e^2}{2(h_1 - h_2)} = \eta_a \eta_t \quad (1)$$

Donde  $h_1 - h_2$  es la caída de entalpía en la tobera. La eficiencia de una etapa de impulso depende en mayor parte de la eficiencia del álabe para cualquier ángulo de la tobera. Por esta razón la eficiencia de la etapa es máxima cuando la eficiencia del álabe es máxima.

Se tabuló las relaciones de velocidades  $\rho_{opt}$  y eficiencias para diferentes ángulos de inclinación de toberas para turbinas de impulso con etapa simple [37].

Angulo de la tobera $\alpha$	12°	16°	20°	25°	30°
$\rho_{opt}$	0.489	0.481	0.470	0.453	0.433
$\eta_a$ (Máx), en porcentaje	88.98	85.92	82.13	76.40	69.74
Valor Máximo de $\eta_e$ en porcentaje cuando $\eta_t$ se asume constante e igual a 0.93	82.75	79.91	76.38	71.06	64.86
$\eta_v$ (Coeficiente de velocidades de la tobera)	0.959	0.9645	0.9691	0.975	0.9790
$\eta_a = \eta_v^2$	0.919	0.9300	0.9380	0.950	0.9585
Valor máximo de $\eta_t$ en % teniendo en cuenta alteración probable de $\eta_e$ con la variación del ángulo de la tobera	81.77	79.91	77.03	72.57	66.85

Tabla 4 Los valores de la tabla son calculados con base en  $k_m=0.86$ .

### Múltiples etapas – Etapa Rateau –

En las turbinas de múltiples etapas de presión, la caída de entalpía y presión ocurre en varias etapas, cada una compuesta por una fila de álabes fijos que actúan como toberas y una fila de álabes móviles de impulso. Este tipo de turbinas tiene un mayor uso en la industria por su capacidad de producir potencias superiores a las turbinas de etapa simple. El número de etapas puede oscilar entre 4 y 40. El flujo que pasa por estas sufre una caída de presión y entalpía mientras se incrementa su energía cinética. La energía cinética del flujo que sale de las toberas es aprovechada por los álabes de impulso que la transforman en energía mecánica al eje de la turbina, disminuyéndose en consecuencia la velocidad del flujo mientras la presión y entalpía permanecen constantes. El fluido que sale de los álabes móviles de la primera etapa con una baja velocidad pero con presión y entalpía aún aprovechables, pasan por los álabes fijos de la siguiente

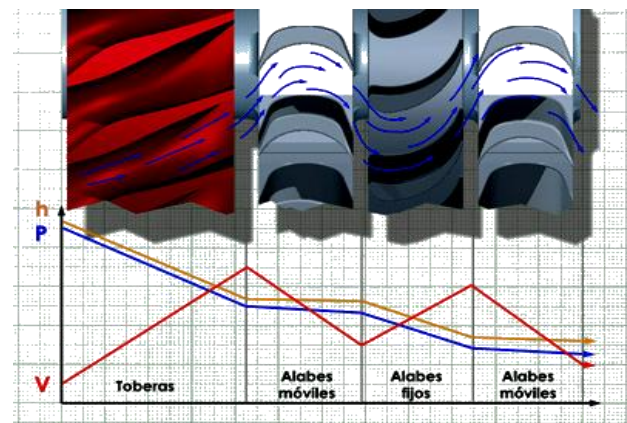


Figura 17 Flujo a través de las toberas y de una fila de álabes móviles de impulso.

etapa que actúan como toberas en donde nuevamente se presenta una caída de presión y entalpía y un aumento en la energía cinética del fluido. De nuevo, la energía cinética del flujo es transformada en trabajo mecánico al eje de la turbina en los álabes móviles de impulso de la segunda etapa. Este proceso puede repetirse en forma similar en las etapas subsiguientes hasta cuando la energía potencial del fluido manifestada en alta presión y temperatura, lo permita. La caída de presión y entalpía en varias etapas permite que las velocidades absolutas del fluido que pasa a través de los álabes móviles sean menores y por lo tanto se obtendrán valores para relaciones de velocidades y coeficientes de velocidades diferentes tendiendo a mejorar la eficiencia de la turbina.

## 2 Turbinas de reacción

Aprovechan la energía del fluido, pero su expansión ocurre en los álabes fijos y móviles. La etapa de una turbina está constituida por un juego de álabes fijos o toberas y un juego de álabes móviles. Sin embargo, ocurre una caída de presión en los álabes móviles que están dispuestos en forma de toberas. El flujo que entra en los álabes fijos de una etapa de reacción lo hace a través de toda su circunferencia, por lo que se dice que es de admisión total. En los álabes fijos, el fluido es acelerado mientras que su presión y entalpía disminuyen debido a la disposición de tobera de los canales formados por cada par de álabes. El flujo que sale, entra al conjunto de los móviles cuyos canales tienen forma de tobera, y hacen que el fluido incremente su velocidad relativa con respecto a los álabes mientras que la presión y entalpía disminuyen. La energía producida por el cambio en el momentum de los gases, es absorbida por los álabes móviles y transmitida al eje en forma de trabajo útil.

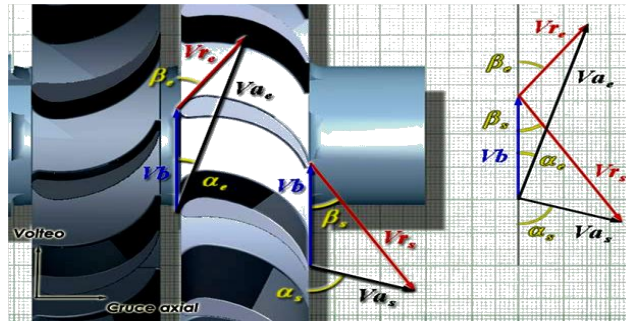


Figura 18 Velocidades que intervienen en el álabe de una etapa de reacción.

En los álabes móviles, el fluido es acelerado mientras que su presión y entalpía disminuyen debido a la disposición de tobera de los canales formados por cada par de álabes. El flujo que sale, entra al conjunto de los móviles cuyos canales tienen forma de tobera, y hacen que el fluido incremente su velocidad relativa con respecto a los álabes mientras que la presión y entalpía disminuyen. La energía producida por el cambio en el momentum de los gases, es absorbida por los álabes móviles y transmitida al eje en forma de trabajo útil.

Al igual que en una etapa de impulso, este fenómeno puede estudiarse gráficamente, representando con vectores las velocidades que intervienen en un álabe de reacción y que pueden definirse como:

- Velocidades absolutas de entrada y salida,  $Va_e, Va_s$ : son las velocidades del flujo con respecto a un punto estático del sistema como el estator o la carcasa.
- Velocidades relativas de entrada y salida,  $Vr_e, Vr_s$ : son las velocidades del flujo con respecto a un punto (generalmente medio) del álabe del rotor.
- Velocidad del álabe ( $Vb$ ): es la velocidad lineal con la cual se desplaza un punto (generalmente medio) del álabe del rotor.

Como se muestra en la figura 1-18, estas velocidades están relacionadas de la siguiente forma:

$$\vec{V}a_e = \vec{V}r_e + \vec{V}b \quad y \quad \vec{V}a_s = \vec{V}r_s + \vec{V}b \quad (2)$$

El cambio en la velocidad neta del fluido que pasa a través de los álabes puede apreciarse más fácilmente cuando los triángulos que forman las velocidades a la entrada y a la salida del álabe móvil se superponen en el lado común que representa la velocidad ( $Vb$ ). A diferencia de los álabes

de impulso en los cuales la velocidad relativa de salida es ligeramente menor a la velocidad relativa de entrada debido a las pérdidas por fricción, en los álabes de reacción la velocidad relativa de salida se ha incrementado con respecto a la velocidad relativa de entrada debido a la caída de entalpía que ocurre en los álabes móviles.

### Eficiencia de una etapa de reacción

Como los álabes fijos están dispuestos en forma de toberas su eficiencia será la relación que existe entre la ganancia de energía cinética debido a la caída de entalpía en condiciones reales y la ganancia de energía cinética debido a la caída de entalpía en condiciones ideales:

$$\eta_t = \frac{V_{1\gamma}^2 - V_0^2}{2(h_0 - h_1)} \quad \text{o} \quad \eta_t = \frac{Va_e^2 - \phi Va_s^2}{2(h_0 - h_1)} \quad (3)$$

Reemplazando la velocidad absoluta de salida  $Va_s^2$  en la eficiencia de los álabes fijos  $\eta_t$ , se obtiene:

$$\eta_t = \frac{Va_e^2 - \phi(Vr_s^2 + Vb^2 - 2Vr_sVb\cos\beta_s)}{2(h_0 - h_1)} \quad \text{Para etapas de vapor} \quad (4)$$

$$\eta_t = \frac{Va_e^2 - \phi(Vr_s^2 + Vb^2 - 2Vr_sVb\cos\beta_s)}{2C_p(T_0 - T_1)} \quad \text{Para etapas de gas} \quad (5)$$

Para efectos de simplicidad Kearton [37], asume que al igual que la eficiencia de los álabes fijos  $\eta_t$ , la eficiencia de los álabes móviles  $\eta_e$  dispuestos en forma de tobera es la relación entre la ganancia de energía cinética debido a la caída de entalpía en condiciones reales y la ganancia de energía cinética debido a la caída de entalpía en condiciones ideales

$$\eta_e = \frac{\rho Va_e^2(\cos\alpha_e - \rho) + \rho Va_e Vr_s \cos\beta_s}{h_0 - h_2} \quad \text{Para etapas de vapor} \quad (6)$$

$$\eta_e = \frac{\rho Va_e^2(\cos\alpha_e - \rho) + \rho Va_e Vr_s \cos\beta_s}{C_p(T_0 - T_2)} \quad \text{Para etapas de gas} \quad (7)$$

### Eficiencia de una etapa Parsons

Se caracteriza por tener la misma sección transversal tanto para los álabes fijos como para móviles, lo cual facilita y reduce los costos de producción, ya que se cortan de una barra extruida con una misma sección. Adicionalmente, este tipo de etapa tiene un grado de reacción del 50%. Para hacer el análisis de esta etapa deben cumplirse las siguientes condiciones:

- La velocidad absoluta de entrada y salida a los álabes móviles es igual a su velocidad relativa de salida y entrada respectivamente  $Va_e = Vr_s$  y  $Va_s = Vr_e$ .
- El ángulo relativo de salida y de entrada de los álabes móviles es igual al ángulo absoluto de entrada y salida, respectivamente  $\beta_s = \alpha_e$  y  $\beta_e = \alpha_s$ .

De la representación gráfica de los vectores de velocidad y de acuerdo con las condiciones resultan dos triángulos de velocidad simétricos con un lado común descrito por la velocidad del álabe ( $Vb$ ).

La eficiencia de una etapa Parsons será:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}}{(h_0 - h_2)} = \frac{\dot{W}}{2(h_0 - h_1)} = \frac{\eta_t \rho V a_e^2 (2 \cos \alpha_e - \rho)}{V a_e^2 [1 - \phi(1 + \rho^2 - 2 \rho \cos \alpha_e)]} = \frac{\eta_t \rho (2 \cos \alpha_e - \rho)}{1 - \phi(1 + \rho^2 - 2 \rho \cos \alpha_e)} \quad (8)$$

Por lo tanto la eficiencia máxima será:

$$\eta_{e(máx)} = \frac{\eta_t \cos \alpha_e (2 \cos \alpha_e - \cos \alpha_e)}{1 - \phi(1 + \cos^2 \alpha_e - 2 \cos^2 \alpha_e)} = \frac{\eta_t \cos^2 \alpha_e}{1 - \phi(1 - \cos^2 \alpha_e)} \quad (9)$$

Shlyakhin [38] explica que con un ángulo de entrada  $\alpha_e = 20^\circ$  y un coeficiente de transporte  $\phi = 0.86$ , las eficiencias máximas de la etapa se obtienen para relaciones de velocidades  $\rho$  comprendidas entre 0.8 y 0.9. Se ha encontrado que para estas relaciones de velocidades, el número de etapas requerida se hace muy grande para ser conveniente. Para reducir la cantidad de etapas a un número razonable, es aconsejable emplear valores para el coeficiente de velocidades comprendidos entre 0.6 y 0.7, rango en el cual la eficiencia de la etapa aún se encuentra en un valor alto. Es también recomendado emplear ángulos de salida de los álabes móviles y fijos de 18 a  $20^\circ$  y de 35 a  $40^\circ$  en etapas de baja presión.

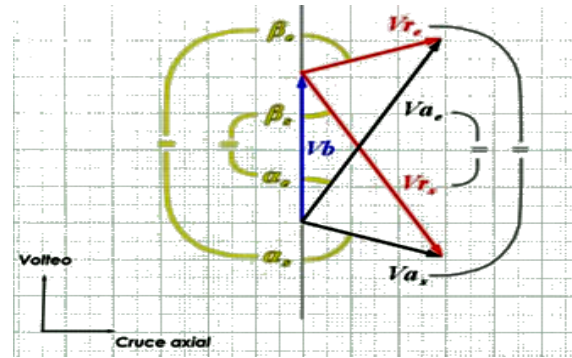


Figura 19 Triángulos de velocidades de una etapa Parsons.

### 1.2.3.2 Cámaras de combustión

Es un dispositivo que eleva la temperatura de un flujo de aire, por medio de la adición y combustión de un combustible. El combustible es quemado continuamente para calentar aire y moderar la temperatura. La cámara es esencialmente un calentador de aire de flujo continuo y directo, en el cual el combustible es quemado con menos de una tercera parte del aire que entra a la cámara; Los gases de la combustión, dejan la cámara a elevada temperatura y velocidad, luego son mezclados con el aire remanente para que a la entrada de la turbina tengan una temperatura específica, para ser utilizados en impulsar la turbina y/o proveer un chorro de empuje [9]. Para que la combustión sea correcta y eficientemente en una turbina, la cámara debe cumplir con las siguientes funciones:

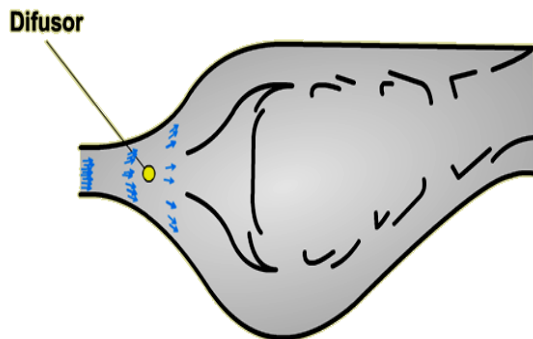
- Proporcionar medios necesarios para la adecuada mezcla del aire a alta presión y combustible.
- Quemar eficientemente la mezcla de aire y combustible.
- Entregar a la turbina los gases con una temperatura uniforme que no sobrepase los límites de resistencia de los materiales con los cuales están construidos los álabes del rotor y estator.

Para cumplir estos propósitos, el aire entregado por el compresor a la cámara se divide en dos flujos, primario y secundario. El primario es la porción de aire que se mezcla con el combustible y se quema; de 25 a 35% del aire que entra a la cámara es conducido a los alrededores del inyector para este fin. El flujo secundario entra por orificios dispuestos en las paredes de la cámara para mantenerlas frías, centrar la llama y combinarse con los productos de la combustión para disminuir y homogenizar la temperatura del flujo que entra a la turbina. La presión de operación de las cámaras a carga total, va de 310 kPa para pequeñas plantas, a 3.1 MPa para grandes complejos. El

aire que pasa a través de estas, es función de la carga de trabajo, la presión estática dentro de la cámara varía para que el volumen de aire que fluye sea constante, lo cual nos lleva a un concepto; las cámaras de combustión, operan con velocidades constantes de aire y carga de trabajo. La velocidad del aire es un parámetro muy importante en el criterio de diseño de las cámaras de combustión.

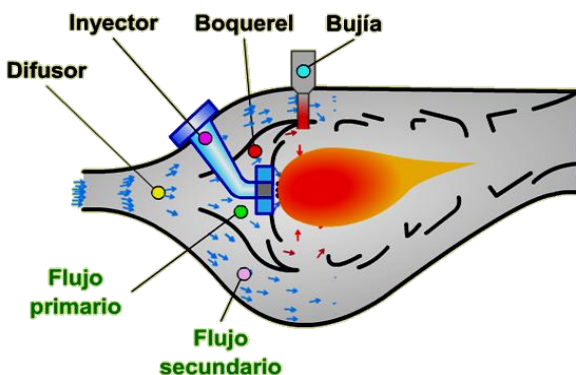
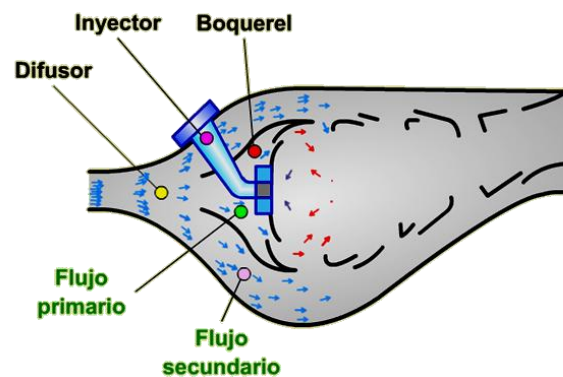
El proceso de combustión, dentro de la cámara, implica características, factores y condiciones, entre estas, se destacan las más importantes y a las que se debe tener un especial cuidado a la hora de arrancar, operar y supervisar este tipo de equipos, la mezcla de finas gotas de combustible con aire, vaporización de las gotas, fragmentación de grandes cadenas de hidrocarburos para hacerlas más ligeras, la mezcla de moléculas ligeras combustible con las moléculas de oxígeno y la reacción química. Así como la alta temperatura es proporcionada por la combustión de una relación aire-combustible estequiométrica, es necesario que todos los procesos ocurran rápido para que la combustión se complete en el flujo de aire en movimiento y en un espacio reducido.

El funcionamiento de las cámaras de combustión se muestra en las siguientes imágenes:



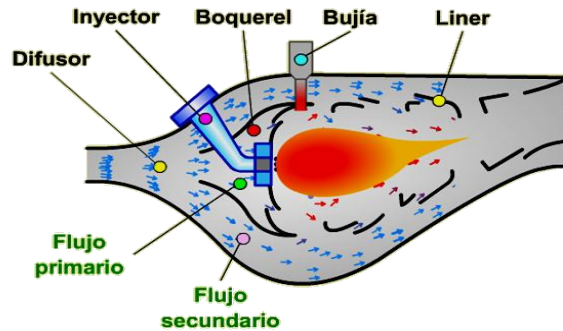
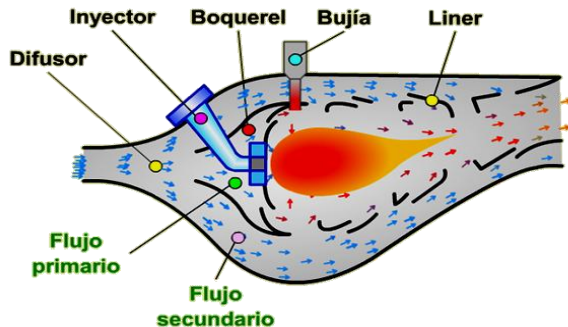
El aire que sale del compresor entra a la cámara de combustión por un difusor. Este disminuye, estabiliza y empareja el flujo de aire.

El flujo de aire que entra por el difusor es dividido por un boquerel en primario y secundario. Por el interior del boquerel pasa el flujo primario y es dirigido a los alrededores del inyector a través de una zona de alta turbulencia que facilita una fina atomización del combustible inyectado y una mezcla eficiente.



El inyector pulveriza combustible en el flujo primario y turbulento con el que se mezcla. Una bujía facilita la ignición de la mezcla aire - combustible que permanece constante y estable durante la operación del motor.

Por el exterior del boquerel pasa el flujo secundario y es dirigido a la zona externa de las paredes perforadas de la cámara de combustión conocida en inglés liner. El flujo secundario entra a la cámara de combustión por los agujeros de las paredes formando un “colchón de aire” que mantiene centrada la llama y evita que ésta entre en contacto directo con las paredes.



Los gases calientes producidos por la combustión se combinan con el aire de enfriamiento para disminuir y homogenizar la temperatura a un valor que pueda soportar el material en el cual están construidos los álabes del estator y rotor de la turbina.

Figura 20, 21, 22, 23, 24 Esquema secuencial del funcionamiento de las cámaras de combustión.

### 1.2.3.2.1 Clasificación

Para clasificar una cámara es necesario especificar tres características de diseño principales a tener en cuenta, la distribución de aire, el tipo de inyector de combustible y la geométrica.

#### 1.2.3.2.1.1 Cámaras de combustión clasificadas por la distribución de aire

Entre esta clasificación encontramos los siguientes tipos:

- Straight – trough.
- De vórtice.
- De mezclado completo previo.
- De flujo inverso.
- De dos etapas.
- Catalíticas
- Regenerativas
- De geometría variable.

#### 1.2.3.2.1.2 Cámaras de combustión clasificadas por el tipo de inyección de combustible

Según el tipo inyectivo del sistema, podemos clasificarla de la siguiente manera:

- Fuel – Down Stream para combustibles líquidos
- Vaporizadores
- Atomizadores de dos fluidos
- Slinger
- Combustibles gaseosos
- Sistema líquido - gas

#### 1.2.3.2.1.3 Cámaras de combustión clasificadas por su geometría

Hay tres formas de clasificar a las de cámaras de combustión por su geometría.

- Can.
- Can - Annular.
- Annular.

En este trabajo, nos centraremos y profundizaremos en esta última clasificación, ya que son los más empleados en las turbinas de gas.

### 1.2.3.2.1.3.1 Tipo Can

Fue comúnmente empleado en los primeros diseños de turbinas de gas. Dependiendo del diseño del motor, un sistema de combustión pueden tener una o varias cámaras tipo can, cada una conformada por un inyector de combustible, una pared perforada en forma cilíndrica o tubular (liner) y una cubierta individual que la contiene. Las cámaras están interconectadas por pequeños tubos de propagación de llama que permiten que la combustión iniciada por las bujías en dos de las cámaras se propague a las demás.

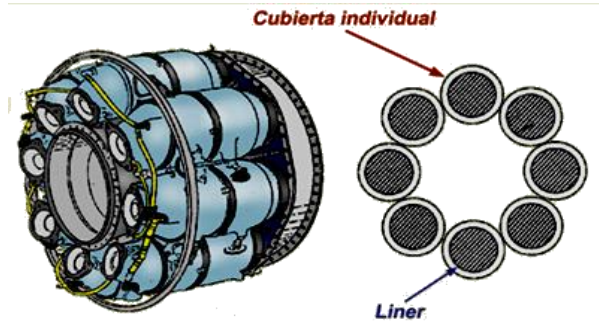


Figura 25 Cámara de combustión tipo Can.

### 1.2.3.2.1.3.2 Tipo Can - Annular

Este tipo de cámaras de combustión es ampliamente usado en los motores de turbina de gas modernos. Consta de una cubierta exterior anular que contiene varias paredes cilíndricas perforadas, cada una con un inyector de combustible e interconectadas entre sí por pequeños tubos de propagación de llama. Debido a que una sola cubierta contiene las paredes cilíndricas perforadas o liners, se ahorra peso por

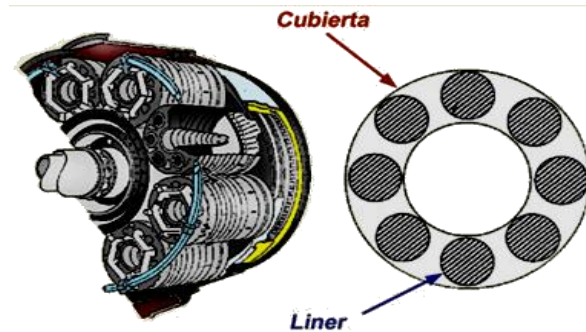


Figura 26 Cámara de combustión tipo Can - Annular.

la menor cantidad de metal empleado y se obtiene un mejor aprovechamiento del espacio. La popularidad ha ido disminuyendo, ya que muchas características de la llama se aproximan a una escala lineal. Así, entre mayor sea el número de quemadores, la llama es más corta. De ahí, que para casos puntuales donde cámaras muy cortas son requeridas, se debe hacer arreglos de quemadores. Entre las desventajas encontramos, pérdidas de estabilidad, complicaciones en la manufactura y en el acoplamiento de grades números de inyectores de combustibles y un posible efecto de deterioro en las paredes de la cámara, debido al reducido tamaño de los quemadores individuales.

### 1.2.3.2.1.3.3 Tipo Annular

Este tipo está reemplazando a los tipos anteriores en los motores modernos. Consiste en una pared perforada o liner y una cubierta dispuestas en forma anular. Varios inyectores se instalan a lo largo de la circunferencia de la cámara para suministrar el combustible necesario y dos bujías dan la energía para la ignición de la mezcla. Esta configuración hace que las cámaras de combustión tipo Annular tengan mejores características en cuanto a eficiencia térmica, peso y longitud. La menor superficie metálica requerida para contener el flujo de gases hace que se requiera menos aire para su enfriamiento.

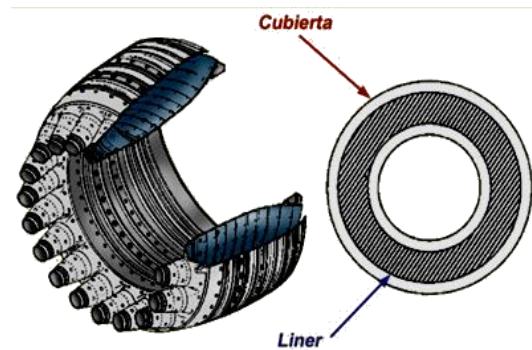


Figura 27 Cámaras de combustión tipo Annular.



Dependiendo de la forma en que el flujo pasa por la cámara de combustión Annular, esta puede ser de flujo directo o flujo inverso.

De flujo directo:

En las cámaras de combustión tipo Annular con flujo directo, el aire primario y secundario entra a ellas por su parte frontal y los gases salen dirigidos directamente hacia atrás para entrar en las etapas de turbina.

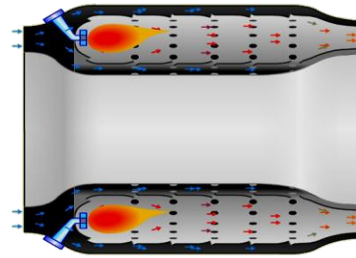
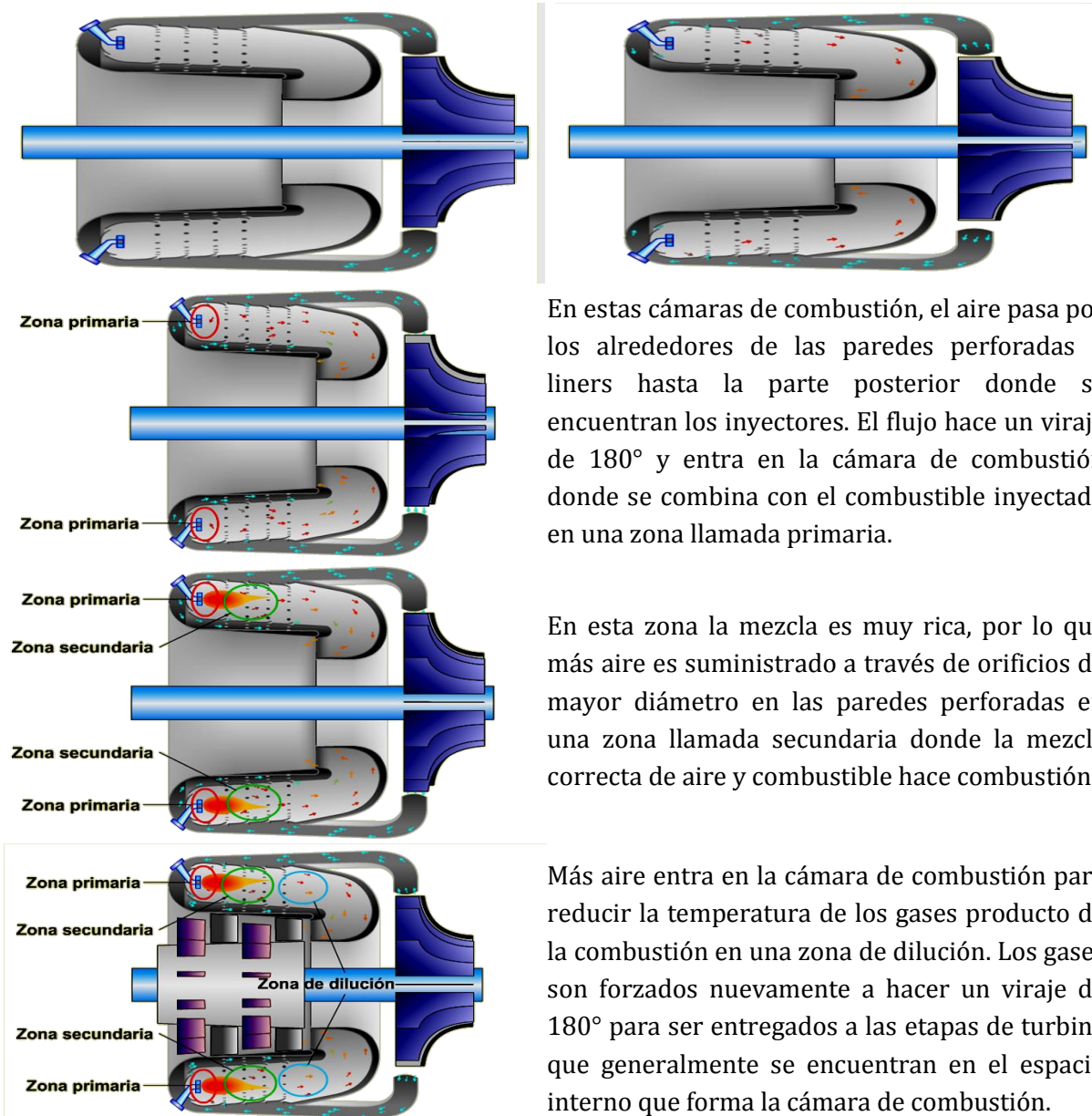


Figura 28 Cámara tipo Annular de flujo directo.

De flujo inverso:



En estas cámaras de combustión, el aire pasa por los alrededores de las paredes perforadas o liners hasta la parte posterior donde se encuentran los inyectores. El flujo hace un viraje de 180° y entra en la cámara de combustión donde se combina con el combustible inyectado en una zona llamada primaria.

En esta zona la mezcla es muy rica, por lo que más aire es suministrado a través de orificios de mayor diámetro en las paredes perforadas en una zona llamada secundaria donde la mezcla correcta de aire y combustible hace combustión.

Más aire entra en la cámara de combustión para reducir la temperatura de los gases producto de la combustión en una zona de dilución. Los gases son forzados nuevamente a hacer un viraje de 180° para ser entregados a las etapas de turbina que generalmente se encuentran en el espacio interno que forma la cámara de combustión.

Figura 29, 30, 31, 32, 33 Cámara tipo Annular de flujo inverso.

### 1.2.3.3 Generador de vapor recuperador de calor (HRSG)

Es un intercambiador de calor con flujos en contracorriente, compuesto por una serie de secciones formadas por el sobre calentador, caldera (o vaporizador) y economizador, ubicados de forma que se maximice la recuperación de calor y el suministro del vapor a la presión y temperatura adecuadas. Las calderas HRSG se diseñan para grandes flujos de gases, con caídas mínimas de presión, lo que permite una mayor generación de electricidad por el alternador de la turbina. Hay que tener en cuenta la configuración de las conexiones de los conductos de gases y las válvulas desviadoras, con el fin de minimizar las caídas de presión originadas por los cambios de dirección en las líneas de flujo o por velocidades excesivamente altas. Las pérdidas de calor a través de la envolvente de la caldera y de los conductos, se minimizan mediante aislamiento térmico. En el diseño de circulación natural, los tubos verticales facilitan la altura necesaria para alcanzar una circulación estable eliminando las bombas de circulación, diseño que produce una rápida respuesta en los transitorios, comunes en los ciclos combinados. La circulación puede ser forzada o natural; la mayoría de las unidades de flujo horizontal de gases utilizan circulación natural.

#### 1.2.3.3.1 Consideraciones técnicas

Para el diseño más económico, conviene evaluar los siguientes parámetros tales como: contrapresión admisible, presión y temperatura del vapor, punto de acercamiento, (Pinch), temperaturas de aproximación del sobre calentador y economizador y la temperatura de salida de la chimenea. La contrapresión en el HRSG está influenciada por el área de la sección recta del flujo; altas contrapresiones reducen su coste, pero disminuyen el rendimiento de la turbina de gas; el valor de la contrapresión, en la mayoría de las unidades, está entre 10" a 15" wg y 2.5 a 3.7 kPa. La temperatura del punto de acercamiento (Pinch) y las temperaturas de aproximación influyen en el tamaño de la unidad.

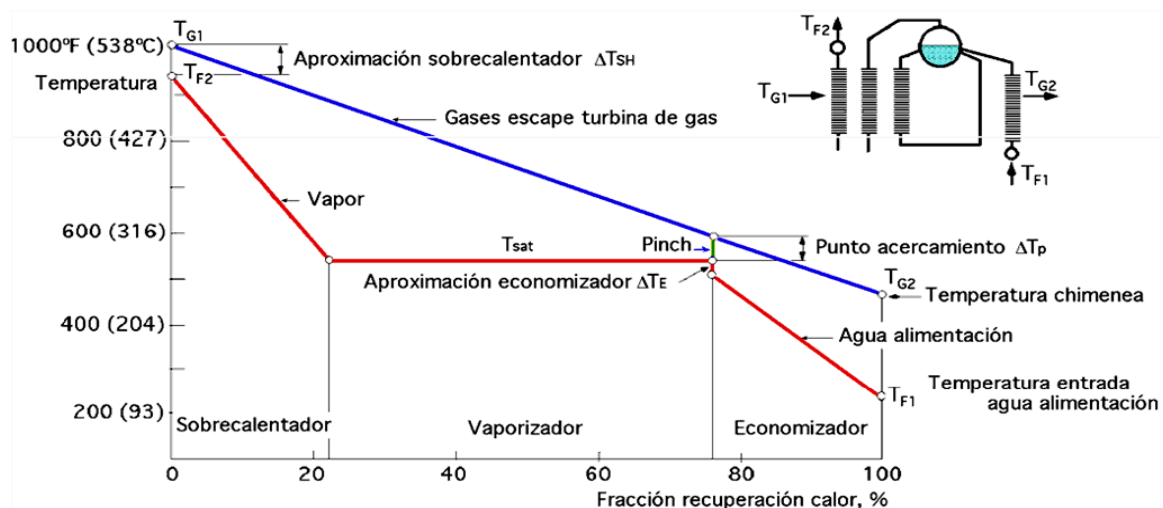


Figura 34 Perfil de temperaturas en una unidad (HRSG) de una sola presión.

#### 1.2.3.4 Sistemas de regulación

En la operación de las turbinas hay una cantidad de variables que necesitan ser controladas de alguna forma, las cuales dependen de las cargas de trabajo a las que sean sometidas dichas turbinas.

Entre estas variables pueden estar la presión inicial del fluido, la presión de salida, la cantidad de flujo por unidad de tiempo y la velocidad de rotación. La función de los sistemas de regulación consiste en mantener una o más de estas variables constantes mientras que otras pueden ser o no variadas sin que afecte el sistema completo. Como hay una relación directa entre la potencia suministrada por la turbina y el flujo de vapor o gas que fluye a través de ella, entonces cualquier oscilación en la carga de trabajo de la turbina, se verá reflejada en el suministro de fluido a ésta, aumentando ó disminuyendo dependiendo de las condiciones de trabajo requeridas. Existen diferentes sistemas de regulación que son utilizados en las turbinas, que influyen directamente con el desempeño de éstas y están relacionados con la capacidad de mantener casi invariable la velocidad de rotación, independientemente de la carga de trabajo a la cual estén sometidas.

### 1.3 Compresores de las plantas cogeneradoras en TG y HRSG's

La combustión de la mezcla combustible/aire a presión barométrica normal no produce energía suficiente de la expansión de los gases, como para que la potencia generada produzca trabajo útil y eficiencias razonables. La energía liberada por la combustión es proporcional a la masa de aire consumido, por lo cual mayor cantidad de aire se necesita para aumentar la eficiencia del ciclo de combustión, que el suministrado a presión barométrica normal. En los reciprocantes y turbogas, el aire debe ser comprimido para almacenar la cantidad máxima de aire en un volumen dado. La compresión del aire en un motor reciprocante se efectúa por medio de un pistón que se mueve dentro de un cilindro completamente ajustado y cerrado en un extremo. En los motores reciprocantes, puede aumentarse la compresión de la mezcla y por lo tanto la cantidad, por medio de un sobrealimentador. [10, 11, 12]



Figura 35 Vista general de un compresor.

La turbogas debe contar con otros medios de compresión. El descubrimiento para mejorar esta parte de las turbinas, constituyó el principal obstáculo el desarrollo del turborreactor. El inglés Frank Wittle solucionó el problema empleando un compresor de tipo centrífugo, que es todavía usado con éxito en pequeños motores de turbogas, a pesar de que el nivel de eficiencia del compresor centrífugo de una sola etapa es relativamente bajo. Las eficiencias de los centrífugos de varias etapas son algo mayores, pero no son comparables con las de los compresores axiales. Con un compresor centrífugo de una etapa se obtiene una relación de compresión máxima de 4 o 5 a 1, mientras que con un compresor dual de flujo axial se pueden obtener relaciones de 12 a 1 y más. Los compresores axiales tienen ventajas adicionales por ser más compactos y poseer pequeña área frontal, que son factores importantes de diseño para motores de la industria y la aviación, por ejemplo. Por esto, la mayoría de las turbinas de gas usan este tipo de compresor. Los compresores son máquinas que tienen por finalidad aportar una energía a los fluidos compresibles (gases y vapores) sobre los que operan, para hacerlos fluir aumentando al mismo tiempo su presión. En esta

última característica se distinguen de las soplantes y ventiladores que manejan grandes cantidades de fluidos compresibles (aire) sin modificar sensiblemente su presión, con funciones similares a bombas de fluidos incompresibles. Un compresor admite gas o vapor a una presión  $P_1$  dada, descargándolo a una presión  $P_2$  superior. La energía necesaria para efectuar este trabajo la proporciona un motor eléctrico o una turbina. La transformación que sufre el sistema puede estudiarse sin tener en cuenta el mecanismo del compresor. Experimentalmente se ha encontrado que la compresión se realiza de acuerdo a la siguiente ecuación:  $pv^n = constante$ . O sea que se trata de una transformación politrópica de exponente  $n$  costaste. El trabajo consumido por el compresor efectúa la aspiración del gas, la compresión y el transporte hacia el almacenamiento o zona de alta presión. Será entonces un trabajo de circulación que está representado gráficamente por el área rayada de la figura 1-37, en donde también se puede observar que si la compresión se realiza adiabáticamente el trabajo de circulación será mayor que cuando lo hace isotérmicamente. Tanto la transformación adiabática como la isotérmica son imposibles de realizar en la práctica. La primera requiere que no haya ningún intercambio de calor entre el gas y las paredes del compresor y la segunda que el calor se transmita tan perfectamente que la temperatura del gas se mantenga constante a pesar del aumento de energía que provoca la compresión. Por consiguiente, en la realidad, la compresión sigue una transformación politrópica intermediaria entre la adiabática y la isotérmica [13]. Como en el aire, el exponente adiabático  $\gamma$  es aproximadamente igual a 1,4, los valores del exponente de la politrópica estarán comprendidos entre este valor y 1 que es el exponente de la isotérmica. También se observa, que cuanto mayor sea la presión final que se alcance, mayor será la diferencia de áreas correspondiente a la politrópica y a la isotérmica y por mayor el trabajo que se debe consumir. Por este motivo, cuando se necesita presiones elevadas, la compresión se realiza en etapas, con un enfriamiento intermedio entre ellas.

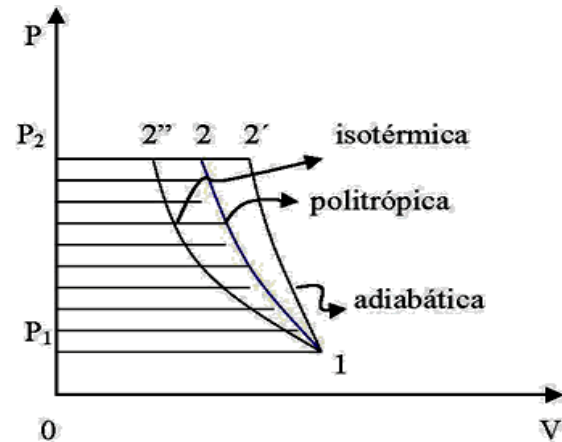


Figura 36 Transformación politrópica desde la presión  $P_1$  a la presión  $P_2$ .

### 1.3.1.1 Elevación de presión por calentamiento

Admitida la simplificación de la relación entre  $pv = RT$ , pone de manifiesto que para aumentar la presión de un gas, se puede actuar ya sea sobre su temperatura, o sobre su volumen, o sobre las dos magnitudes a la vez. En primer lugar examinemos el primero. Calentando una masa de gas en un recinto de volumen constante se obtiene un aumento simultáneo de la temperatura y de la presión. Este método presenta ciertas limitantes. En primer lugar la elevación de presión está acompañada de una elevación de temperatura, la cual entraña un aumento de la energía gastada (en forma de calor); así pues, este procedimiento no puede ser considerado más que cuando la elevación de temperatura presenta por sí misma un interés. Por otro lado, se debe utilizar inmediatamente el gas caliente, ya que su conservación en el recinto entrañaría un descenso de su temperatura (debido a la transmisión de su calor al medio ambiente) y, también de su presión; además, se necesita evacuar

el gas caliente para que sea posible introducir en el mismo recinto una nueva masa gaseosa para comprimirla por calentamiento. Desde el inicio de la evacuación, la presión en el recinto disminuye progresivamente: antes de dejar el recinto, la masa gaseosa experimenta una expansión adiabática que es tanto más importante cuanto menor es la masa restante. Resulta de ello que el gas tratado por este procedimiento es utilizado no bajo su presión máxima, sino bajo una presión variable entre la presión máxima y la que reina en el recinto en el momento de cierre de la válvula de escape. Por lo tanto, la elevación de presión por calentamiento no presenta interés más que cuando el gas caliente está destinado a ser expansionado inmediatamente en un motor, en la medida de lo posible, para funcionamiento a presión inicial variable. Este es el caso de la turbina de explosión cuyo principio consiste precisamente en aumentar la presión del aire a volumen constante quemando una cantidad de combustible, e introducir los gases producidos en una turbina en la que se expansiona desarrollando una determinada potencia sobre el eje [14].

### 1.3.1.2 Elevación de presión por variación de volumen

Conforme a la relación  $pv = RT$ , si la temperatura de un gas se mantiene constante, su presión es inversamente proporcional al volumen específico; se puede obtener un aumento de la presión por una reducción del volumen ocupado por el gas. Esto no es más que la elevación de presión resulta de una acción directa sobre el volumen de una masa de gas; en la práctica, se utiliza este término para designar toda acción destinada a aumentar la presión de un fluido gaseoso, incluso si el método es distinto que la directa reducción de volumen, tanto así que se designa por tasa de compresión la razón  $P_2/P_1$ , distinguiéndola de la tasa de compresión volumétrica que es la razón  $v_1/v_2$ . Estas dos razones son iguales entre sí cuando (como se ha supuesto) la temperatura del gas es invariable. Esta constancia de la temperatura, que exigiría un enfriamiento muy intenso del gas en la compresión, no se alcanza jamás; no obstante, incluso en la ausencia de todo enfriamiento, la razón  $P_2/P_1$  sin ser igual a la razón  $v_1/v_2$ , varía en el mismo sentido que esta última, de manera que una disminución del volumen del gas conduce siempre a un aumento de su presión. Los aparatos que trabajan según este principio son los compresores volumétricos. En donde la energía necesaria para producir la elevación de presión es aportada en forma de trabajo que es suministrado por un motor exterior. Ese trabajo se usa para desplazar una pared móvil que forma parte de un recinto cerrado de capacidad variable en el que se encuentra el fluido que se debe comprimir. La fuerza resistente que se opone a este desplazamiento se debe a la presión ejercida por el fluido sobre la cara interior de la pared móvil; esta fuerza crece, a medida que la presión del fluido se aproxima a su valor final  $P_2$ . La pared móvil puede tener la forma de un pistón que se desplaza en un cilindro; entonces el movimiento de la pared es rectilíneo y alternativo.

Los compresores se clasifican según las exigencias requeridas por la presión de trabajo y el caudal de suministro, pudiéndose de esta manera emplear diversos tipos de construcción. Se distinguen dos tipos básicos de compresores, en donde el primero trabaja según el principio de desplazamiento. La compresión se obtiene por la admisión del aire en un recinto hermético, donde se reduce luego el volumen. Se utiliza en el compresor de émbolo (oscilante o rotativo). Y el otro trabaja según el principio de la dinámica de los fluidos. El aire es aspirado por un lado y comprimido como consecuencia de la aceleración de la masa (turbina).

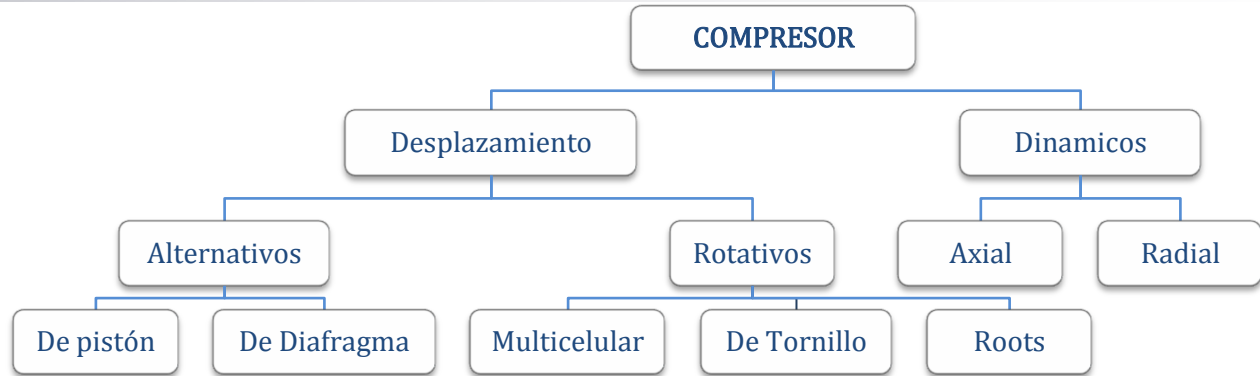


Figura 37 Tipos de compresores según su construcción.

### 1.3.1.3 De émbolo o de pistón

#### 1.3.1.3.1 De émbolo oscilante

Es apropiado para comprimir a baja, media o alta presión. Su campo de trabajo va hasta cientos bares. Funciona en base a un mecanismo de excéntrica que controla el movimiento alternativo de los pistones en el cilindro. Cuando el pistón hace la carrera de retroceso aumenta el volumen de la cámara por lo que aumenta el volumen de la cámara, por lo que disminuye la presión interna, provocando apertura de la válvula de admisión permitiendo la entrada de aire al cilindro. Una vez que el pistón ha llegado al punto muerto inferior inicia su carrera ascendente, cerrándose la válvula de aspiración y disminuyendo el volumen disponible para el aire [12].

#### 1.3.1.3.2 De diafragma (membrana)

Una membrana separa el émbolo de la cámara de trabajo; el aire no entra en contacto con las piezas móviles. Por tanto, en todo caso, el aire comprimido estará exento de aceite. El movimiento obtenido del motor, acciona una excéntrica y por su intermedio el conjunto biela - pistón. Esta acción somete a la membrana a un vaivén de desplazamientos cortos e intermitentes que desarrolla el principio de aspiración y compresión. Debido a que el aire no entra en contacto con elementos lubricados, el aire comprimido resulta de una mayor pureza, por lo que lo hace especialmente aplicable en industrias alimenticias, farmacéuticas, químicas y hospitales.

### 1.3.1.4 Compresor de émbolo rotativo

Consiste en un émbolo que está animado de un movimiento rotatorio. El aire es comprimido por la continua reducción del volumen en un recinto hermético. A continuación los tipos más comunes:

#### 1.3.1.4.1 Compresor rotativo multicelular

Un rotor excéntrico gira en el interior de un cárter cilíndrico provisto de ranuras de entrada y de salida. Las ventajas de este compresor residen en sus dimensiones reducidas, su funcionamiento silencioso y su caudal prácticamente uniforme y sin sacudidas. El rotor está provisto de un cierto número de aletas que se deslizan en el grandes cantidades de aire pero con vestigios de aceite, por lo que en aquellas empresas en interior de las ranuras y forman las células con la pared del cárter. Cuando el rotor gira, las aletas son oprimidas por la fuerza centrífuga contra la pared del cárter, y debido a la excentricidad el volumen de las células varía constantemente.

#### 1.3.1.4.2 Compresor de tornillo helicoidal, de dos ejes

Dos tornillos helicoidales que engranan con sus perfiles cóncavo y convexo impulsan hacia el otro lado el aire aspirado axialmente. Los tornillos del tipo helicoidal engranan con sus perfiles y así se logra reducir el espacio del aire. Esta situación genera un aumento de la presión interna del aire y además por la rotación y el sentido de las hélices es impulsado hacia el extremo opuesto. Los ciclos se traslapan, con lo cual se logra un flujo continuo. Evitando desgaste de los tornillos, estos no se tocan, ni con la carcasa, obligando a utilizar un mecanismo de transmisión externo que permita sincronizar el movimiento de ambos elementos. Entrega caudales y presiones medios altos (600 a 40000m<sup>3</sup>/h y 25 bar) pero menos presencia de aceite que el de paletas.

#### 1.3.1.4.3 Compresor Roots

En estos compresores, el aire es llevado de un lado a otro sin que el volumen sea modificado. En el lado de impulsión, la estanqueidad se asegura mediante los bordes de los émbolos rotativos. Como ventaja presenta el hecho que puede proporcionar un gran caudal, lo que lo hace especial para empresas que requieren soplar, mover gran cantidad de aire, su uso es muy limitado. El accionamiento también se asegura exteriormente, ya que por la forma de los elementos y la acción del roce no es conveniente que los émbolos entren en contacto.

#### 1.3.1.5 Turbocompresores

El fluido de trabajo que se encuentra a baja presión, entra en un conjunto de álabes móviles del compresor y sale a una gran velocidad, resultado del trabajo transmitido por el eje. El fluido va a un difusor de tal forma que la velocidad disminuye y la presión se incrementa. Se pueden clasificar de acuerdo a dirección del flujo en: axiales y centrífugos. En una turbogas puede emplearse uno de los dos tipos o una combinación de éstos dependiendo de la operación.

##### 1.3.1.5.1 Compresores centrífugos

Es el primer diseño empleado con éxito en las turbogas. Está conformado por tres partes principales, rodete, difusor y múltiple de distribución, cada uno con una función específica en el proceso de compresión. El aire entra al compresor cerca de su eje en dirección axial y es impulsado en forma radial por la fuerza centrífuga producida por el movimiento del rodete. El aire que sale radialmente y gran velocidad del rodete, es tomado por el difusor donde la energía cinética del aire se transforma en energía potencial en forma de presión. El múltiple de distribución recoge el aire a presión y lo entrega a las cámaras de combustión.



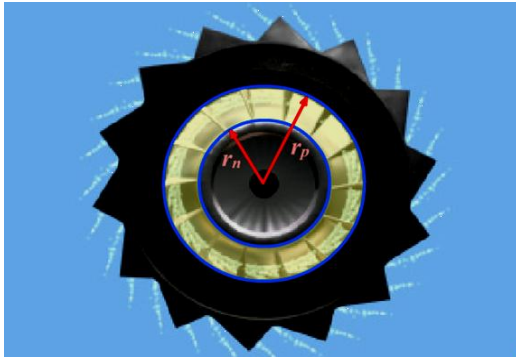
Figura 38 Isométrico del Compresor

Algunas de las ventajas más importantes frente a los axiales, centrados en lo funcional es que tiene un mayor incremento de presión por etapa, hasta de 15:1, buena eficiencia dentro de un rango muy amplio de velocidades de rotación, simplicidad relativa de fabricación y menores costos de producción, bajo peso y bajo consumo de potencia durante el arranque [9]. Y las desventajas más

importantes es que el área frontal es considerablemente y tiene más de dos etapas, que no son prácticas, por las pérdidas que se generan entre una y otra.

Para comprender el principio de funcionamiento de un compresor centrífugo, hay que tener en cuenta que por su diseño, la velocidad de los álabes varía a lo largo del recorrido del flujo por el compresor. La razón es que el diámetro medio aumenta desde la entrada hasta la salida. [9]

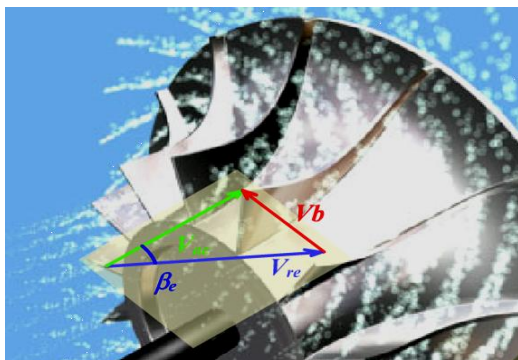
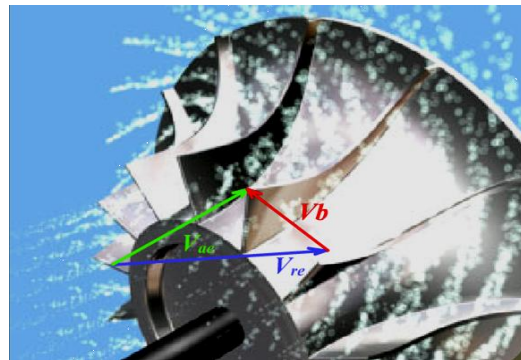
En las siguientes imágenes se muestra el comportamiento del flujo en un compresor centrífugo:



El flujo de aire entra al rodete por el anillo formado entre el radio del núcleo  $r_n$  y el radio de la punta  $r_p$ , conocido como ojo del compresor o sección de inducción.

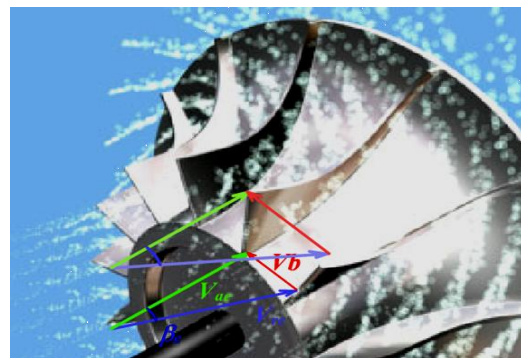
La velocidad absoluta de entrada  $V_{ae}$  es la resultante de la suma vectorial entre la velocidad relativa de entrada  $V_{re}$  y la velocidad tangencial del álabe  $Vb$ .

$$V_{ae} = V_{re} + Vb$$

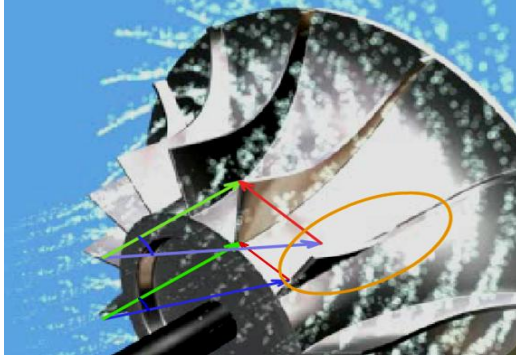


A su vez, el ángulo relativo de entrada  $\beta_e$ , es aquel formado por la velocidad relativa de entrada  $V_{re}$  y la velocidad absoluta de entrada  $V_{ae}$ . Los vectores que representan las velocidades de entrada, se encuentran en un plano horizontal a lo largo del eje del compresor.

Debido a que la velocidad tangencial del álabe  $Vb$  varía del núcleo a la punta en la sección de inducción, la velocidad y ángulo relativo de entrada del flujo  $V_{re}$ ,  $\beta_e$ , también varían para una misma velocidad absoluta de entrada  $V_{ae}$ .



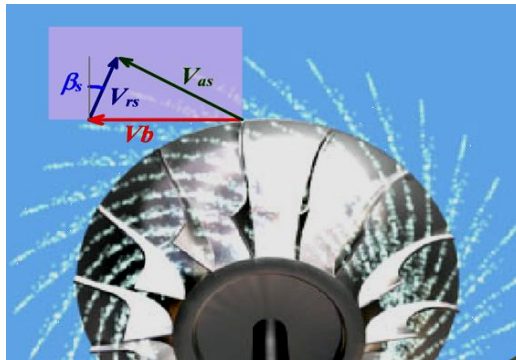
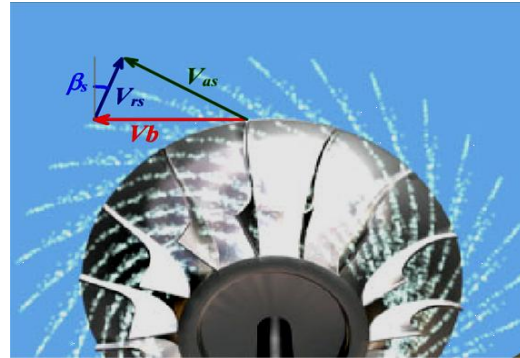




Para compensar la variación del ángulo relativo de entrada, los álabes se retuercen a la entrada para que el flujo entre suavemente en el rodete.

El flujo sale del rodete radialmente con una velocidad relativa  $V_{rs}$  y un ángulo relativo  $\beta_s$ . La velocidad absoluta de salida  $V_{as}$  es la suma vectorial de la velocidad relativa de salida  $V_{as}$  y la velocidad tangencial del álabe  $V_b$ .

$$V_{as} = V_{rs} + V_b$$



Los vectores que representan las velocidades de salida, se encuentran en un plano vertical a lo largo del eje del compresor.

Figuras 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45 Representación gráfica del funcionamiento de un compresor centrífugo.

Como la velocidad tangencial del álabe es mayor a la salida que a la entrada, la magnitud de la velocidad absoluta a la salida  $V_{as}$  es también mayor que a la entrada  $V_{ae}$ . La velocidad absoluta del flujo que sale del rotor tiene una componente radial  $V_e$ , que es aproximadamente igual a la velocidad axial de entrada (o velocidad absoluta de entrada para este caso)  $V_{ae}$  y una componente tangencial  $V_{ws}$  que equivale aproximadamente al 90% de la velocidad del álabe a la salida  $V_{bs}$ . Analizando los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida, puede apreciarse que la variación en la velocidad de volteo  $V_w$  es igual a la velocidad de volteo a la salida  $V_{ws}$  cuando el flujo entra axialmente al compresor.

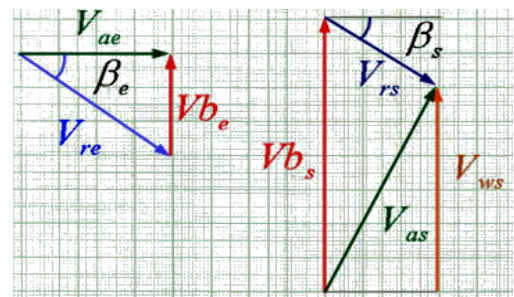


Figura 46 Triángulos de velocidades en un compresor centrífugo.

En este caso, la ecuación de Euler toma la siguiente forma:

$$Pot_c = \dot{m}w(r_s V_{ws} - r_e V_{we}) \quad [N/s] \quad (11)$$

Cuando el flujo entra al compresor en dirección axial, la componente tangencial de la velocidad absoluta de entrada  $V_{we}$  será 0 y por lo tanto:

$$Pot_c = \dot{m} \omega r_s V_{ws} \quad (12)$$

$$Cp(T_s - T_e) = \dot{m} \omega r_s V_{ws} \quad [N/s] \quad (13)$$

Para un caso ideal, la componente tangencial de la velocidad absoluta de salida  $V_{ws}$  deberá ser la misma que la velocidad tangencial del álabe a la salida  $V_{bs}$ . Sin embargo, esto no ocurre en la realidad debido al deslizamiento del flujo con respecto al rodete del compresor. La relación entre la componente tangencial de la velocidad de salida  $V_{ws}$  y la velocidad del rodete a la salida  $V_{bs}$ , se conoce como factor de deslizamiento  $f_d$ , donde  $n$  es el número de álabes.

$$f_d = 1 - \frac{2}{n} \quad (14)$$

### 1.3.1.5.2 Compresores axiales

El aire fluye en la dirección del eje del compresor acoplado al eje por medio de un disco y una serie de álabes fijos o álabes del estator acoplados a la carcasa del compresor y concéntrico al eje de rotación. Cada conjunto de álabes móviles y álabes fijos forman una etapa del compresor. El aire es tomado por el conjunto de álabes móviles e impulsado hacia atrás en sentido axial y entregado al conjunto de álabes fijos con una mayor velocidad. Los álabes fijos actúan como difusor por etapa, transformando la energía cinética del aire en energía potencial en forma de presión y dan al flujo el ángulo adecuado para entrar en los álabes móviles de la siguiente etapa. Cada etapa produce un pequeño incremento en la presión del aire. Un mayor incremento de presión se logra instalando varias etapas, dándose una reducción en la sección transversal a medida que el aire es comprimido. Algunas de las ventajas más relevantes son:

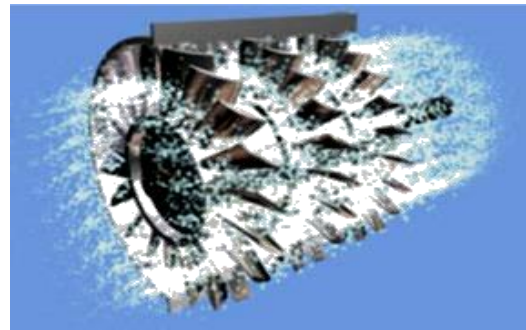


Figura 47 Isométrico de un Compresor Axial.

El aire es tomado por el conjunto de álabes móviles e impulsado hacia atrás en sentido axial y entregado al conjunto de álabes fijos con una mayor velocidad. Los álabes fijos actúan como difusor por etapa, transformando la energía cinética del aire en energía potencial en forma de presión y dan al flujo el ángulo adecuado para entrar en los álabes móviles de la siguiente etapa. Cada etapa produce un pequeño incremento en la presión del aire. Un mayor incremento de presión se logra instalando varias etapas, dándose una reducción en la sección transversal a medida que el aire es comprimido. Algunas de las ventajas más relevantes son:

- Eficiencias máximas debidas al efecto RAM que se presenta como consecuencia del diseño axial.
- Mayores relaciones de presión obtenibles mediante múltiples etapas de compresión.
- Una menor área frontal y en consecuencia menor resistencia al avance.
- Menores pérdidas de energía, ya que no existen cambios considerables en la dirección del flujo.

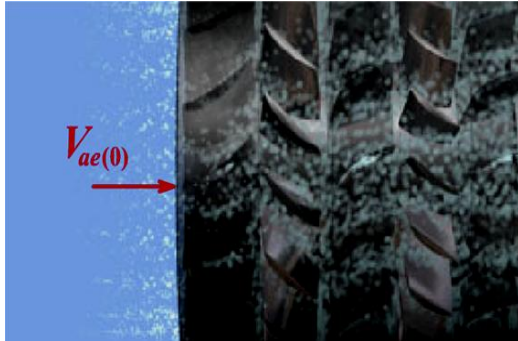
Desventajas más importantes frente a los compresores centrífugos:

- Dificil manufactura y altos costos de producción.
- Alto consumo de potencia durante el arranque.
- Bajo incremento de presión por etapa.

Se encuentran compresores en donde se instala a la entrada una serie de álabes guía que actúan como toberas, a través de los cuales hay una disminución en la presión estática del aire y un

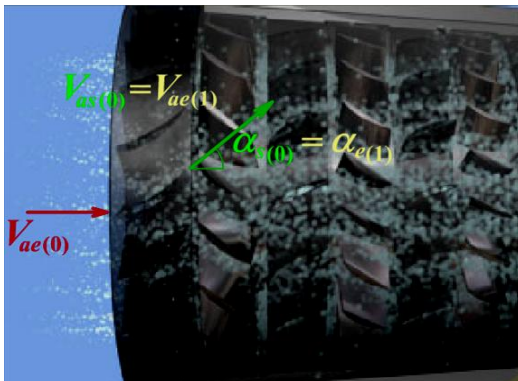
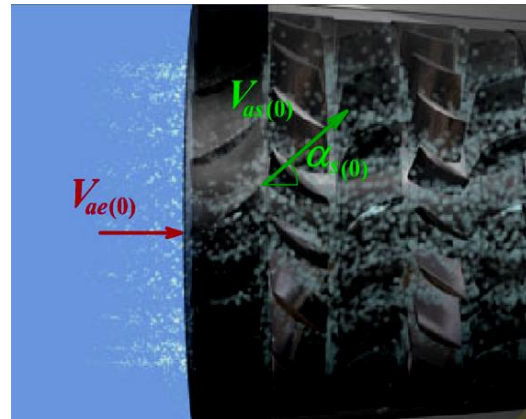
incremento en la velocidad. Los álabes se instalan con un ángulo específico que varía la dirección del flujo, dándole una componente tangencial a la velocidad en dirección del movimiento del rotor.

En la siguiente secuencia se muestra el comportamiento del flujo a través de los álabes guía y la primera etapa, en la cual los álabes móviles y los álabes fijos tienen la misma geometría:



El aire tomado de la atmósfera entra a los álabes en dirección axial con una velocidad absoluta de entrada  $V_{ae(0)}$ .

El flujo pasa por los álabes guía que actúan como toberas, se acelera y cambia de dirección a la vez que su presión estática disminuye. El flujo de aire sale de los álabes guía con una velocidad absoluta de salida  $V_{as(0)}$  mayor que la de entrada  $V_{ae(0)}$  y con un ángulo absoluto de salida  $\alpha_{s(0)}$  con respecto al eje axial del compresor.

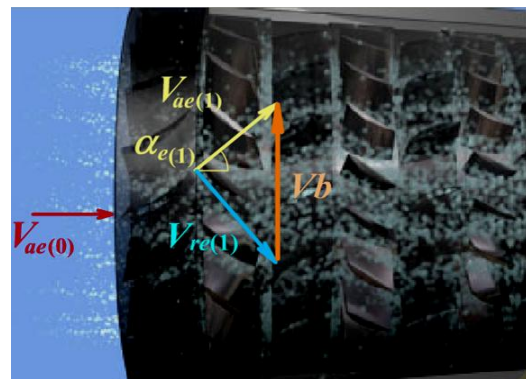


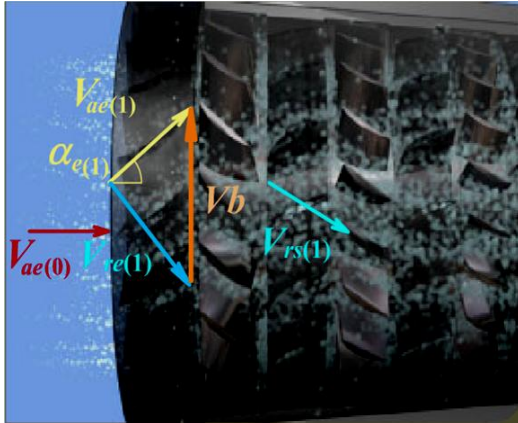
El flujo de aire entra a los álabes móviles del compresor con velocidad y ángulo absoluto de entrada  $V_{ae(1)}$  y  $\alpha_{e(1)}$  iguales a la velocidad y ángulo absoluto de salida de los álabes guía  $V_{as(0)}$  y  $\alpha_{s(0)}$ .

La velocidad del flujo respecto a los álabes móviles o velocidad relativa de entrada  $V_{re(1)}$  será la resta vectorial de la velocidad absoluta de entrada  $V_{ae(1)}$  y la velocidad del álabe  $V_b$ .

$$V_{re(1)} = V_{ae(1)} - V_b \text{ o } V_{ae(1)} = V_{re(1)} + V_b$$

(15)



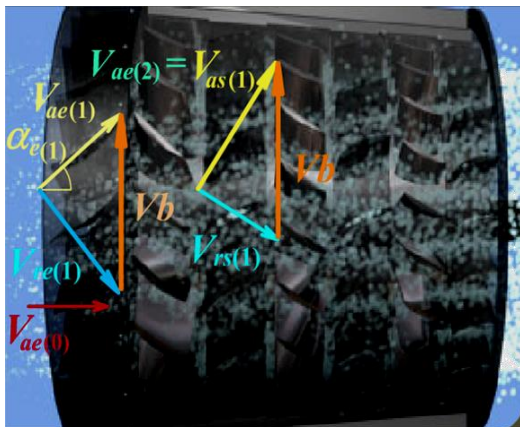
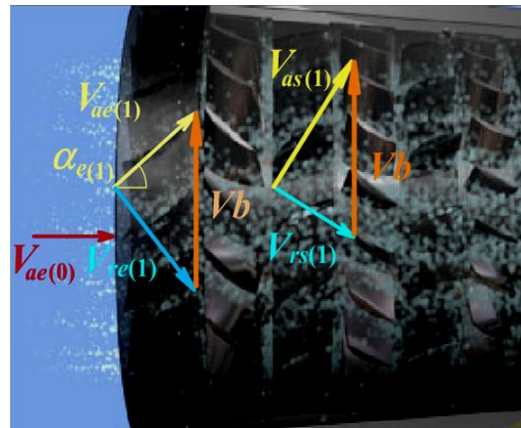


La velocidad absoluta del flujo a la salida de los álabes móviles  $V_{as(1)}$ , será mayor que su velocidad absoluta a la entrada  $V_{ae(1)}$  e igual a:

$$V_{as(1)} = Vb + V_{rs(1)} \quad (16)$$

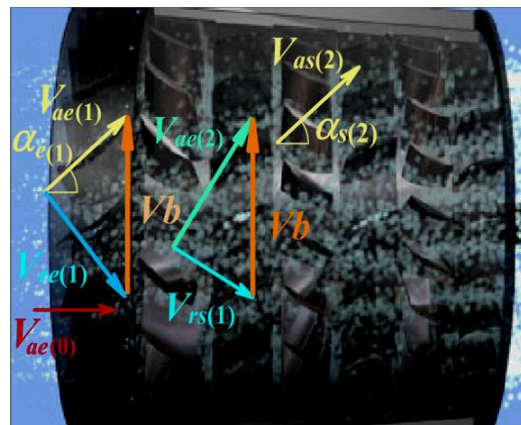
Los canales formados por los álabes móviles actúan como difusores y en consecuencia reducen la velocidad del flujo con respecto a los álabes móviles desde el valor de entrada  $V_{re(1)}$  hasta el valor de salida  $V_{rs(1)}$ .

La disminución en la velocidad relativa del flujo produce un incremento en la presión estática desde  $P_1$  hasta  $P_2$ .



El flujo que sale de los álabes móviles, entra al conjunto de álabes fijos con una velocidad de entrada  $V_{ae(2)}$  igual a la velocidad absoluta de salida de los álabes móviles  $V_{as(1)}$ .

En los álabes fijos dispuestos en forma de difusor, la presión estática del flujo aumenta de  $P_2$  a  $P_3$  y su velocidad disminuye.



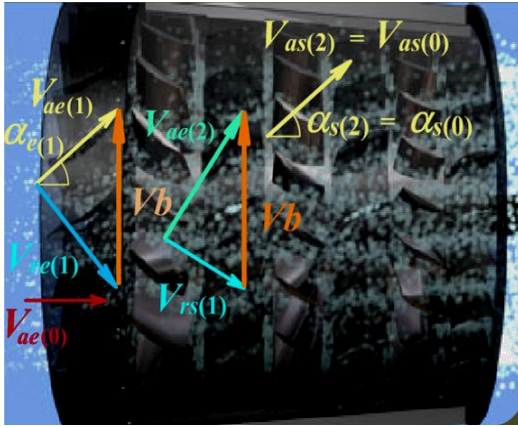


Figura 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56 Representación gráfica del funcionamiento de un compresor axial.

El flujo de aire entra a los álabes móviles del compresor con velocidad y ángulo absoluto de entrada iguales a la velocidad y ángulo absoluto de salida de los álabes guía. La velocidad del flujo con respecto a los álabes móviles o velocidad relativa de entrada será la resta vectorial de la velocidad absoluta de entrada y la velocidad del álabes  $V_b$ . Si la componente axial de la velocidad  $V_f$  del flujo de aire a través del compresor es constante, el trabajo del compresor producirá un cambio en la magnitud y dirección de la velocidad absoluta y una variación en sus componentes en la dirección de volteo. La ecuación de Euler define la potencia requerida por un compresor para producir un cambio en el momento angular de un fluido, así:  $Pot_c = \dot{m}w(r_s V_{ws} - r_e V_{we})$   $[N/s]$

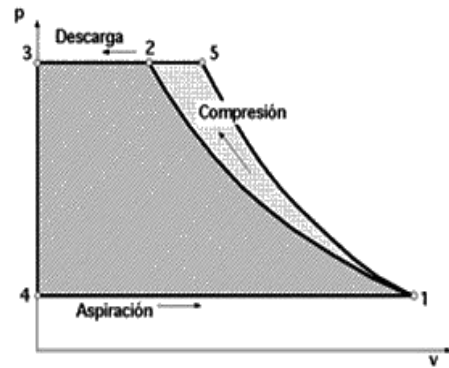


Figura 57 Ciclo de trabajo teórico de un compresor ideal, sin pérdidas, con espacio muerto nulo y con gas perfecto.

Si el análisis de los triángulos de velocidades se hace sobre el diámetro medio de los álabes del compresor, se puede decir que  $r_e = r_s$  y por lo tanto la potencia podrá escribirse como:

$$Pot_c = \dot{m}rw(V_{ws} - V_{we}) \text{ o } Pot_c = \dot{m}V_bV_w \tag{18}$$

Los triángulos de velocidades, la variación de la velocidad de volteo  $V_w$ , puede calcularse como:

$$V_w = V_f \tan \beta_e - V_f \tan \beta_s = V_f (\tan \beta_e - \tan \beta_s) \tag{19}$$

Siendo:  $V_f$ : Componente de la velocidad en dirección axial

$\beta_e, \beta_s$ : Ángulos relativos de entrada y salida de los álabes móviles respectivamente

La potencia del compresor podrá expresarse como:

$$Pot_c = \dot{m}V_bV_f(\tan \beta_e - \tan \beta_s) \tag{20}$$

### 1.3.2 Ciclos de trabajo

Un proceso es una interacción entre un sistema y sus alrededores, y un proceso reversible no involucra irreversibilidades asociadas con cualquiera de ellos. Un proceso se denomina

internamente reversible si no hay irreversibilidades dentro de las fronteras del sistema durante el proceso. En el transcurso de un proceso internamente reversible, un sistema sigue una serie de estados de equilibrio, y cuando se invierte el proceso, el sistema pasa exactamente por los mismos estados de equilibrio mientras regresa a su estado inicial. Un proceso recibe el nombre de externamente reversible si no ocurren irreversibilidades fuera de las fronteras del sistema durante el proceso. La transferencia de calor entre un depósito y un sistema es un proceso externamente reversible si la superficie de contacto entre el sistema y el depósito se encuentra a la temperatura de este último. Un proceso es llamado totalmente reversible, si no incluye irreversibilidades dentro del sistema ni en sus alrededores.

### 1.3.2.1 Trabajo ideal del compresor

El ciclo teórico de trabajo de un compresor ideal se entiende fácilmente mediante el estudio de un compresor monofásico de pistón funcionando sin pérdidas y que el gas comprimido sea perfecto. Con esto se da por hecho que el pistón se mueve ajustado herméticamente al cilindro, e incluso se considera que el paso del aire hacia y desde el cilindro tiene lugar sin resistencias en válvulas y conductos, es decir, sin cambio de presión. El volumen de desplazamiento de un compresor es el volumen barrido en la unidad de tiempo por la cara o caras del pistón de la primera etapa, en el caso de doble efecto, hay que tener en cuenta el vástago del pistón.

El volumen desplazado  $V_D$  por un compresor es el volumen de la cilindrada de la máquina multiplicado por el número de revoluciones de la misma. En el caso de ser un compresor de más de una etapa, el volumen engendrado viene indicado por la primera etapa. El espacio muerto o volumen nocivo  $V_0$  corresponde al volumen residual entre el pistón y el fondo del cilindro y las lumbreras de las válvulas, cuando el pistón está en su punto muerto, estimándose entre un 3% y 10% de la carrera, de acuerdo con el modelo de compresor. Esto provoca un retraso en la aspiración debido a que el aire almacenado en el volumen residual a la presión  $P_2$  debe expandirse hasta la presión  $p_1$  antes de permitir la entrada de aire en el cilindro. Sin embargo, su efecto es doble en razón a que si por un lado disminuye el volumen de aspiración, por otro ahorra energía, ya que la expansión produce un efecto motor sobre el pistón; se puede considerar que ambos efectos se compensan bajo el punto de vista energético.

### 1.3.2.2 Trabajo real del compresor

Los factores que causan la irreversibilidad de un proceso se llaman irreversibilidades. Entre ellos están la fricción, la expansión libre, la mezcla de dos fluidos, la transferencia de calor a través de

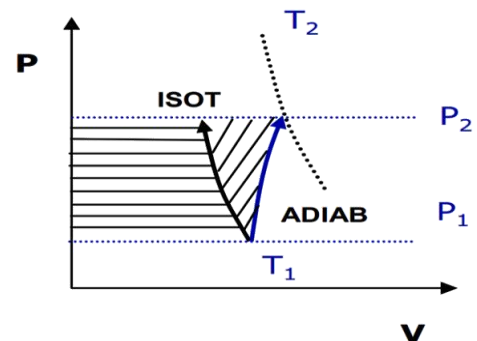


Figura 58 DIAGRAMA P-V: En el proceso de compresión real si se desvía hacia la derecha (T mayor), se sale de la idealidad.

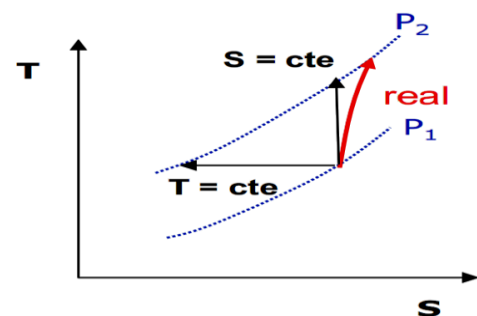


Figura 59 DIAGRAMA T-S: El proceso de compresión real se desvía de la idealidad hacia la derecha (T mayor). Parte de la Energía se degrada y aumenta la Temperatura, ( $q=0$ ).  $T_2$  isentrópica es la

una diferencia finita de temperatura, la resistencia eléctrica, la deformación inelástica de sólidos y las reacciones químicas. Los procesos irreversibles (o reales) se hacen presentes en numerosos fenómenos naturales. En realidad, la idea de un proceso reversible es solo una idealización ya que todo proceso es irreversible a nivel macroscópico. Siendo este el caso, el estudio de este tipo de procesos se hace muy importante para la termodinámica. El trabajo real se calcula fijando una eficiencia isentrópica para el compresor o mediante el cambio de entalpía entre las corrientes de salida y entrada en el compresor, es decir:

$$-W_{s,real} = \frac{-W_s}{\eta_{isentrópica}} = H_{4,real} - H_3 \quad (21)$$

#### 1.4 Tecnologías para el enfriamiento del aire en la succión del compresor.

Dado que la turbina de gas es un motor que respira aire del ambiente, su desempeño cambia con cualquier cosa que afecte el flujo de masa de aire de admisión al compresor, y con mayor razón los cambios en las condiciones de referencia de la *International Standards Organization* (ISO) de 15°C (59°F), 60% de humedad relativa y 101.4 kPa (14.7 psia). Debido a esto, el desempeño de las turbinas de gas varía significativamente con las condiciones locales, y la temperatura ambiente es un factor determinante [15]. La potencia desarrollada por la turbina de gas depende de la masa del combustible y del comburente, ambas utilizadas en el proceso de combustión. Pero el caudal volumétrico del comburente, aire atmosférico, y que es suministrado por el compresor, es fijo, y para una velocidad de giro dada y un caudal másico, este dependerá de la densidad del aire que, a su vez, es función de la temperatura ambiente. Por tanto, a medida que se incrementa esta temperatura disminuye el caudal másico del comburente y, consecuentemente, la potencia eléctrica de la máquina. Si se disminuye la temperatura ambiente, la capacidad y eficiencia de las turbinas de gas se incrementan, debido a que esta disminución induce un aumento en la densidad del aire en la succión del compresor y, para una velocidad constante del mismo, esto se traduce en un incremento en el flujo másico. La presión atmosférica tiene, igualmente, un efecto importante sobre la capacidad de las turbinas de gas, aunque no sobre su eficiencia. Cuando la presión atmosférica disminuye, la densidad del aire baja, lo que, a su vez, reduce el flujo de masa hacia la turbina y, por tanto, su capacidad. De igual modo, el aire húmedo, al ser más denso que el aire seco, también afecta la producción de potencia. Variaciones de la temperatura ambiente de 20°C a 30°C causan pérdidas de hasta el 8% de la generación, esto motiva a centrar este estudio en evaluar un método útil para bajar y controlar la temperatura del aire de admisión para la combustión. Entonces la densidad del aire de admisión aumenta con la presión y la humedad relativa, mientras que disminuye al aumentar la temperatura. Por tanto, la potencia que una turbina de gas es capaz de producir va a estar influenciada directamente por el clima. [16]

La figura 1-60 presenta el efecto que tiene la temperatura ambiente sobre la potencia de salida, el consumo térmico unitario (Heat Rate), el flujo de aire y la temperatura de salida de la chimenea en una turbina de gas General Electric MS5001P, tomando como referencia las condiciones ISO sobre la cual los fabricantes diseñan las turbinas de gas. Temperatura ambiente 15°C, 60% de humedad relativa, 1atm (14.7psia). Tal como se aprecia en las curvas, disminuir la temperatura del aire en la succión del compresor hará que este más frío a la descarga y bajará la temperatura de salida de la

chimenea, con la unidad trabajando en carga base el control de temperatura hará que aumente el calor suministrado (Heat Consump) aumentando el flujo de combustible pero como la pendiente de la potencia ganada es mayor que la del consumo del calor extra requerido, el resultado final es una reducción del consumo específico Heat Rate o lo que es lo mismo una mayor eficiencia del ciclo.

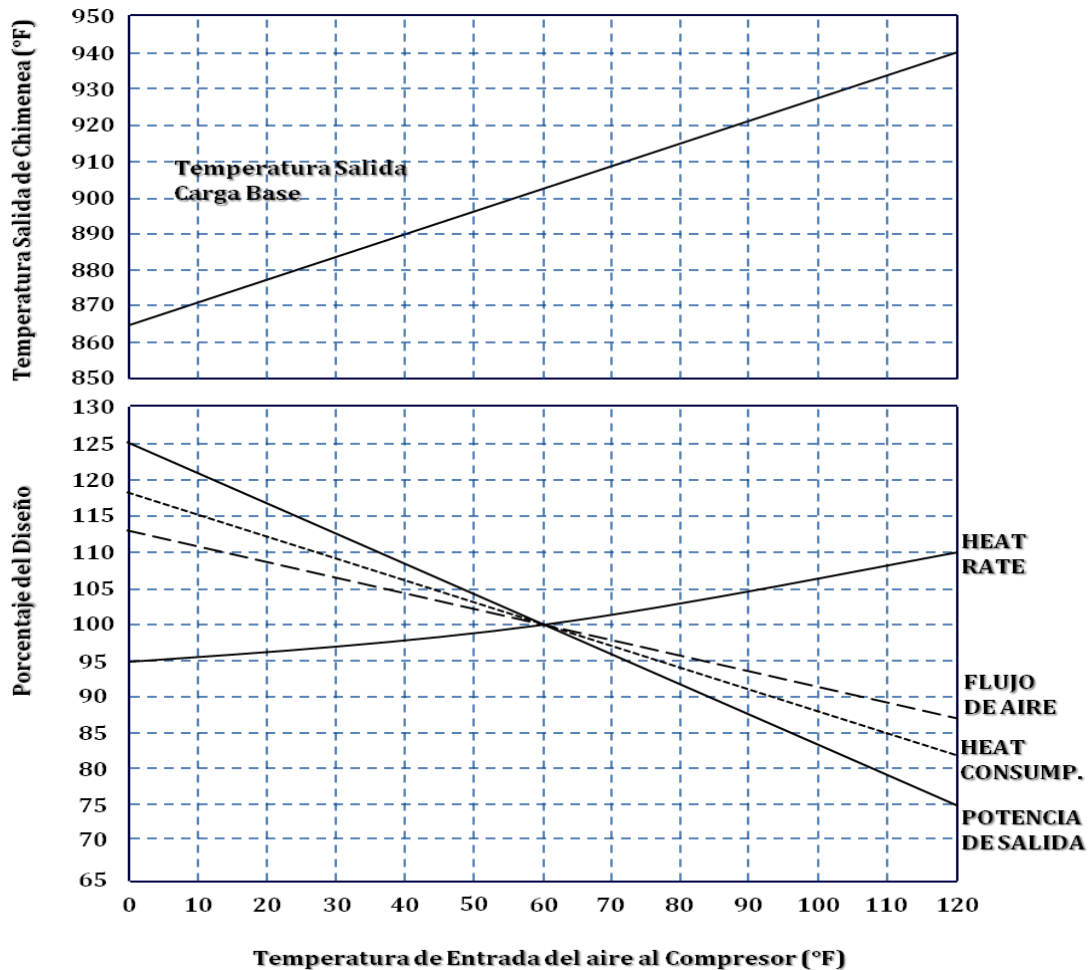


Figura 60 Efecto de la temperatura ambiente sobre la potencia de salida del generador y su Heat Rate.

Si se considera que el aire se comporta como un gas ideal puede aplicarse la expresión:

$$vP = RT \quad \rho \uparrow = \frac{P}{RT} \downarrow \quad (22)$$

Por tanto al ser R y P contantes cuando la temperatura ambiente disminuye la densidad del aire es mayor, y al ser el flujo volumétrico constante el flujo másico aumenta.

La presión atmosférica y la humedad relativa del aire también tienen efecto sobre la potencia del turbocompresor pero no es tan acentuado como el efecto de la temperatura ambiente.

Para el cálculo del consumo específico (Heat Rate) se usa la expresión HR:

$$HR = \frac{3600}{\eta} \left[ \frac{Kj}{KWh} \right] \quad (23)$$



El caudal de combustible será:

$$\dot{m}_f = \frac{3600 \text{Potencia [KW]} \left[ \frac{kg}{h} \right]}{\eta_{PCI} \left[ \frac{Kj}{kg} \right]} \quad (24)$$

La energía calorífica recuperable de los gases de escape se puede calcular usando la expresión:

$$Q_{gases} = \dot{m}_{esc} c_{p,esc} (T_{escape} - T_{final}) \quad (25)$$

Entre los beneficios de enfriar el aire están:

- Aumento de la potencia: Se evita tener pérdidas de potencia en comparación a la potencia nominal cuando la temperatura crezca por encima de la temperatura nominal. Además se puede bajar la temperatura por debajo de la nominal y tener más potencia a condiciones ambiente nominal; ya que al disminuir el trabajo necesario de compresión, mayor será la potencia disponible en la turbina con un consumo específico más bajo.
- Reducción del coste por kw neto: Se evita colocar más generadores o colocar un generador de mayor capacidad para producir más potencia si las condiciones climáticas son más severas.
- Incremento del rendimiento o aprovechamiento del combustible: Se reduce la tasa de consumo de combustible (MJ/h de combustible consumido en la turbina); ya que un Heat Rate más bajo significa menor consumo de combustible y menos emisiones por KWh generado [17].
- Se reduce en gran medida la dependencia de las condiciones meteorológicas y su consecuente incertidumbre en la producción programada.

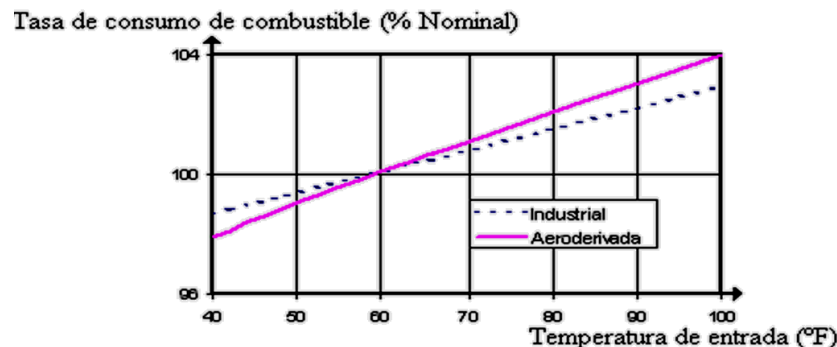


Figura 61 Consumo de combustible al variar temperatura de entrada [17].

- Incremento de la producción de vapor: Se consiguen reducir las pérdidas de producción de vapor, ya que por la reducción de flujo másico se reduce la energía en el escape de la turbina de gas que está conectada a la HRGS, encargada de la producción de vapor.
- La temperatura de descarga del compresor también será menor bajando así la temperatura de la llama e igualmente las emisiones de  $NO_x$ .

#### 1.4.1 Procesos psicrométricos del aire a la entrada de turbina de gas

En la figura 1-72 se presenta un diagrama psicrométrico del aire, y en el anexo 2 se pueden observar términos que facilitarán el entendimiento del tema. En él se representa las siguientes magnitudes:

- Temperatura seca.
- Temperatura húmeda.
- Entalpía.
- Volumen específico.
- Humedad absoluta.
- Humedad relativa.

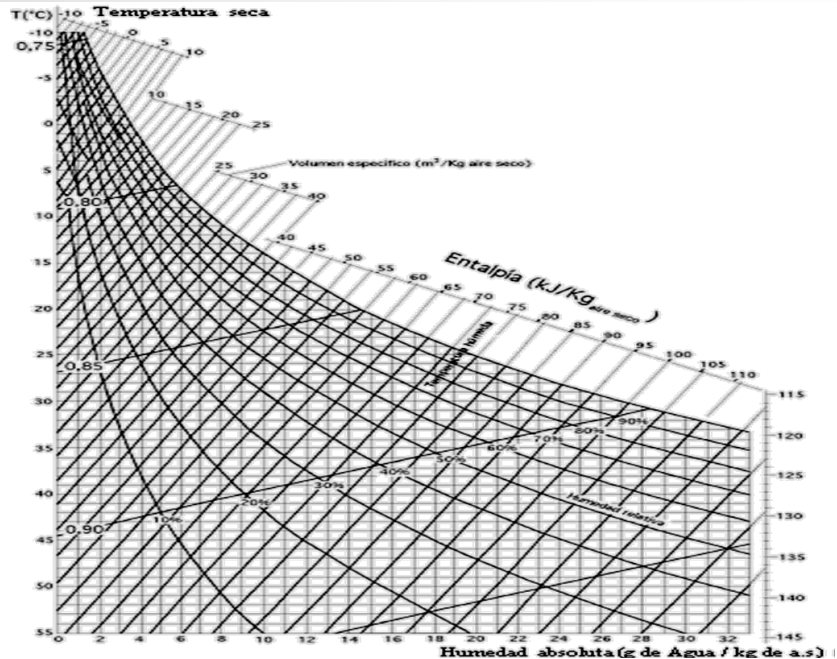


Figura 62 Tabla Psicométrica.

El aire en la entrada del compresor es aire procedente de la atmósfera y es conocido como aire húmedo. El aire húmedo puede considerarse como una mezcla de aire seco y vapor de agua; el aire seco es una mezcla de gases, cuya composición química es la indicada en la siguiente tabla [18]:

Gas	Análisis volumétrico (%)	Fracción molar (°/1)	Peso molecular (g/mol)
Oxígeno	20.99	0.2099	32
Nitrógeno	78.03	0.7803	28.016
Argón	0.94	0.0094	39.944
Anhídrido carbónico	0.03	0.0003	44.003
Hidrógeno	0.01	0.0001	2.016

Tabla 5 Composición del aire húmedo.

#### 1.4.2 Sistemas de enfriamiento y tecnologías disponibles

Los parámetros que se tienen en cuenta para seleccionar el tipo de sistema de enfriamiento más conveniente incluyen: el tipo de turbina, las condiciones climáticas, las horas de operación de la turbina, la relación entre flujo másico y potencia generada y el precio de la energía en el mercado. Las principales ventajas que se obtienen al enfriar el aire en la succión del compresor son: mejoramiento en la potencia de salida, disminución del consumo térmico específico en ciclo simple y ciclo combinado y disminución en las emisiones debido al mejoramiento en la eficiencia total. Estudios realizados demuestran que por cada grado de reducción de temperatura en la entrada de aire, permite incrementar la potencia de la turbina, linealmente en el orden de 0.7%. Es así como en literatura técnica encontramos plantas de cogeneración y ciclos combinados que consiguen optimizaciones entre el 10% y 20% e incluso casos especiales hasta del 39% en países de oriente

medio, donde la temperatura ambiente es muy alta. Existen muchas tecnologías comercialmente disponibles para la implantación de enfriamiento de aire de entrada a la turbina. Estas tecnologías se pueden dividir en los siguientes grupos:

- Sistemas evaporativos: enfriadores de medio evaporativo, neblinas de alta presión y sistemas de compresión húmeda.
- Sistemas de producción de frío: de compresión mecánica y sistemas de absorción y absorción, con o sin almacenamiento de energía.
- Vaporización de gas natural licuado.
- Sistemas híbridos: combinaciones de los anteriores sistemas.

### 1.4.2.1 Sistemas evaporativos

Conocidos como sistema de humidificación del aire (fogging), mediante el cual se consigue un enfriamiento adiabático. Es el más económico, pero sus ventajas tienden a reducir y desaparecer, en ambientes húmedos. Además sólo pueden enfriar hasta la temperatura cerca a la de bulbo húmedo. Se citan a continuación los sistemas evaporativos:

#### 1.4.2.1.1 Enfriador evaporativo

Consiste en enfriar mediante la adición de agua a la corriente de aire de entrada. Fue la primera tecnología en ser usada para este propósito. En este sistema, la entrada de aire se expone a una película de agua en un medio húmedo.

Uno de los más habituales es el modelo tipo panel hecho de celulosa o de fibra de vidrio. El agua usada puede requerir de un tratamiento previo, dependiendo de la calidad y de las especificaciones técnicas se esté utilizando, es conveniente llevar un control del agua instalando conductímetros. La construcción de estos elementos le permiten al agua penetrar en el medio para tomar contacto con la corriente de aire, y el agua que no se haya evaporado se retorna de nuevo para ser expuesta a la corriente de aire una vez más. Puede utilizarse con agua desmineralizada, aunque no está recomendado, ya que puede provocar unas reacciones químicas en el medio y que este se atasque provocando así el colapso del sistema de enfriamiento.

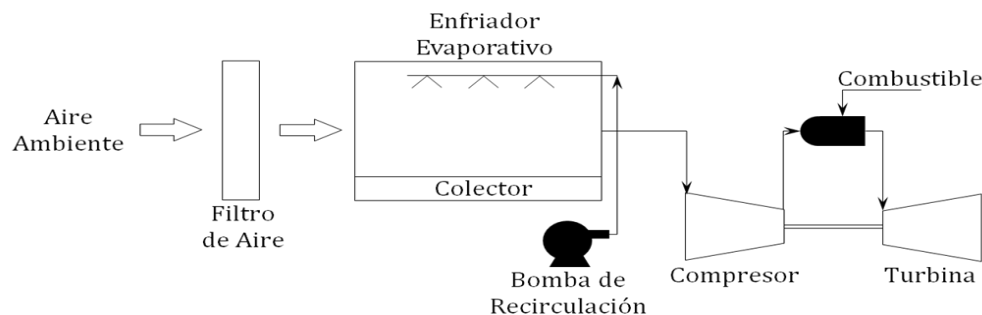


Figura 63 Esquema enfriador Evaporativo.

En ese esquema se ve como la bomba de recirculación hace que el agua del depósito vuelva a los colectores de agua la cual es distribuida por el medio por donde pasa la corriente de aire. Es necesario disponer de eliminadores de gotas de agua ya que éstas pueden ser llevadas por la

corriente y provocar daños en los alabes del compresor. En cuanto a la pérdida de carga típica que provoca este equipo suele estar entorno a los 30 mm de c.a. como mucho [19]. Al ser un proceso de contacto aire-agua se requieren velocidades de paso lento (menores a 4 m/s [20]) y por tanto secciones bastante grandes para mantener los gastos máxicos. Para estas velocidades de paso del aire el caudal de agua necesario oscilara entre 3 y 10 l/s por cada 10 dm<sup>2</sup> de sección del medio evaporativo [20], aunque habrá también que tener en cuenta las condiciones del sitio. Su principal desventaja es que la temperatura mínima alcanzable está limitada por el ambiente, ya que al ser un proceso de temperatura de bulbo húmedo constante cuando la corriente de aire se satura ya no se baja más la temperatura, y se puede deducir que es recomendable en climas secos. Además es un sistema que consume mucha agua ya que buscamos acercarnos lo máximo a la saturación.

El parámetro principal de diseño es la *eficiencia* del enfriador evaporativo, que se define así:

$$Eficiencia = \frac{T_{ee} - T_{se}}{T_{ee} - T_{bh}} \times 100(\%) \quad (26)$$

Que representa el tanto por ciento que nos acercamos a la temperatura mínima alcanzable. En la práctica este valor oscila entre el 80 y 90% [19] siempre y cuando la temperatura alcanzada no esté por debajo de 5 a 7°C [19] en la entrada del compresor, ya que debido a la alta velocidad de entrada en el mismo la presión estática cae y se puede producir hielo a la entrada que puede tener un efecto destructivo sobre los alabes. Estos sistemas son lo más baratos para el enfriar el aire [20]. Además los costos de operación se mantienen por la simpleza del sistema. En comparación a los sistemas de niebla de alta presión, el sistema funciona mejor en climas húmedos, consiguiendo acercamientos mayores a la temperatura de bulbo húmedo.

#### 1.4.2.1.2 Sistema de Niebla (Fogging System)

El sistema de neblina de alta presión es otro sistema que se basa en el enfriamiento evaporativo. La idea básica en esta tecnología es añadir agua a la entra del aire mediante spray con gotas de agua, cuyos tamaños dependerán del clima de la cantidad de evaporación deseada. Anteriormente esta tecnología estaba más en desuso debido a que muchas gotas de agua penetraban en el compresor y se provocaban daños en el mismo ya que la presencia de agua en la corriente de agua puede causar erosión y caídas de rendimiento. Actualmente se ha convertido en un método usual debido a que los compresores tienen alabes con una aerodinámica muy avanzada y por lo tanto preparada para esta tecnología por lo que normalmente suelen turbinas aeroderivadas. Partimos de que aportamos agua desmineralizada, la cual es usada para evitar la obstrucción de las toberas por parte de minerales. Esta es distribuida a través de colectores hacia unas toberas que la inyecta a alta presión

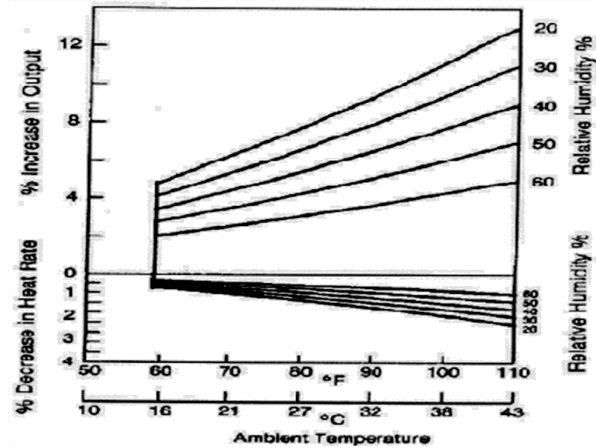


Figura 64 Efectos sobre la potencia de salida y el Heat Rate de una turbina de gas con enfriador evaporativo para diferentes grados de humedad relativa del ambiente.

en forma de pequeñísimas gotas en la corriente de aire. El tamaño de estas gotas es menor a 40 micras y como media se encuentran gotas en torno a las 20 micras [20]. El caudal de inyección está controlado mediante una instrumentación que efectúa una comparación entre la temperatura de bulbo húmedo y la de la entrada del compresor.

El sistema de procesamiento de datos ambientales, calcula a partir de los datos de temperatura y humedad exterior, como deben estar funcionando las bombas, de manera que se consiga una temperatura de entrada al compresor muy cerca a la de bulbo húmedo, por lo que se llega con este sistema a unas eficiencias del orden de 95%. A medida que el aire se va saturando, la evaporación lleva más tiempo. Entonces al aproximarnos sin llegar a la saturación evitamos que el aire se sature completamente y que puedan quedar imprevisibles gotas en suspensión, lo cual supone una sobresaturación de la corriente de aire y si no está preparado el compresor, los daños pueden ser muy importantes. La potencia adicional es fuertemente dependiente de las condiciones ambientales, igualmente que pasaba con los enfriadores evaporativos. Por ello este sistema se recomienda para humedades muy bajas y en el caso de que las humedades fueran altas, no usar, ya que la eficiencia de evaporación se vería fuertemente afectada.

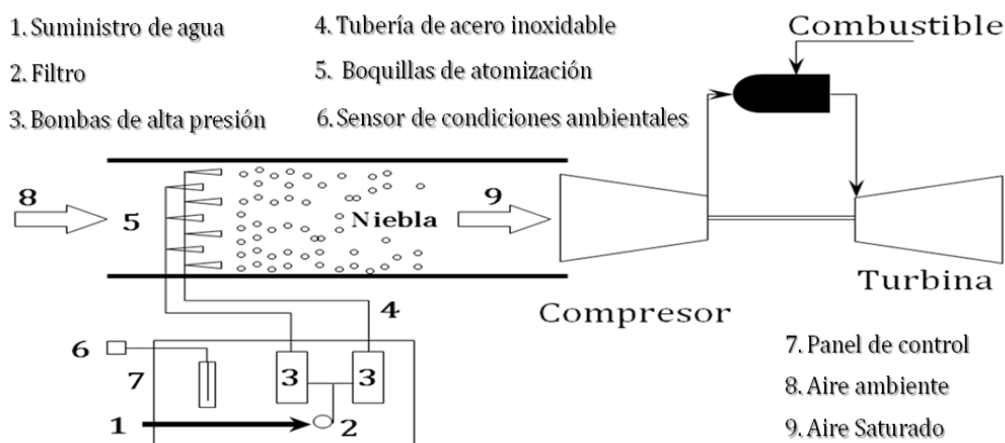


Figura 65 Esquemas del sistema de niebla.

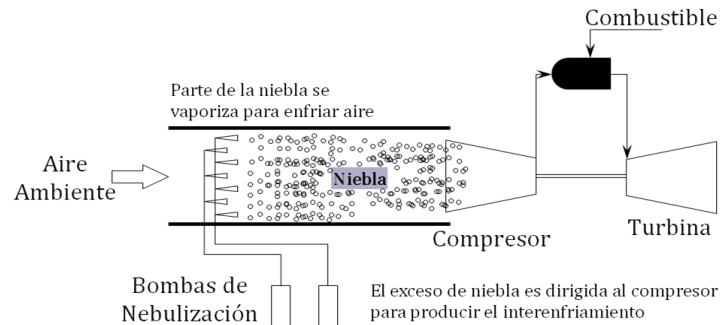
Esta tecnología es un poco más costosa que la enfriadores evaporativos, ya que la instalación y operación es más cara. Aunque pueda parecer lo contrario los costes de operación son más bajos que en los enfriadores evaporativos; estos debido a que el mantenimiento es menos tedioso que en la otra tecnología a pesar de que el equipo instalado es mayor. Un beneficio que presenta este sistema debido al sistema de bombas que lleva instalado (bombas en paralelo), es que nos permite minimizar la sobresaturación del aire mediante un control más efectivo de las bombas. Además estas bombas requieren un mantenimiento mínimo, lo cual facilita la operación del sistema [20].

#### 1.4.2.1.3 Compresión Húmeda (Wet Compression)

Consiste en añadir más niebla de la necesaria a la corriente de aire. Este exceso de niebla es llevado hacia el compresor donde hará su proceso de evaporación, de manera que el agua en exceso se vaya evaporando a medida que se va comprimiendo la corriente. Al producirse una compresión con refrigeración intermedia, el trabajo de compresión se reduce significativamente, dando lugar a un aumento de la potencia bruta de la turbina gas.

Para implementarla hacen falta turbinas avanzadas aerodinámicamente, es por ellos que suelen ser aeroderivadas. Una de las metas a alcanzar con esta tecnología, es reducir todo lo posible el daño que se le puede ocasionar a los alabes por erosión. Por ellos los diseños de turbinas son muy delicados. A pesar de todo eso, habrá un máximo número

de horas hasta tener que cambiar los alabes; hoy en día el tiempo medio de uso sin recambio de alabes se encuentra en las 40000 horas [21]. Las diferencias con el sistema fogging los encontramos en los caudales que puede mover cada sistema; un sistema “fogging” puede inyectar del orden de 90 l/s mientras que un sistema de compresión húmeda asciende hasta los 350 l/s [21]. Además el sistema no es independiente del funcionamiento de la turbina de gas; aquí tendremos un sistema de control integrado con el funcionamiento de turbina de gas para tomar decisiones oportunas según el grado de carga, según la refrigeración de turbina y demás conceptos de seguridad, que si no fueran tenidos en cuenta los efectos adversos podrían ser desastrosos. En cuanto a los costos, este sistema no es tan dependiente de las condiciones ambientales como los otros ya que siempre se va sobresaturar el aire. Finalmente podemos decir que aplicado convenientemente el enfriamiento evaporativo, fogging y la compresión húmeda pueden hacer el papel de recuperadores de energía perdida debido a la subida de temperaturas ambiente. Sin embargo, la utilización de estos sistemas requiere una atención especial a los sistemas auxiliares y de seguridad (especialmente la compresión húmeda) para que se trabaje con correr ningún riesgo.



**Figura 66 Esquemas del sistema de compresión húmeda.**

#### 1.4.2.2 Sistemas de producción de frío

Son los más universales, especialmente en las aeroderivadas, por poder enfriar debajo de la temperatura de bulbo húmedo, y no tienen problemas de goteos que perjudiquen el funcionamiento del compresor. Mientras que los métodos evaporativos y “fogging” han sido utilizados desde que comenzaron a utilizarse los ciclos combinados, para aumentar la potencia de turbogas, ambos métodos se han visto limitados por la temperatura ambiental, concretamente la de bulbo húmedo. Los chiller eléctricos, utilizan sistemas de refrigeración convencional mediante compresores mecánicos, mientras que los no eléctricos utilizan sistemas en ciclos de absorción o de adsorción.

##### 1.4.2.2.1 Refrigeración por compresión mecánica

El método no tiene limitación por la temperatura ambiental y se puede llegar a temperaturas más bajas. La compresión mecánica se puede aplicar tanto en plantas de potencia base como en plantas de potencia pico, donde se esté buscando una temperatura baja constantemente. En las plantas de potencia pico, es relevante el almacenamiento de energía, que trabaja en paralelo con el de compresión mecánica. El sistema consiste en unos intercambiadores que se colocan a la salida de la casa de filtros, para que el aire ambiente lo cruce. Es un serpentín de enfriamiento por el cual, el aire al atravesarlo, cede calor y baja su temperatura en un proceso de enfriamiento sensible, si el aire no se satura, o sensible y latente si se satura, con posterior pérdida de agua por condensación.

Tras este enfriamiento de la corriente de aire, este es introducido en la turbina para comenzar el ciclo de gas. Una limitación que se encuentra es que se enfría todo, siempre y cuando la temperatura no descienda de 5°C, ya que la velocidad del flujo a la entrada presenta una caída de la presión estática de la corriente, y

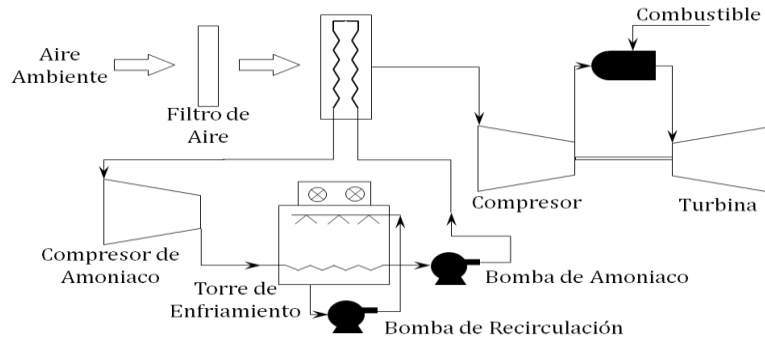


Figura 67 Esquema refrigeración mecánica.

esto produce condensación del agua y seguido una congelación, lo cual puede ser desastroso para los alabes del compresor. El ciclo de refrigeración surge del modelo ideal de Carnot inverso. Este ciclo hace unas transformaciones a un fluido dando lugar a la producción de frío. La eficiencia con la que se produce frío es conocida por coeficiente de efecto frigorífico (COP) y tiene el siguiente valor:

$$COP = \frac{Q_{extraido}}{W_{suministrado}} \quad (27)$$

El concepto de C.O.P. (Coefficient of Performance) en refrigeración, es sinónimo de eficiencia energética y se define como la relación entre la cantidad de refrigeración obtenida y la cantidad de energía que se requiere aportar para conseguir esta refrigeración.

Existen dos formas principales de enfriar el aire de la entrada del compresor de la turbina de gas:

- **Refrigeración directa:** el refrigerante utilizado por el sistema (refrigerante primario) es enviado también al serpentín de enfriamiento para el enfriamiento del aire.
- **Refrigeración indirecta:** El refrigerante primario transfiere calor a un fluido secundario a través del intercambiador de calor, y el fluido secundario es entonces enviado al serpentín.

En cuanto a los refrigerantes que se utilizan habitualmente son los primarios (Amoníaco, R22, R134a, R123 y LiBr) y los secundarios (Agua, glicol y salmuera) [22].

#### 1.4.2.2.1.1 Maquinas frigoríficas de gas

El ciclo de refrigeración que sigue el aire (es el más utilizado, aunque puede utilizarse otro gas) es el Joule [18]. La razón de utilizar el aire es por la seguridad que implica la utilización del mismo, así como el poco peso de sus instalaciones (compresores rotativos [18]). El aire se expansiona en una maquina de pistón o en una turbina de 3 a 4; el calor  $q_2$  se extrae del medio a refrigerar según 4-1 a la presión  $P_1$  y después el aire se comprime hasta la presión  $P_2$  que actúa en el intercambiador de alta donde cede calor a presión constante. Evidentemente en la realidad, ni los procesos son isentrópicos como en el esquema, ni en los intercambiadores la caída de presión es nula.

#### 1.4.2.2.1.2 Ciclo de refrigeración con fluido condensable

La ventaja frente al aire, radica en la utilización del fluido en sus dos fases, líquida y gaseosa, que permite no solo el que técnicamente se pueda realizar una aproximación al ciclo de Carnot inverso, si no porque las temperaturas al final de la expansión y a la entrada en el compresor son iguales,

por lo que se puede optimizar el coeficiente de efecto frigorífico. Este ciclo se puede hacer real tecnológicamente, aunque estaría en límites de lo impracticable, ya que tanto la expansión, como compresión se realizan en zona húmeda lo cual es perjudicial para las maquinas actualmente, por lo que una primera modificación del ciclo nos lleva a la configuración más sencilla de refrigeración con fluido condensable. Otro peligro, es que el líquido llegue arrastrar el aceite de lubricación de las paredes del cilindro, acelerando así su desgaste; este efecto tiene mayor relevancia en compresores de tornillo, donde la lubricación es sumamente importante.

Una primera mejora que le hace es la colocación de un intercambiador intermedio, consiguiendo además que no entre líquido a la entrada del compresor, y que en la válvula de estrangulamiento entre solo el líquido para que funcione correctamente. El ciclo de compresión simple, la compresión y la expansión se producen en un solo salto. Sin embargo, cuando la diferencia de presiones entra la aspiración y el escape del compresor es grande, la diferencia de temperaturas asociada a dicho salto es grande, hasta el punto de que dicha diferencia puede llegar a causar fenómenos como la descomposición del aceite lubricante, acortando la vida de la maquina, la caída de rendimiento del compresor, con caída del COP y al acercarse a la zona de vapor recalentado, las líneas de compresión tienden a ser pendientes. Este problema se soluciona en maquinas frigoríficas con alta carga de refrigeración, se hace una mejora llamada *compresión múltiple*, que puede ser aplicada de dos formas, directa o indirecta o en cascada.

#### 1.4.2.2 Refrigeración por absorción

Este sistema es similar a la refrigeración por compresión, con diferencia de que en lugar de utilizar compresores se utiliza una técnica que a base de aporte de calor si consigue enfriar. Como fuente de calor podemos utilizar vapor o agua caliente. La refrigeración en ciclo de Absorción fue desarrollada por Sir John Leslie, que utilizó el ácido sulfúrico como absorbente y el agua como refrigerante. En 1859, Ferdinand Carré inventó la primera máquina de absorción, funcionando con el par amoniaco - agua. Las primeras aplicaciones industriales de los principios termodinámicos de la absorción de un vapor por un líquido, con el fin de conseguir la refrigeración de otro líquido, datan de los años 30. En la actualidad, se utilizan básicamente dos pares de fluidos de trabajo, el Agua/Amoníaco y el Bromuro de Li/Agua. En ambos binomios, el primero es el fluido absorbente y el segundo el refrigerante. Cada una de las dos parejas presenta pros y contras.

El sistema consiste en un fluido frigorígeno que es absorbido y liberado, alternativamente por otro fluido denominado absorbedor. Lo normal es que el fluido frigorígeno sea amoniaco y el absorbente el agua. La diferencia termodinámica entre este sistema y el de compresión mecánica son:

- El refrigerante es absorbido por una sustancia líquida, la cual es bombeada, resultando una potencia de compresión mucho menor (al comprimir líquido).
- La recuperación del refrigerante se hacen un medio donde a partir de aporte de calor el refrigerante se recupera.

El esquema de funcionamiento típico de un sistema de absorción se puede ver en la figura 1-76. Aquí, el amoniaco pasa a través del condensador, la válvula de expansión y el evaporador en la misma secuencia que en un sistema con compresión de vapor. El compresor se sustituye por el



conjunto absorbedor, formado por una bomba, generador y una válvula. El vapor del amoníaco llega al absorbedor donde es absorbido mediante una reacción exotérmica con la solución pobre de amoníaco que había en el generador y que pasa al absorbedor a través de una válvula de estrangulación 1. El líquido resultante se comprime con una bomba, y mediante un intercambiador de calor, se lleva nuevamente al generador donde vuelve a iniciarse el ciclo. La misión del intercambiador es mejorar el rendimiento del ciclo. El *absorbedor* es un dispositivo en el que el vapor del fluido frigorígeno, es absorbido por un líquido (absorbente), resultando una mezcla líquida. Allí, el agua líquida absorbe al amoníaco vapor procedente del evaporador, siendo la formación de esta solución líquida exotérmica. Como la cantidad de amoníaco que puede disolverse en agua aumenta cuando la temperatura de la solución disminuye, alrededor del absorbedor circula agua de refrigeración para retirar la energía liberada  $Q_1^{**}$  al entrar el amoníaco en la solución, y mantener la temperatura del absorbedor lo más baja posible. La solución rica de amoníaco-agua deja el absorbedor y entra en la bomba, donde aumenta su presión hasta el generador. Al *generador* llega una mezcla rica de amoníaco-agua; se le aporta el calor  $Q_3$ , se evapora el amoníaco y pasa al condensador donde licua; tras eso, pasa a la válvula 2 de estrangulamiento, disminuyendo su presión, y llega al evaporador, donde extrae del medio a enfriar la energía  $Q_2$  y por tanto se consigue el efecto frigorífico. Los sistemas de amoníaco-agua empleados habitualmente tienen algunas modificaciones respecto al ciclo de absorción simple considerado; Una primera modificación es la introducción de un intercambiador de calor entre el generador y el absorbedor, que permite precalentar la solución rica de amoníaco-agua antes de entrar en el generador, mediante la solución pobre que va desde el generador al absorbedor, reduciéndose el calor transferido al generador. La otra modificación importante es la introducción de un rectificador, colocado entre el generador y el condensador; su función es retirar las trazas de agua contenidas en el refrigerante, antes de entrar en el condensador, lo que elimina la posible formación de escarcha en la válvula de expansión y en el evaporador.

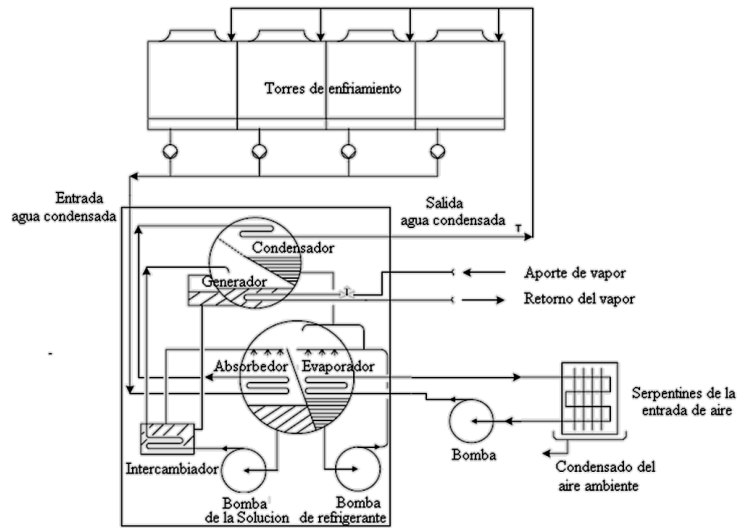


Figura 68 Esquema montaje central de sistema de absorción.

El principal atractivo de estos equipos es su capacidad para aprovechar el calor residual en procesos industriales o en plantas de cogeneración, utilizando el calor de los gases de escape de los motores o de las turbinas, con diferentes formas para el aprovechamiento de dicha energía:

El principal atractivo de estos equipos es su capacidad para aprovechar el calor residual en procesos industriales o en plantas de cogeneración, utilizando el calor de los gases de escape de los motores o de las turbinas, con diferentes formas para el aprovechamiento de dicha energía:

- **Conexión mediante fluido intermedio**, los gases de escape pasan por una caldera donde se produce vapor o agua caliente que, se usa para la propulsión de la máquina de absorción. La ventaja de este sistema es que el vapor o agua caliente puede usarse simultáneamente para otras aplicaciones. Por ejemplo en empresas con grandes fluctuaciones en el consumo de vapor,

esta máquina, puede consumir los excedentes de vapor. De esta forma la planta de cogeneración puede operarse a régimen constante aunque haya fluctuaciones en el consumo de vapor.

- **Conexión directa**, los gases de escape pueden usarse directamente para propulsar la máquina de absorción. Esta posibilidad es interesante cuando toda la energía térmica de la cogeneración está destinada a la producción de frío, por la reducción de costes de inversión y de mantenimiento al evitar tener un circuito de vapor adicional.

En ambos casos la refrigeradora no influye en la cogeneración, pues no precisa un suministro constante de calor, ni hay requisitos especiales para la puesta en marcha o parada. El control es completamente automático e independiente de la cogeneración. La energía térmica, necesaria para el funcionamiento de la refrigeradora de adsorción, también puede proceder de la combustión directa de cualquier combustible sobre la misma máquina. La ventaja de este sistema es que tiene unos consumos energéticos más bajos que otros sistemas, concretamente oscilan entre 0.25 y 0.28 kW/ton [17], sin embargo el coste de capital es el más alto de todos. El COP de estos sistemas es menor que el de compresión mecánica y oscila entre 0.6 (una etapa) y 1.2 (dos etapas) [17].

La principal aplicación que tiene este sistema de refrigeración es en plantas donde haya un exceso de energía calorífica o exceso de producción de vapor. Se recomienda en sistemas donde la temperatura de diseño este por encima de 10°C y las cargas de refrigeración no excedan de 4000 Ton, siempre y cuando haya exceso de vapor como fuente de energía [22]. En el mercado actual existen básicamente dos tipos de máquinas y estas están clasificadas según la temperatura del foco caliente, las de simple efecto (Figura 1-70) y las de doble efecto (Figura 1-69). Se menciona a continuación las descripciones de cada una:

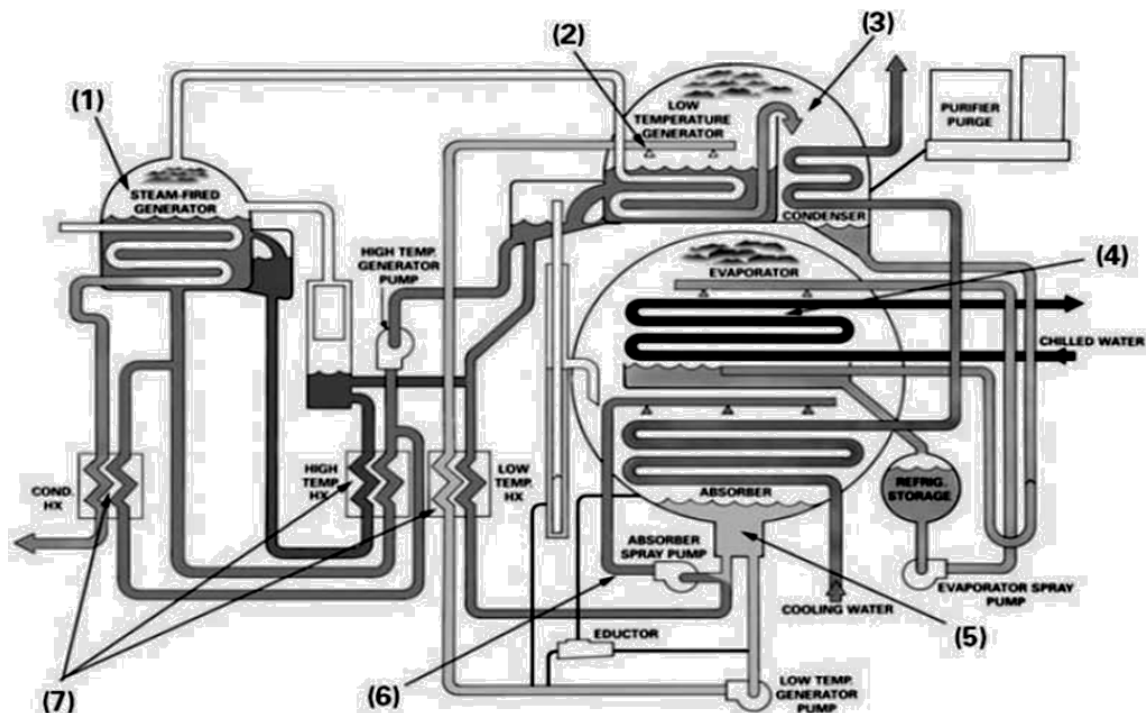


Figura 69 Esquema básico de funcionamiento de un sistema de enfriamiento con ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto.

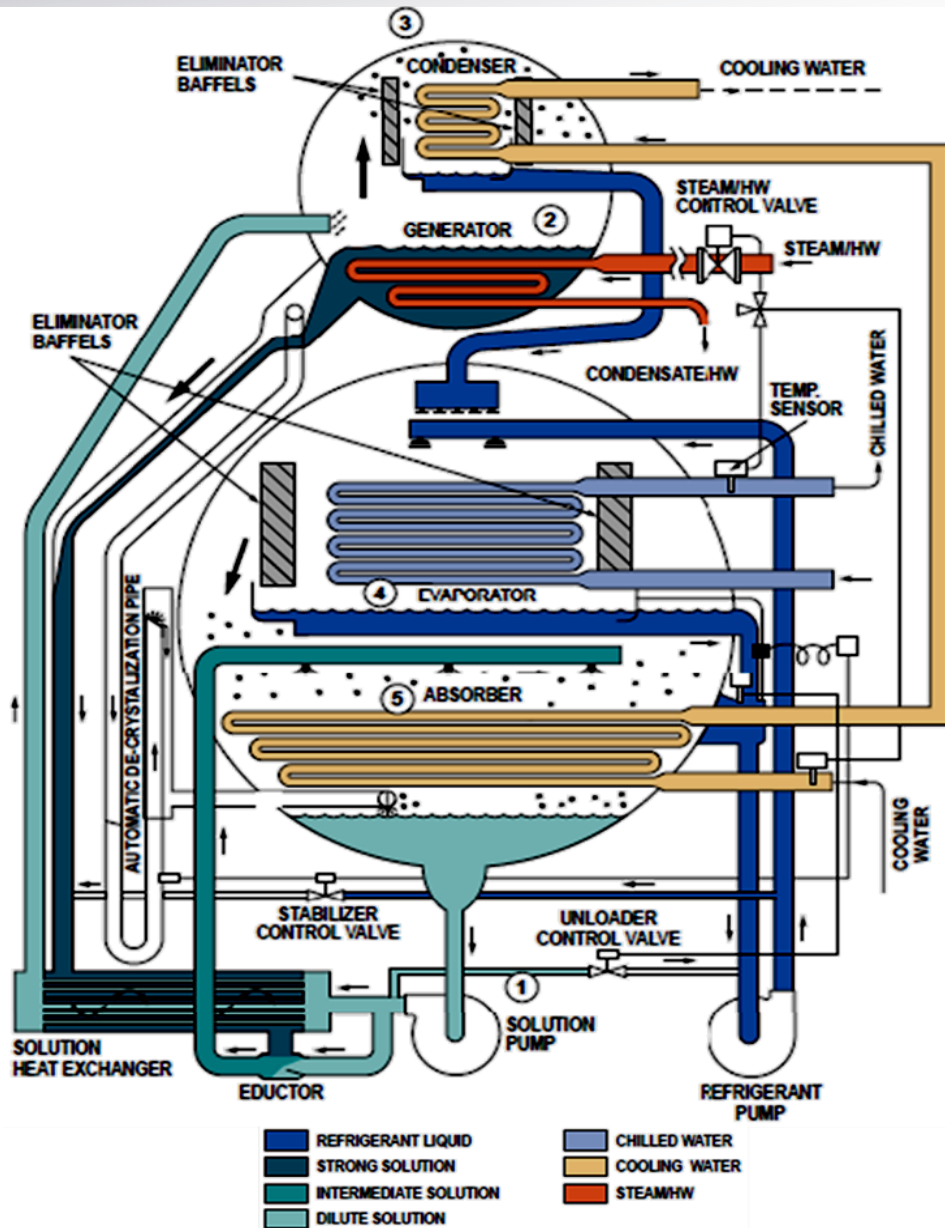


Figura 70 Esquema básico de funcionamiento de un sistema de enfriamiento con ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto.

- **Absorción simple efecto:** La fuente térmica es agua caliente a una temperatura entre 80°C y 95°C, obteniéndose un C.O.P. del orden del 0.7. Este tipo de máquinas tienen el sistema de funcionamiento descrito hasta el momento, es decir, se evapora el refrigerante en el generador gracias a un aporte de energía; el refrigerante se dirige al condensador, donde se condensa para luego poder evaporarse con la energía del fluido a enfriar; al evaporarse se dirige al absorbedor donde la solución concentrada procedente del generador lo absorbe; se bombea la solución diluida hacia el generador para comenzar el ciclo de nuevo.
- **Absorción doble efecto:** La fuente térmica puede ser vapor de agua, gases de escape de motores o turbinas o, incluso, fuego directo, obteniéndose un C.O.P. hasta de 1.4. Estas máquinas de

doble efecto operan de un modo similar pero se les añade un generador y un condensador con los que se recupera más cantidad de calor, alcanzando un COP superior al de las máquinas de efecto simple. Estas máquinas se diseñaron para aprovechar fuentes térmicas de mayor temperatura. El generador adicional se alimenta con el calor cedido en la condensación y se genera una mayor cantidad de refrigerante que ha de condensarse en el nuevo condensador. El resto del proceso es idéntico al de la máquina de efecto simple.

En resumen, la ventaja principal de los ciclos de absorción radica en su principio de funcionamiento, ya que la sustitución del consumo eléctrico por el aporte de calor de una fuente residual reduce los costes de funcionamiento, siempre y cuando la fuente de calor residual exista. De esta manera, la energía adicional producida en la turbina de gas no debe invertirse en la producción de frío. Sin embargo presentan numerosos inconvenientes:

- La complejidad del sistema aumenta, se necesita más espacio, el sistema está compuesto por más elementos que se pueden averiar. Además se requiere personal especializado.
- La existencia de reacciones químicas obliga a un control del proceso que no es necesario en los sistemas de compresión.
- El incremento de dependencia del sistema de enfriamiento del resto del sistema de generación provoca que la puesta en marcha sea lenta (del orden de media hora).
- Cuando están desconectados, pueden aparecer alteraciones en la disolución (precipitación de sales), que dificulten su posterior puesta en marcha.

Los dos pares de refrigerantes más usados son la combinación de agua-bromuro de litio (BrLi), para obtener refrigeración a temperatura de hasta +6°C, y el amoníaco-agua que es capaz de obtener temperaturas negativas por debajo del punto de congelación del agua, hasta de -60°C. En ambos binomios, el primero es el fluido absorbente y el segundo el refrigerante.

#### 1.4.2.2.3 Refrigeración por adsorción

El término adsorción se deriva de un proceso general denominado 'sorción', que describe la transferencia periódica de energía en dos subprocesos, en los cuales un medio sólido adsorbente bajo transferencia de energía 'adsorbe' una materia en estado gaseoso. El efecto contrario, o sea, la separación de la materia gaseosa del cuerpo sólido mediante entrega de calor a dicho cuerpo, se denomina 'desorción'. Desde hace mucho tiempo el principio de la adsorción ha sido empleado en diferentes campos de la técnica de procesos, pero apenas en técnicas de refrigeración o climatización. Un aspecto fundamental en el uso de este tipo de refrigeración alternativa ha sido su bajo impacto medio ambiental, al no contar los mismos con los CFC como medios refrigerantes para su funcionamiento. A finales de los años setenta, debido a la crisis energética mundial y los problemas causados por el uso de los compuestos CFC, se suscita un interés especial en la investigación y aplicación de los sistemas de refrigeración por adsorción y en las tecnologías alternativas de refrigeración. En 1980, Jaques Chiral desarrolló un sistema experimental donde obtuvo alentadores resultados con sistemas de adsorción y paneles de calentamiento solar. Fue, por fin, en el año 1986 cuando se desarrolló y produjo el refrigerador por adsorción, de la firma

japonesa Nishiyodo Kuchouky Manufacturing Company. Desde entonces se ha utilizado y evaluado en un amplio abanico de usos en diversas áreas de Japón, Europa y América, donde existen más de un centenar de referencias. [23]

La adsorción física es un proceso fácilmente reversible en el cual las moléculas adsorbidas se fijan sobre la superficie del adsorbente debido a las fuerzas intermoleculares de atracción a llamadas fuerzas de Van der Waals la sustancia adsorbida conserva su naturaleza química, no penetra dentro de la red cristalina ni se disuelve en ella sino que pertenece totalmente sobre la superficie. La particularidad de esta máquina es su adaptabilidad a las variaciones, tanto de caudal como de temperatura de la fuente de calor, procedente de procesos residuales o bien de cogeneración, como se desprende de la figura 1-80 donde se observa que la capacidad de la máquina cuando varía el caudal de agua caliente un 50% sólo queda afectada su capacidad en un 7%, y que la variación de la temperatura del agua enfriada, con variaciones de caudal del 20%, sólo quedan afectadas en 1°C, aproximadamente. Por tanto la máquina de refrigeración en ciclo de adsorción es recomendable en procesos con variaciones de caudal y de temperatura en la fuente de calor. Además logra funcionar a temperaturas del agua caliente de sólo 50°C, imposible en máquinas de absorción. [23]

Se describe, a continuación, el ciclo discontinuo operativo de la máquina de adsorción, que dispone del evaporador en la parte inferior, el condensador en la superior y dos cámaras separadas donde sucesivamente tiene lugar la adsorción y desorción del vapor de agua, como fluido refrigerante, sobre una materia sólida denominada sílica gel, que cuenta cada una con un intercambiador de calor. Todo el conjunto es hermético y a presión bastante inferior a la atmosférica, por lo cual el agua es capaz de hervir a temperaturas del orden de los 3,3°C. El proceso, como se indicó, es discontinuo y se divide en 6 periodos, con una duración total de 420 segundos (7 minutos).

- **Ciclo A:** Duración 370 segundos (6.17 minutos), durante los cuales una de las cámaras se halla en proceso de adsorción del vapor de agua proveniente del evaporador, para lo cual se necesita que el agua de refrigeración procedente de la torre circule por el intercambiador correspondiente. En la otra cámara el sílica gel debe ser regenerado, por lo que es calentado a través de su intercambiador con agua a 90°C, con lo cual se libera el vapor de agua en proceso de desorción, que pasa al condensador, donde el vapor de agua cambia a fase líquida, regresando por gravedad al evaporador.
- **Ciclo B:** Duración 30 segundos (0.50 minutos) Se abre la válvula de bypass, se igualan las presiones y temperaturas de ambas cámaras, calentándose una con el calor de la otra. Mientras tanto el agua caliente no actúa y el condensador continúa refrigerándose.
- **Ciclo C:** Duración 20 segundos (0.33 minutos) El agua de refrigeración procedente de la torre, empieza a circular por las dos cámaras en serie, primero enfriando la cámara que ya terminó el proceso de desorción y continuando hacia la que terminó el proceso de adsorción.
- **Ciclo D:** Duración 370 segundos (6.17 minutos), inverso del ciclo A.
- **Ciclo E:** Duración 30 segundos (0.50 minutos), inverso del ciclo B.
- **Ciclo F:** Duración 20 segundos (0.33 minutos), inverso del ciclo C.

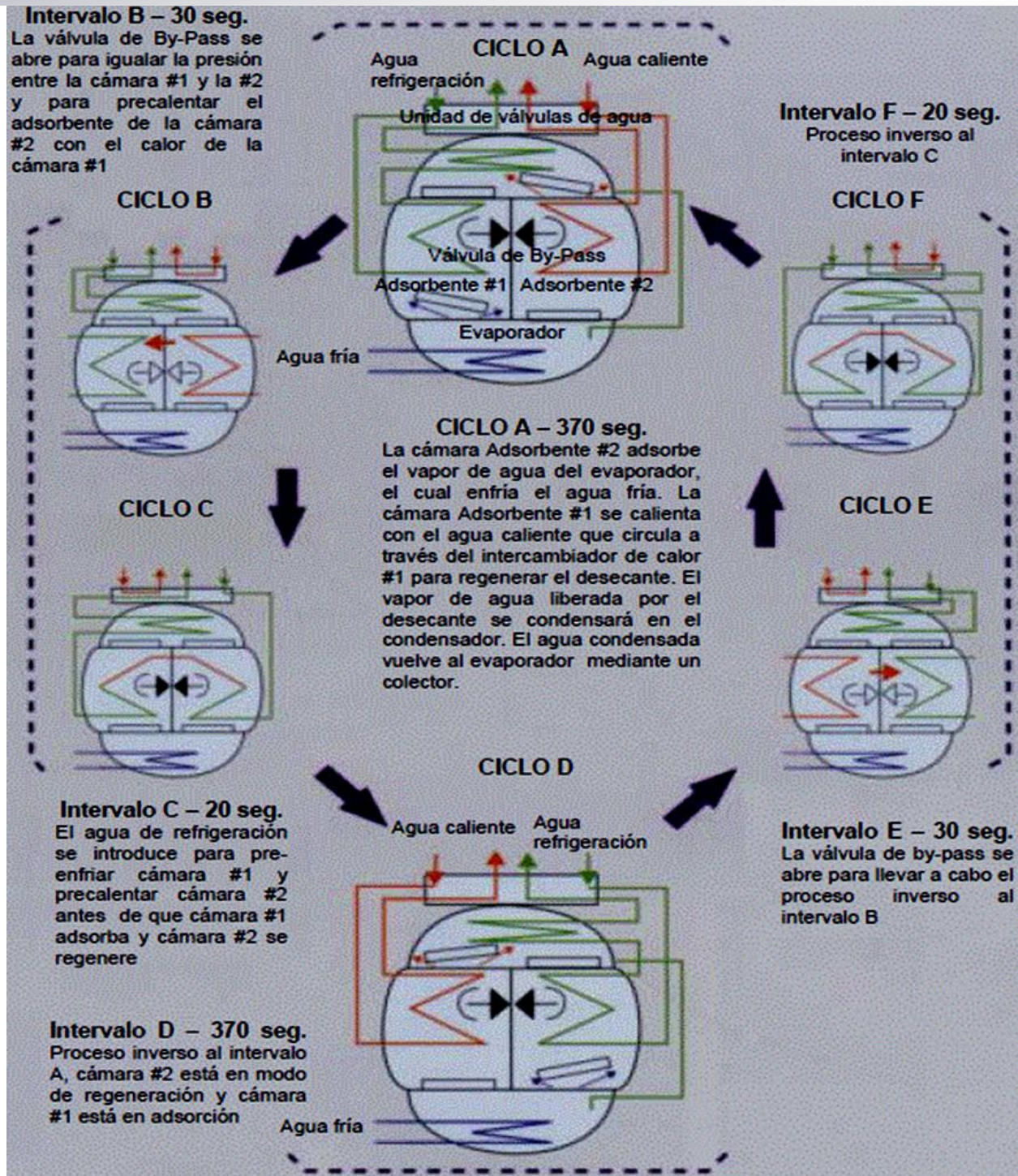


Figura 71 Ciclo operativo de la máquina de adsorción.

Es importante analizar la figura, donde se representa en abscisas la temperatura del agua caliente, que en condiciones nominales es de  $90^{\circ}\text{C}$ , y en ordenadas la variación de la capacidad de refrigeración. La curva superior se refiere a la máquina de adsorción, mientras que la inferior es la correspondiente a una máquina de absorción. La reducción de la capacidad, en la máquina de

absorción al reducir la temperatura del agua caliente de aportación a 80°C, casi la deja fuera de servicio ya que la temperatura mínima de operación en ese tipo de máquinas es del orden de 75°C.

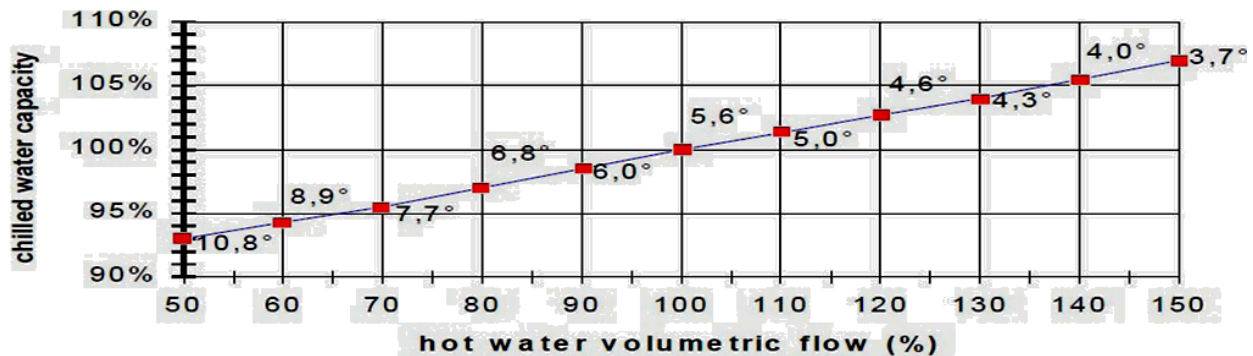


Figura 72 Capacidad del ciclo de adsorción con variaciones del caudal de agua caliente.

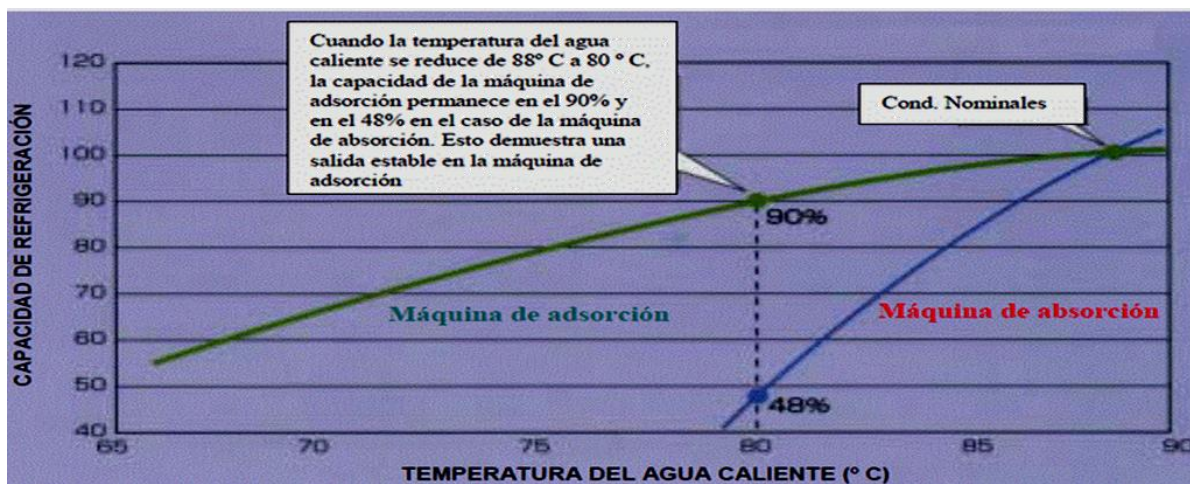


Figura 73 Capacidad del ciclo de adsorción con variaciones de la temperatura de agua caliente.

#### 1.4.2.3 Sistemas de vaporización de gas licuado

Estos sistemas son útiles si la central se localiza cerca de un depósito de gas natural licuado, en instalaciones de regasificación. En el aporte de gas natural a la planta u otra aplicación, el gas natural debe ser evaporado, para lo cual el aire de entrada a la turbina de gas puede ser utilizado, bajando así su temperatura. El gas natural licuado se encuentra en depósito a -127°C [17], es por eso que esta temperatura tan baja pueda ser utilizada como foco frío para refrigerar la entrada de aire a la turbina. Sin embargo no es un sistema de enfriamiento muy utilizado.

#### 1.4.2.4 Sistemas híbridos

Estos sistemas incorporan combinaciones de las tecnologías antes explicadas, por ejemplo sistemas de refrigeración por absorción con sistemas de compresión mecánica. Tanto para la implantación de sistemas híbridos como para la de otro sistema los criterios de elección podrían ser:

- Si la planta es nueva o se va incorporar el sistema enfriamiento como una mejora a la misma.
- Si el perfil de funcionamiento es de carga base o pico.
- El espacio disponible para la instalación.

- La disponibilidad de agua y su calidad. Esto afecta al sistema de refrigeración.
- El tipo de combustible y su disponibilidad para tener en cuenta el impacto en la energía auxiliar.
- La legislación a la hora de elegir refrigerantes o posibles efluentes que vaya a tener el sistema.
- Y por supuesto, las condiciones ambientales.

### 1.5 Tecnologías o sistemas de trigeneración (TRIGEN).

Es el resultado de derivar tres diferentes formas de energía, generalmente calefacción, enfriamiento y electricidad, de una sola fuente primaria de energía. También se conoce como Calefacción, Enfriamiento y Electricidad Combinados (en inglés Combined Heat, Cooling and Power o CHCP). Básicamente, una planta de trigeneración es sensiblemente igual a una de cogeneración a la que se le añade un sistema de absorción para la producción de frío. Esta opción permite tener mayor flexibilidad operacional en lugares con altas demandas de energía en forma de enfriamiento y calefacción. [24]

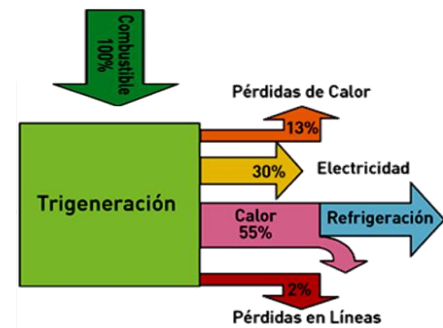


Figura 74 Diagrama porcentual de trigeneración.

Debido a su alto rendimiento, las plantas de trigeneración posibilitan una gran reducción del costo energético de los procesos productivos allí donde se requieren importantes cantidades de calor en forma de vapor o agua caliente, frío industrial o energía eléctrica. Las máquinas de absorción se aplican cuando existe una demanda de frío, bien sea para algún proceso de fabricación, climatización, congelación o conservación, y una energía residual. Este calor residual puede ser aportado por diferentes fluidos térmicos, como vapor, agua caliente, agua sobrecalentada o gases calientes. La instalación de una máquina permite tener una curva de demanda térmica homogénea a lo largo del año, permitiendo aumentar el tamaño de la instalación de cogeneración.

Las ventajas más importantes de la trigeneración son: [24]

- La reducción de consumo de energía primaria para enfriamiento.
- El uso de refrigerantes ecológicos, tales como agua y amoníaco, en lugar de los tan dañinos clorofluorcarbonados (CFC).
- Las unidades de trigeneración operan con menos ruido y vibración.
- Los bajos costos de mantenimiento y gran disponibilidad por muy pocos componentes móviles.

#### 1.5.1 Componentes

Una planta está compuesta por una cogeneradora y un sistema de absorción para la producción de frío. Los sistemas de cogeneración donde se integran máquinas de absorción para producción de frío son aquellos que emplean motores alternativos o turbogas. Estos sistemas se pueden clasificar de acuerdo al tipo de tecnología usada para refrigeración. Principalmente se basan en sistemas de cogeneración, los cuales usan equipos de refrigeración para cubrir estas demandas [25].



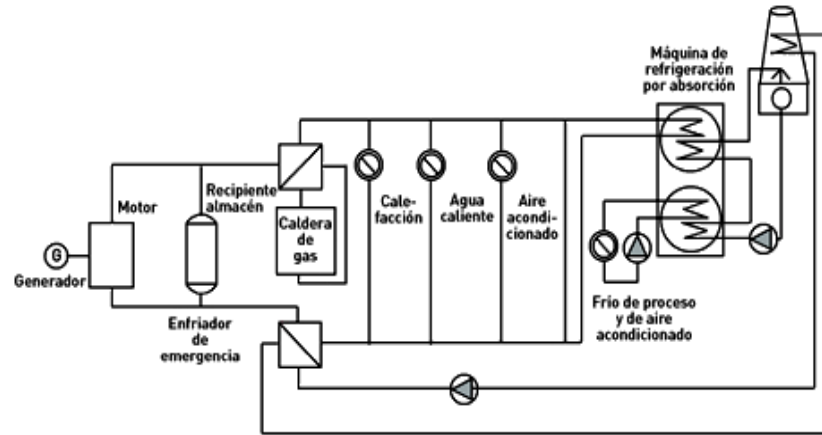


Figura 75 Esquema de una planta con trigeneración.

### 1.5.1.1 Plantas con motores alternativos

Se trata de motores de combustión interna que generan energía mecánica a partir de la energía desprendida en la reacción de combustión [25]. El rango de potencias de estos motores en cogeneración en la industria es de 100 kW a 1.000 kW. El rendimiento suele estar en torno al 30-35%. Además de una gran flexibilidad en su funcionamiento. La energía térmica generada por el motor alternativo es del orden del 60-70% (la energía eléctrica supone 30%) y proviene de la refrigeración del motor, la refrigeración del aceite de lubricación y los gases de escape.

### 1.5.1.2 Plantas con turbinas de gas

Su rendimiento de conversión es inferior al de los motores alternativos. Tienen la gran ventaja de una fácil recuperación del calor, que se encuentra concentrado en los gases de escape. Al estar a unos 500°C estos gases son idóneos para producir vapor en una HRSG. Si este vapor se produce a la presión de utilización del usuario se define como ciclo simple, y si se genera a alta presión y temperatura para su expansión previa en una turbina de vapor, se definen o ciclo combinado. [25]

## 1.5.2 Clasificación

Los sistemas de trigeneración se pueden clasificar de acuerdo al tipo de tecnología usada para refrigeración. Principalmente los sistemas de trigeneración se basan en sistemas de cogeneración, los cuales usan equipos de refrigeración para cubrir las demandas de refrigeración.



Figura 76 Clasificación de los sistemas de trigeneración.

### 1.5.2.1 Trigeneración con refrigeración eléctrica

Estos sistemas usan máquinas convencionales de refrigeración que usan energía eléctrica. En un sistema de refrigeración con ciclo de compresión de vapor, el refrigerante se evapora a baja presión

produciendo frío. Se comprime en un compresor mecánico, y a una mayor presión se condensa. El compresor puede ser tanto de desplazamiento positivo como centrífugo. Un compresor de desplazamiento positivo incrementa la presión de los vapores reduciendo el volumen del refrigerante; este puede ser recíproco, de tornillo o de voluta. Los compresores centrífugos incrementan la presión de los vapores convirtiendo la energía cinética en estática. Los refrigerantes que se utilizan son los clorofluorcarbonados (CFC), bromofluorcarbonados (BFC), hidroclorofluorcarbonados HCFC) e hidrofluorcarbonados (HFC), sin embargo todos estos no son deseables para el ambiente. Otro tipo de refrigerantes como el amoníaco y los azeotropos como el R-500 y R-400 pueden perjudicar menos el medio ambiente.

### 1.5.2.2 Trigeneración con refrigeración por absorción

Los sistemas de refrigeración por absorción usan calor para producir frío. Este calor puede ser sacado de vapor, agua caliente o fuego directo. Un ciclo de refrigeración por absorción funciona con una mezcla binaria de dos componentes. El líquido con el menor punto de ebullición funciona como el líquido refrigerante mientras que el otro líquido trabaja como el solvente que absorbe. En los sistemas de refrigeración por absorción ocurre una compresión térmica. Esto es posible gracias a que el punto de ebullición de la solución es mayor que el punto de ebullición del refrigerante. Posteriormente, el fluido refrigerante es llevado a la situación inicial, comprimiéndolo y condensándolo, bien mediante una compresión mecánica (aire acondicionado) ó bien mediante una compresión físico-química (máquina de absorción).

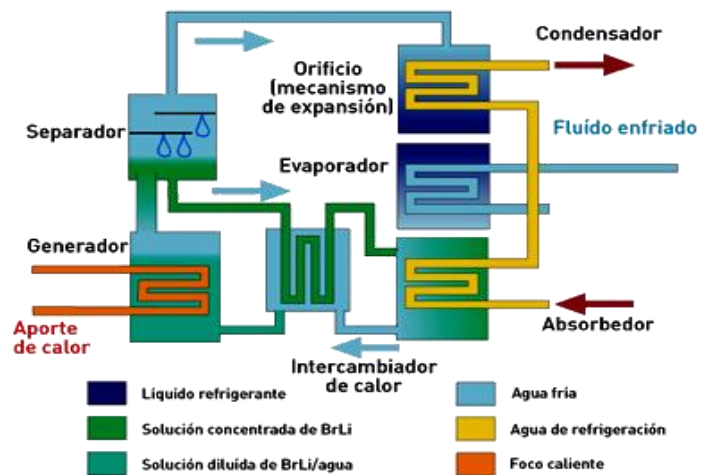


Figura 77 Esquema del proceso de trigeneración con refrigeración por absorción.

Los fluidos más utilizados en la refrigeración por absorción son:

- Agua (refrigerante) y bromuro de litio (absorbente).
- Amoníaco (refrigerante) y agua (absorbente).
- Agua (refrigerante) y gel de sílica (absorbente).

Comúnmente el COP de la refrigeración por absorción está entre 0.68 y 0.74 (efecto simple) y entre 1 y 1.3 (efecto doble) [26]. Las máquinas de absorción tienen como principal ventaja que pueden ser combinadas con sistemas de cogeneración, actuando como consumidores térmicos que permiten obtener agua y/o aire de refrigeración a una temperatura de entre 5.5°C y 7°C.

### 1.5.2.3 Con refrigeración eléctrica

Un sistema de energía basado en trigeneración que produce calor, refrigeración y electricidad al mismo tiempo es un sistema de cogeneración que usa una unidad de refrigeración eléctrica. Una

cogeneradora tiene una eficiencia entre 20-40% y una eficiencia total de entre 75-95%, la relación calor electricidad está entre 1.5 y 8. El COP está entre 2.5 y 7, dependiendo del tamaño del equipo.

#### **1.5.2.4 Con refrigeración por absorción**

Los sistemas de trigeneración de energía con refrigeración por absorción suplen la demanda de enfriamiento usando equipos que no necesita electricidad para producir frío. El sistema integra un sistema de cogeneración, una caldera auxiliar y una unidad de refrigeración por absorción. La unidad de cogeneración produce toda la electricidad requerida y genera calor útil para satisfacer la demanda de calor y además, proveer calor al sistema de refrigeración por absorción.

Entre las ventajas más notables encontramos la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero, la disminución de pérdidas en el sistema eléctrico e inversiones en transporte y distribución y el aumento de la competitividad industrial. Las desventajas más importantes son las inversiones adicionales y el aumento de la contaminación local.

#### **1.5.3 Trigeneración para producción de agua caliente y motores de combustión**

La máquina de absorción puede ser alimentada con energía térmica procedente de los motores de combustión. Esta energía se obtiene de la recuperación del calor de los humos procedentes de la combustión y del agua caliente de refrigeración de las camisas del motor.

#### **1.5.4 Trigeneración para producción de vapor y calderas de postcombustión**

En calderas de postcombustión se obtiene vapor a distintas presiones que se utilizan para las máquinas de absorción. Así se puede obtener un rendimiento del 29% de la potencia aportada en combustión como potencia frigorífica disponible. Las instalaciones de cogeneración mediante turbogas y ciclo combinado exigen que el consumo eléctrico sea constante, ya que la turbina alcanza sus máximos rendimientos a plena carga, siendo desaconsejable su utilización para instalaciones que van a ser utilizadas a carga parcial.

#### **1.5.5 Instalaciones con energía solar**

Los paneles solares producen agua caliente a 80°C. Mediante un intercambiador de calor, el circuito de los paneles cede su energía al agua almacenada en un tanque de acumulación. La máquina de absorción se acciona con el agua caliente del tanque, y produce frío que es distribuido al local a través de los fan-coils.

# CAPITULO 2

## METODOLOGÍA DE CÁLCULO

- 2.1 Análisis termodinámico de los componentes de una planta cogeneradora con TG y HRSG's.
- 2.2 Análisis termo económico de los componentes de una planta cogeneradora con TG y HRSG's.
- 2.3 Propuesta de metodología de cálculo a utilizar.

## 2.1 Análisis termodinámico de los componentes de una planta cogeneradora con TG y HRSG's

Debido a que las propiedades de un sistema sólo están definidas en estados de equilibrio, se puede idealizar un proceso durante el cual el sistema esta internamente cercano a un estado de equilibrio en todo momento. A esto se le llama *proceso cuasi equilibrio* o *proceso cuasi estático*. Una conclusión de estas suposiciones es que las propiedades intensivas del sistema son uniformes en un proceso cuasi estático. Aunque es ideal, muchos procesos reales pueden aproximarse a esa condición, ya que el tiempo necesario para que muchas sustancias alcancen el equilibrio es muy diminuto en comparación con el tiempo del cambio del sistema global. Termodinámicamente, es muy frecuente que sea necesario y apropiado modelar un proceso real como en cuasi equilibrio.

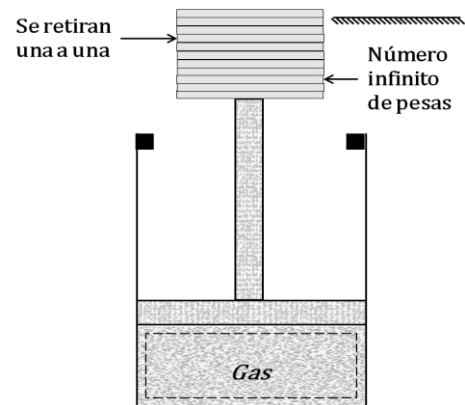


Figura 78 Ilustración de un proceso en cuasi equilibrio o cuasi estático.

Una ventaja que se obtiene al modelar un proceso como cuasi estático es que se hace posible el poder realizar a través de un diagrama bidimensional el recorrido en estado de cuasi equilibrio. Siempre que se cambia el volumen de un sistema, ya sea cerrado o abierto, se transfiere energía mediante una interacción de trabajo, que se le llama *trabajo de compresión* o *expansión*, o trabajo  $PdV$ . A través de un ejemplo se puede demostrar este trabajo, en donde una cantidad de pequeñas pesas mantiene un gas a la presión inicial, como se muestra en la Figura 2-1. Si se retira pesa a pesa, la presión del gas baja lentamente mientras que el volumen aumenta. Este proceso se realiza en cuasi equilibrio. Si se retiran varias pesas simultáneamente, el émbolo subiría rápidamente. Entonces, la presión del gas no está definida en un proceso de expansión en no equilibrio como éste. Sin embargo, en condiciones de cuasi equilibrio la presión y el volumen varían de forma controlada y el método para determinar el trabajo de expansión está bien definido. La evaluación del trabajo  $PdV$  requiere que se considere el trabajo mecánico realizado en el movimiento de una fuerza en la frontera del sistema. El prototipo de sistema cerrado, para este tipo de trabajo es el dispositivo cilindro-émbolo, y se indica en la Figura 2-2. Utilizando la mecánica básica, la expresión del trabajo diferencial realizado en ese sistema viene dada por la ecuación  $\delta W = \vec{F}_{ext} \cdot d\vec{s} = F_{ext} \cdot ds$ .

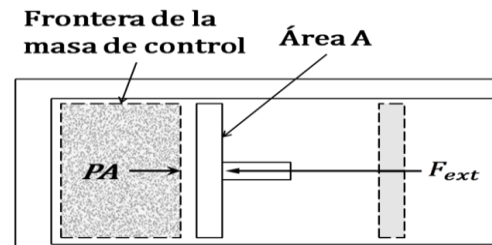


Figura 79 Trabajo mecánico asociado con el movimiento de la frontera en un dispositivo cilindro-émbolo.

Se supone que el sistema se comprime mediante una fuerza exterior; así el vector desplazamiento  $d\vec{s}$  tiene la misma dirección y sentido que  $\vec{F}_{ext}$ . El desplazamiento diferencial  $ds$  causado por la compresión puede escribirse en función de un volumen diferencial y de la sección transversal del émbolo, puesto que  $dV = A_{\text{émbolo}} \cdot (-ds)$ , donde el signo menos se debe a la compresión.

El trabajo diferencial puede escribirse como:

$$\delta W = F_{ext} \cdot ds = F_{ext} \left( -\frac{dV}{A_{\acute{e}mbolo}} \right) = -\left( \frac{F_{ext}}{A_{\acute{e}mbolo}} \right) dV \quad (28)$$

Si el proceso es cuasi estático, la presión  $P$  es uniforme en cualquier lugar dentro del sistema mientras dure el proceso y  $P = F_{ext}/A_{\acute{e}mbolo}$ . En estas condiciones, la expresión diferencial para el trabajo realizado sobre el sistema por la fuerza exterior en el cambio de volumen del sistema es

$$\delta W_{comp/exp} = -PdV \quad (29)$$

El trabajo total de compresión o expansión en cuasi equilibrio  $W_{comp/exp}$  durante un cambio finito de volumen es la suma de los términos  $PdV$  para cada cambio de volumen diferencial. Matemáticamente esto se expresa mediante la relación:

$$W_{comp/exp} = -\int_{V_1}^{V_2} PdV \quad \text{o} \quad w_{comp/exp} = -\int_{v_1}^{v_2} Pdv \quad (30)$$

Donde  $w_{comp/exp}$  es el trabajo por unidad de masa. Además, se puede inferir que cuando la magnitud del volumen disminuye, el valor del trabajo es positivo. La presión  $P$  debe expresarse en unidades absolutas, y hay que tener en cuenta que la integral de  $\delta W$  es simplemente  $W$  y no  $\Delta W$ . Se anota que la interacción de trabajo  $PdV$  está asociada con un proceso y su valor depende del camino del proceso. Las coordenadas presión-volumen que representan gráficamente un proceso cuasi estático, es muy útil para describir el trabajo de expansión o compresión de un proceso; y considerando el cálculo integral, el área bajo la curva que representa el recorrido de un proceso cuasi estático.

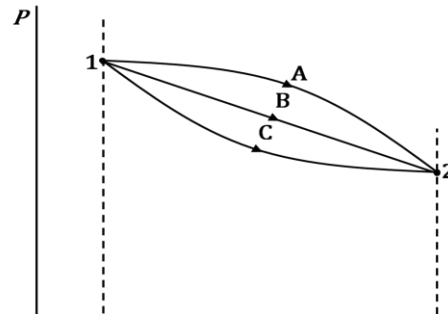


Figura 80 Ilustración donde el trabajo es función del camino mediante diferentes procesos cuasi estáticos entre los mismos estados inicial y final.

En la Figura 2-4 se muestran tres posibles recorridos, en donde el área debajo de cada uno de estos caminos es diferente, lo que implica simplemente resaltar el hecho de que el trabajo es una función del camino o del proceso y, a diferencia del cambio de valor de una propiedad, no depende únicamente de los estados inicial y final del proceso; es aclaratorio que solo en el caso particular de los procesos adiabáticos, el valor neto de las interacciones trabajo es independiente del recorrido. El camino de muchos procesos de expansión y compresión puede modelarse como un **proceso politrópico**. En este proceso la presión del sistema y el volumen específico están relacionados mediante la **relación politrópica**:

$$Pv^n = C \quad (31)$$

Donde  $C$  es una constante y el parámetro  $n$  se conoce como **constante politrópica**. Aunque  $n$  puede tener cualquier valor, la relación es especialmente útil cuando  $1 \leq n \leq 5/3$ . Otro modelo común para sistemas cerrados con trabajo sólo de compresión y/o expansión está relacionado con el de los sistemas en los que se ejecuta un proceso cuasi estático cíclico. El trabajo en cada proceso puede evaluarse como

$$W_{comp/exp,a-b} = - \int_a^b PdV \quad (32)$$

En general, en un ciclo compuesto arbitrariamente por cuatro recorridos diferentes

$$W_{net,ciclo} = W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41} = - \int_1^2 PdV - \int_2^3 PdV - \int_3^4 PdV - \int_4^1 PdV = - \oint PdV \quad (33)$$

Donde el símbolo  $\oint$  significa la integración a lo largo de un recorrido cíclico.

El trabajo en cada proceso del ciclo se representa mediante el área bajo cada línea de proceso en el diagrama  $PV$ . El trabajo neto en el proceso cíclico es el área encerrada por el recorrido cíclico. Finalmente, hay que tener en cuenta que el trabajo neto transferido en un proceso cíclico de un sistema cerrado debido a cambios de volumen no será cero. La variación de todas las propiedades del sistema será cero en un ciclo, pero el trabajo neto en la frontera será generalmente finito. [3]

### 2.1.1 Turbina de gas

Para que una turbina de esta clase produzca trabajo aprovechable, los gases caliente deben expandirse desde una presión alta hasta otra más baja. Primero tienen que ser comprimidos. Si luego el fluido se expandiera en una turbina, la energía producida sería igual a la utilizada por el compresor, siempre que la turbina y este último funcionasen en forma ideal. Pero si al fluido se le agrega calor antes de llegar a turbina, elevando su temperatura, se lograría desarrollar una potencia útil de salida. Si se impartiera al fluido una energía térmica cada vez mayor, sería posible obtener una energía mecánica cada vez más elevada. Desafortunadamente, lo anterior no puede suceder así; los álabes de una turbina de gas tienen un límite térmico metalúrgico. Si los gases entraran continuamente con una temperatura mayor que este límite, los esfuerzos térmicos y mecánicos combinados harían fallar a los álabes. Es común encontrar temperaturas de entrada de 1300K en turbinas de uso industrial, pero las temperaturas de admisión en modelos experimentales de turbinas llegan a unos 1500K.

El ciclo en una planta de turbina de gas puede ser del tipo cerrado o abierto. El abierto es el más común y el aire atmosférico es tomado de manera

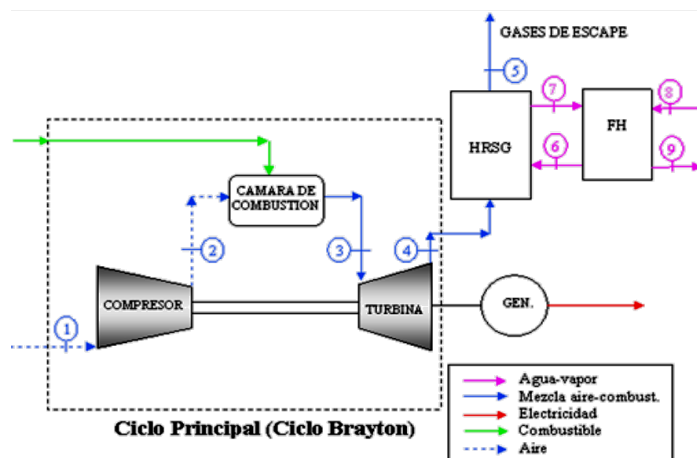


Figura 81 Sistema de cogeneración con turbina de gas simple.

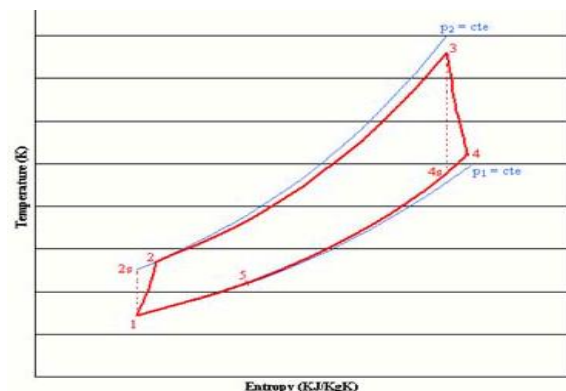


Figura 82 Diagrama de temperatura-entropía para el ciclo Brayton (turbina de gas simple).

continúa por el compresor, y a continuación se le agrega calor mediante la combustión de un material combustible; el fluido se expande luego en la turbina y escapa a la atmosfera. En el cerrado, el calor suministrado debe provenir de una fuente externa, y el fluido debe ser enfriado después de salir de la turbina y antes que entre al compresor. Las turbinas de gas, están basadas en el ciclo Brayton para fundamentar su modelo termodinámico, aunque en realidad, el fluido de trabajo, no cumple en las turbinas de gas un ciclo completo, ya que este termina con una composición diferente al que tenía cuando inició el proceso, a pesar de estar generalizado como un ciclo termodinámico [9]. En este ciclo, el trabajo neto realizado por unidad de masa es la diferencia entre el trabajo obtenido en la expansión y el trabajo invertido en la compresión, es decir:

$$W_{net} = W_t - W_c \quad (34)$$

Para un gas ideal, el trabajo neto puede escribirse como:

$$W_{net} = \dot{m}Cp_g(T_3 - T_4) - \dot{m}Cp_e(T_2 - T_1) \quad (35)$$

Y el calor de adición por unidad de masa será:

$$q_A = \dot{m}Cp_g(T_3 - T_2) \quad (36)$$

Al igual que en el ciclo Rankine, la eficiencia térmica del ciclo Brayton es la relación entre el trabajo neto desarrollado y el calor adicionado:

$$\eta_{ter} = \frac{W_{net}}{q_A} \quad (37)$$

La eficiencia térmica del ciclo Brayton para un gas ideal puede escribirse como: [9]

$$\eta_{ter} = \frac{\dot{m}Cp_g(T_3 - T_4) - \dot{m}Cp_e(T_2 - T_1)}{\dot{m}Cp_g(T_3 - T_2)} \quad (38)$$

La Tabla 9 presenta la comparación entre ventajas y desventajas del ciclo simple de ambos sistemas, (sin regeneración ni mejoras adicionales). [1, 2, 5, 27]

TIPOS DE SISTEMA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Ciclo Abierto	Es el ciclo más común y más ampliamente utilizada en cualquier área de operación	La eficiencia térmica decae a medida que la carga se reduce por debajo del punto de diseño
	Diseño simple	
Ciclo Cerrado	Altas temperaturas en los procesos de calentamiento y grandes eficiencias térmicas	Las emisiones contaminantes son más moderadas
	No hay emisión de elementos contaminantes	Sistema especial de control del fluido de operación Costos inversión y mantenimiento altos



Tabla 6	Presenta alta eficiencia cuando la turbina opera a media carga o a carga parcial	Los componentes tienen que ser estructuralmente adecuados para altas presiones y temperaturas
	El fluido de operación, que es generalmente helio o aire, siempre permanece limpio y no causa ni corrosión ni erosión	Las altas temperaturas que se presentan en el intercambiador de calor
	Disminuye la máxima temperatura permitida de adición de calor a la turbina de gas en comparación con una turbina de gas de ciclo abierto. Limitando la eficiencia eléctrica del sistema.	

Tabla 6 Comparación de los sistemas de cogeneración con turbinas de gas.

En esta tesis la mejor opción es el sistema de cogeneración con turbinas de gas de ciclo abierto simple debido a que es la tecnología más usada y disponible y es la de objeto de estudio, tiene el diseño más simple, la máxima eficiencia térmica y los costos de capital y de inversión más bajos. Sin embargo, el ciclo abierto genera emisiones contaminantes, en cambio, en el ciclo cerrado no hay emisiones y el fluido de operación permanece limpio.

**2.1.1.1 Análisis del ciclo abierto y cerrado**

En el ciclo de una unidad motriz de turbina de gas, el aire que entra al compresor aumenta de presión; pasa al combustor, donde se quema el combustible, y se eleva la temperatura de los gases producto de la combustión, los cuales entran luego a la turbina. Por último, los gases salen de esta máquina y escapan a la atmosfera. La Figura 2-9 ilustra esquemáticamente este ciclo. Observemos que el aire es el fluido de trabajo hasta la cámara de combustión, y después, es un fluido diferente, gases de combustión, constituye la sustancia de trabajo. Al analizar este ciclo de potencia debemos emplear las propiedades de cada fluido.

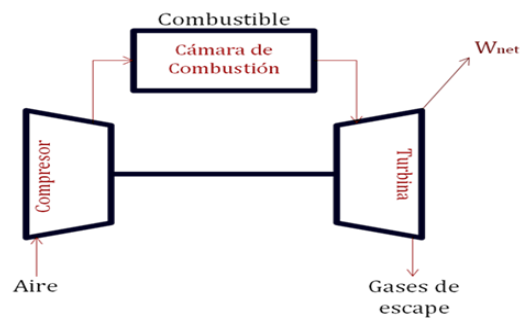


Figura 83 Esquema del ciclo básico de las turbinas de gas: Ciclo Abierto Simple.

Analicemos la cámara de combustión para ver por qué 400% de aire constituye un buen supuesto cuando se evalúan los productos de la combustión. La temperatura de los gases calientes que salen de dicha cámara está limitada por condiciones metalúrgicas. Cuando analizamos las temperaturas de combustión, observamos que estas pueden exceder fácilmente esos límites.

Para evitar que la temperatura de los gases calientes sea mayor que la temperatura permisible de salida de la cámara de combustión, se utiliza el exceso de aire. En lo que se refiere a una turbina de gas, el fluido de trabajo

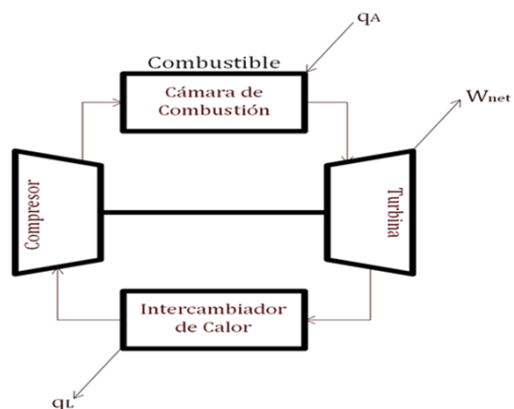


Figura 84 Esquema del ciclo básico de las turbinas de gas: Ciclo Cerrado Simple.

puede tener propiedades característicamente similares a las de 400% de aire teórico. No todo el exceso de aire se emplea en el proceso de combustión puesto que se enfriaría así la mezcla de aire y combustible, y se ocasionaría combustión incompleta. Parte del aire pasa rodeando al combustor, enfría las paredes metálicas y se mezcla con los productos de combustión en la parte de salida de la cámara. [9]

La Figura 2-7 muestra un sistema de cogeneración con turbogas de ciclo abierto simple que consta del ciclo principal (compresor, cámara de combustión y turbina) y un generador de vapor a partir de gases de escape (HRSG).

El proceso consta de los siguientes pasos:

- 1 Proceso de compresión de aire en el compresor (1 – 2)
- 2 Proceso de mezcla de aire y combustible e ignición en la cámara de combustión (2 – 3)
- 3 Proceso de expansión en la turbina de gas (3 – 4)
- 4 Transferencia de calor en el generador de vapor (4 – 5)
- 5 Transferencia de calor en el calentador de agua de alimentación (8 – 9)

#### 2.1.1.1.1 Compresión en el compresor de aire (1-2)

El compresor toma aire del ambiente y por medio de energía mecánica, aumenta la presión. La compresión isentrópica ideal se describe en el proceso 1 – 2s, lo que quiere decir que no hay pérdidas y el proceso es internamente reversible. En la práctica, hay una desviación del desempeño ideal del compresor debido a pérdidas aerodinámicas y de presión. El fluido de operación se ha tratado como aire de composición fija. El aire es un gas ideal y durante su compresión tiene un calor específico y una relación de calores específicos constantes. La temperatura y presión del aire a la entrada del compresor se asumen iguales a las del ambiente.

El trabajo requerido por el compresor se determina de la siguiente manera,

$$W_c = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad (39)$$

Pero para gases ideales,

$$\Delta h = C_{pa}\Delta T \quad (40)$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} = (r_c)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} = \rho_a \quad (41)$$

Donde  $r_c$  es la relación de presiones o la relación entre la presión en la entrada y la salida del compresor. La eficiencia isentrópica del compresor está dada por la siguiente ecuación.

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (42)$$

Para este trabajo, se tuvieron en cuenta las siguientes suposiciones en el compresor:

- Eficiencia isentrópica = 87% [28]

- El calor específico del aire a presión constante ( $C_{pa}$ ) es 1.004 KJ/(kg K) [29]
- La relación de calores específicos del aire ( $\gamma_a$ ) es 1.4 [29]
- La constante de gas del aire es ( $R_a$ ) es 0.287 KJ/(Kg K) [29]

Finalmente, es posible expresar la temperatura en el estado 2 con la siguiente ecuación:

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left[ (r_c)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1 \right] \right\} \quad (43)$$

### 2.1.1.1.2 Mezcla de aire y combustible e ignición en la cámara de combustión (2-3)

El aire que deja el compresor aumenta su temperatura hasta la temperatura requerida de entrada a la turbina mediante la mezcla e ignición de combustible en la cámara de combustión. Los procesos que ocurren dentro de la cámara de combustión son tan complejos que no se pueden describir de una manera puramente mecánica. En el ciclo ideal de Brayton, el proceso de combustión es una adición isobárica de calor, mientras que en la práctica durante el ciclo se presentan pérdidas de presión debidas a la resistencia aerodinámica y a los cambios de momentum producidos por la reacción exotérmica. En la figura 2-11 se ve una cámara de combustión tipo de estudio. [30]

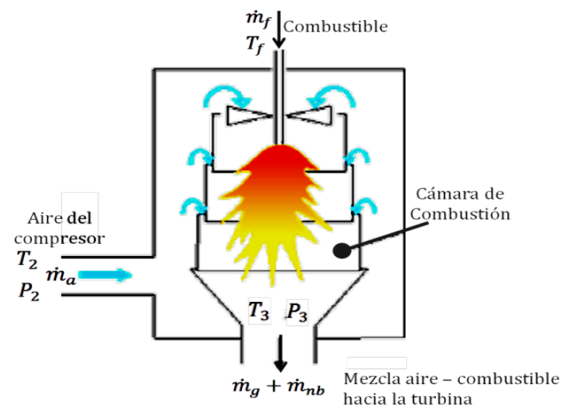
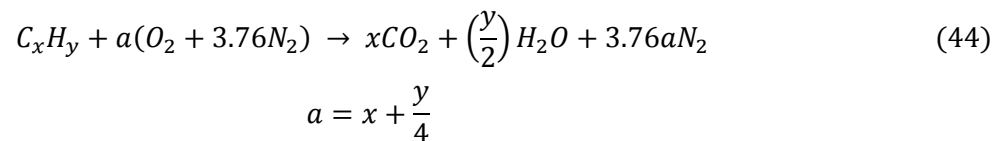


Figura 85 Esquema de la cámara de combustión.

La cantidad estequiométrica del oxidante (en este caso el aire) es la cantidad necesaria para quemar completamente una cantidad determinada de combustible. La relación estequiométrica aire - combustible (masa) se determina haciendo un balance de átomos, asumiendo que el combustible reacciona idealmente. Para un combustible de hidrocarburos dado por la ecuación  $C_xH_y$ , la relación estequiométrica se puede expresar así:



Por simplicidad, se asume que la composición del aire es 21% de  $O_2$  y 79% de  $N_2$ , es decir, que por cada mol de  $O_2$ , hay 3.76 moles de  $N_2$  [31]. La relación estequiométrica de aire-combustible es:

$$L = \left( \frac{\text{Kg. de aire requerido}}{\text{Kg. de combustible}} \right) = \left( \frac{4.76a}{1} \right) \left( \frac{MW_a}{MW_f} \right) = \left( \frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_f} \right) \quad (45)$$

Donde  $MW_a$  y  $MW_f$  son los pesos moleculares del aire y del combustible, respectivamente. Luego, el flujo másico de gases de combustión (estequiométrico) es [30]:

$$\dot{m}_g = L\dot{m}_f + \dot{m}_f = \dot{m}_f(L + 1) \quad (46)$$

Posteriormente se aplica la ley de continuidad de masa en la cámara de combustión,

$$\dot{m}_a + \dot{m}_f = \dot{m}_g + \dot{m}_{nb} = \dot{m}_t \quad (47)$$

Usando la ecuación anterior se puede obtener:

$$L = \frac{\dot{m}_a - \dot{m}_{nb}}{\dot{m}_f} \quad (48)$$

$$L + 1 = \frac{\dot{m}_a - \dot{m}_{nb} + \dot{m}_f}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_f} \quad (49)$$

Aplicando la segunda ley de la termodinámica (Ley de conservación de energía) a la cámara de combustión:

$$\dot{m}_a C_{pa} T_2 + \dot{m}_f (H_u + h_f) = \dot{m}_g C_{pg} T_3 + \dot{m}_{nb} C_{pa} T_3 + \dot{m}_f (1 - \eta_{CCH}) (H_u + h_f) \quad (50)$$

Donde  $\dot{m}_f (1 - \eta_{CCH}) (H_u + h_f)$  son las pérdidas que ocurren en la cámara de combustión. Ahora, finalmente se puede obtener el flujo másico de combustible, [30]

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a C_{pa} (T_3 - T_2)}{\eta_{CCH} (H_u + h_f) - (L + 1) C_{pg} T_3 + L C_{pa} T_3} \quad (51)$$

La pérdida de presión en la cámara de combustión se expresa así:

$$\Delta p_{CCH} = \frac{P_3 - P_2}{P_2} \quad (52)$$

Se asume:  $\Delta p_{CCH} = 0.05$ ,  $\eta_{CCH} = 0.98$ . [29]

### 2.1.1.1.3 Proceso de expansión en la turbina de gas (3-4)

El principio de una turbina de gas es el de canalizar los gases calientes que resultan de quemar el combustible y transformar su energía térmica en energía mecánica. Los productos de la combustión entran a la turbina y se expanden aproximadamente hasta la presión atmosférica. Usualmente la turbina y el compresor se encuentran montados en el mismo eje, unas dos terceras partes de la potencia de la turbina se usan para hacer funcionar el compresor, la otra tercera parte se usa para generación de potencia. Las turbinas se diferencian de los compresores en que tienen un número relativamente bajo de etapas. Se asume lo siguiente en cuanto a los procesos de expansión:

- El proceso de expansión no es isentrópico y por ende es irreversible.
- El valor de la eficiencia isentrópica de la turbina (87%) varía según diferentes parámetros como la temperatura ambiente, la relación de presión en el compresor, el flujo másico de aire, la velocidad de rotación y la temperatura de entrada a la turbina.
- Las velocidades de la turbina y del compresor son las mismas ya que están en el mismo eje.
- La velocidad de la turbina es constante durante su operación ya que éste es un requerimiento para la generación de electricidad.
- La relación de presión en el compresor es mayor a la relación de presión en la turbina dado que hay pérdidas de presión en la cámara de combustión y en el generador de vapor.

- El calor específico de los gases a presión constante ( $C_{pg}$ ) es  $1.100 \text{ KJ}/(\text{kg K})$ , la relación de calores específicos del gas ( $\gamma_g$ ) es 1.33 y la constante del gas ( $R_g$ ) es  $0.290 \text{ KJ}/(\text{kg K})$ . [29]

Aplicando la segunda ley de la termodinámica (ley de conservación de energía) al proceso de expansión en la turbina, [30]

$$\dot{m}_g C_{pg} T_3 + \dot{m}_{nb} C_{pa} T_3 = (\dot{m}_g + \dot{m}_{nb}) C_{pg} T_4 + W_T \quad (53)$$

$$\text{Y aplicando continuidad de masa en la cámara de combustión, } \dot{m}_g + \dot{m}_{nb} = \dot{m}_a + \dot{m}_f = \dot{m}_t \quad (54)$$

Donde el trabajo total generado por la turbina es [30],

$$W_T = \dot{m}_f (L + 1) C_{pg} T_3 + (\dot{m}_a - L \dot{m}_f) C_{pa} T_3 - (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{pg} T_4 \quad (55)$$

$$\text{Y el trabajo neto generado por la turbina de gas es, } W_{GT} = W_T - W_C \quad (56)$$

$$W_{GT} = \dot{m}_f (L + 1) C_{pg} T_3 + (\dot{m}_a - L \dot{m}_f) C_{pa} T_3 - (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{pg} T_4 - \dot{m}_a C_{pa} (T_2 - T_1) \quad (57)$$

Pero para gases ideales,

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} = (r_t)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} = \rho_g \quad (58)$$

La eficiencia isentrópica de la turbina está dada por,

$$\eta_{GT} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (59)$$

Finalmente, es posible expresar la temperatura en el estado 4, usando las ecuaciones anteriores y basándose en la temperatura de entrada a la turbina,

$$T_4 = T_3 \left\{ 1 - \eta_{GT} \left[ 1 - \frac{1}{(r_t)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}}} \right] \right\} \quad (60)$$

#### 2.1.1.1.4 Transferencia de calor en el calentador de agua (8-9)

Los gases que salen de la turbina de gas están muy calientes para usarlos directamente en el proceso de calentamiento; debido a esto se usa un intercambiador de calor de superficie (calentador de agua de alimentación) el cual calienta el agua de alimentación con la energía térmica del vapor de alta presión y temperatura generado en el HRSG. Los dos fluidos no se mezclan. Después de condensarse, el vapor deja el intercambiador en forma de líquido saturado. El calentador de agua es del tipo de tres zonas. En donde la zona de súper-extracción de calor absorbe calor del vapor sobrecalentado, la zona de condensación funciona como un calentador normal y la zona de enfriamiento logra hacer disminuir la temperatura del agua-vapor proveniente del HRSG a la temperatura de retorno del agua de alimentación ( $65^\circ\text{C}$ ). El efecto de calentamiento en el calentador de agua se define por:

$$\Delta T_{\text{calentador}} = T_a - T_9 = T_b - T_9 \quad (61)$$

$$\text{Y el de la zona de enfriamiento, } \Delta T_{\text{enfriamiento}} = T_6 - T_8 \quad (62)$$

### 2.1.1.1.5 Transferencia de calor en el generador de vapor (HRSG) (4-5)

El generador de vapor (HRSG) es uno de los pocos componentes de los sistemas con turbinas de gas que se fabrican para cada aplicación. La selección no solo afecta el costo inicial, sino también los costos de operación. El agua entra al HRSG en forma de líquido comprimido. A medida que el agua recibe calor de los gases de escape de la turbina, se satura, se evapora y se sobrecalienta. Por el lado caliente, los gases que salen de la turbina entran en el HRSG y liberan energía térmica. Se deben evaluar muchos parámetros, algunos basados en la experiencia y otros en consideraciones económicas. Para estudios se puede asumir lo siguiente en cuanto al diseño del generador de vapor.

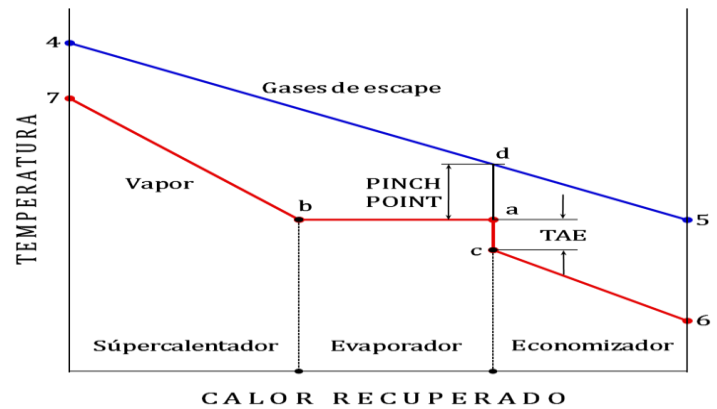


Figura 86 Perfiles de temperatura del generador de vapor.

Según General Electric, la temperatura óptima de los gases que salen de la turbina y entran al HRSG está entre  $538^{\circ}\text{C}$  y  $566^{\circ}\text{C}$ , pudiéndose asumir que esa temperatura es de  $550^{\circ}\text{C}$  [28]. La Figura 2-13 muestra el esquema de un generador de vapor con las respectivas suposiciones.

- El pinch point del generador de vapor es igual a 20K [5, 32].
- La temperatura de los gases a la salida del generador de vapor se asume 6K mayor que la temperatura de rocío, para evitar la humedad en los gases del escape en la chimenea y su posible corrosión [5, 32].
- La temperatura de aproximación en el economizador (TAE) se asume igual a 5K para evitar peligros de golpe de martillo de agua en el economizador [5].

El punto de rocío se calcula con la siguiente ecuación [33]:

$$T_{\text{rocío}} = \frac{237.7\alpha}{17.27 - \alpha} = [^{\circ}\text{C}], \text{ donde } \alpha = \frac{17.27T_{\text{ambiente}}}{237.7 + T_{\text{ambiente}}} + \ln(RH) \quad (63)$$

Estas ecuaciones son válidas para temperatura ambiente entre  $0$  y  $60^{\circ}\text{C}$  y humedad relativa ( $RH$ ) entre  $0 - 1$ .

### 2.1.1.2 Desempeño de los sistemas de cogeneración con turbinas de gas de ciclo abierto simple

La siguiente ecuación muestra la relación entre el calor y la potencia para un sistema de cogeneración con turbina de gas de ciclo abierto simple, [2]

$$\lambda_{GT} = \frac{Q_{GT}}{W_{GT}} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f)C_{pg}(T_4 - T_5)}{\dot{m}_f(L + 1)C_{pg}T_3 + (\dot{m}_a - L\dot{m}_f)C_{pa}T_3 - (\dot{m}_a + \dot{m}_f)C_{pg}T_4 - \dot{m}_a C_{pa}(T_2 - T_1)} \quad (64)$$

Se muestra que la relación calor-potencia depende de la temperatura de entrada a la turbina, del flujo másico de combustible, del flujo másico de aire, de la relación de presiones y de la relación

estequiométrica (que a su vez depende del tipo de combustible). La temperatura de los gases de combustión a la entrada de la turbina disminuye al reducir la cantidad de combustible que se quema en la cámara. Esta es la manera más fácil de reducir la potencia de salida de una turbogás, por ello se ha implementado en la mayoría de las turbinas. El flujo másico de aire permanece constante y el flujo másico de combustible es directamente proporcional a la potencia generada. La velocidad de rotación de la turbina de gas debe permanecer constante aunque varíe la carga para poder mantener los requerimientos de generación de corriente alterna (la frecuencia debe permanecer constante).

Las condiciones de operación donde permanece la mayoría del tiempo una turbina de gas, se llama punto de diseño, se refiere a las condiciones nominales del equipo determinadas en la fase de diseño que coincide con los puntos de diseño [34]. Las condiciones ambientales en la fase de diseño se toman como las condiciones ambientales estándar, temperatura de  $15^{\circ}\text{C}$  y humedad relativa de 60% [34]. Una vez las características de los componentes de la turbina están determinadas por el punto de diseño, otras condiciones de operación pueden ser evaluadas, como el comportamiento de la turbina fuera del punto de diseño. Estas condiciones cambian por dos razones: el cambio de las condiciones ambientales y el cambio en la generación de energía de la turbina durante el año, debido al cambio de la demanda. El desempeño de la turbina de gas depende de muchas variables, pero en la práctica, se usan parámetros adimensionales para reducir el número de variables que afectan el comportamiento de la turbina. El desempeño fuera del punto de diseño se puede predecir usando diagramas o tablas (turbine maps) que presentan relaciones entre los parámetros adimensionales mencionados. Para una condición de operación determinada (donde se conoce la temperatura ambiente y la humedad), es posible calcular muy fácilmente los parámetros que describen el comportamiento de la turbina. En este trabajo el mapa del comportamiento de la turbina, utilizado para predecir el comportamiento de las mismas es tomado de "Dimensionsloses Kennfeld eines Verdichters" presentado por Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet Gasturbinen und Flugantriebe en el seminario in Flugantriebe (ver Figura 2-12) [35].

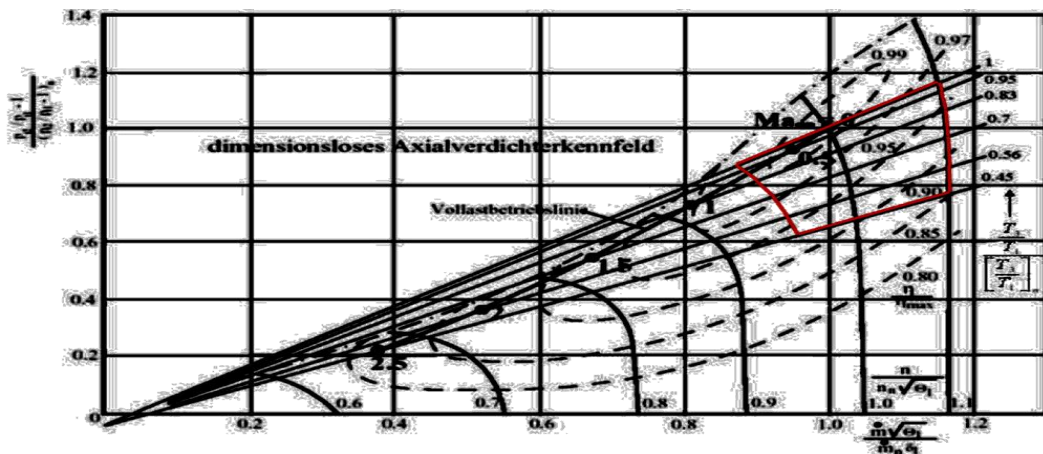


Figura 87 Diagrama de desempeño del compresor y la turbina de gas.

El área de trabajo de la turbina de gas en el mapa de desempeño (líneas rojas) está delimitado por:

- La relación de temperaturas mínimas y máximas ( $T_3/T_1$ ) son 1 y 0.45 respectivamente.
- El parámetro adimensional  $(n/n_s)\sqrt{\theta_1}$  depende únicamente de cambios en la temperatura

ambiente ya que la velocidad de rotación permanece constante ( $n = n_n$ ), y los límites son 1.1 y 0.95 de acuerdo con los cambios de los límites de temperatura.

➤ La línea de “parada” (stall).

La relación entre la eficiencia isentrópica de la turbina y la carga parcial está determinada por [36]:

$$\frac{[\eta_t]_{parcial}}{[\eta_t]_{full}} = 1 - K_1 \left( \frac{[r_t]_{full}}{[r_t]_{parcial}} - 1 \right)^2 \quad (65)$$

Donde  $K_1$  para turbinas modernas es 0.2 [36]. Teniendo en cuenta que para este trabajo la generación de energía es controlada con la temperatura de entrada (TIT), y conociendo el mapa de desempeño (donde la operación está limitada por el área de trabajo) y la ecuación anterior, es posible obtener relaciones entre los diferentes parámetros adimensionales en función de la relación de temperatura ( $T_3/T_1$ ) que es el parámetro más importante para controlar la potencia entregada (teniendo en cuenta que la temperatura ambiente cambia durante el año). Los parámetros adimensionales se redefinen así:

$$ND1 = \frac{\left[ \frac{T_3}{T_1} \right]_{parcial}}{\left[ \frac{T_3}{T_1} \right]_{full}} \quad (66)$$

$$ND2 = [\dot{m}_a]_{parcial} \frac{\sqrt{\theta_1}}{[\dot{m}_a]_{full} \delta_1} \quad (67)$$

$$ND3 = \frac{n}{n_{full} \sqrt{\theta_1}} = \frac{1}{\sqrt{\theta_1}} \quad (68)$$

$$ND4 = \frac{[r_c - 1]_{parcial}}{[r_c - 1]_{full}} \quad (69)$$

$$ND5 = \frac{[\eta_c]_{parcial}}{[\eta_c]_{full}} \quad (70)$$

Las relaciones entre estos parámetros se presentan gráficamente en las siguientes figuras:

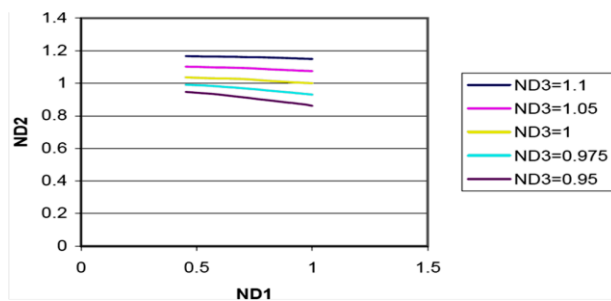


Figura 88 Relación entre los parámetros ND1 y ND2.

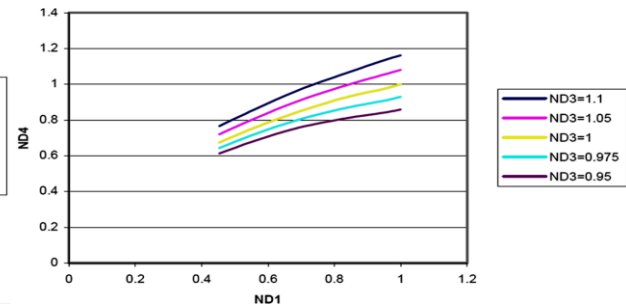


Figura 89 Relación entre los parámetros ND1 y ND4.

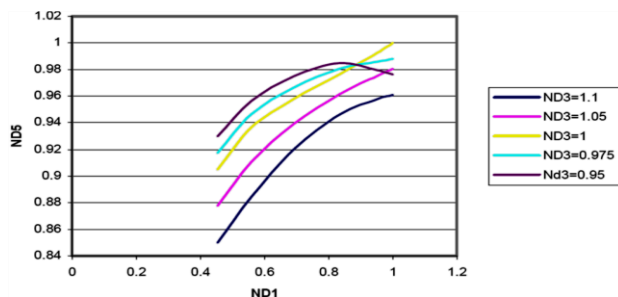


Figura 90 Relación entre los parámetros ND1 y ND5.



### 2.1.1.3 Eficiencias (o rendimientos)

Uno de los problemas que los fabricantes de turbinas de gas tenían que resolver, eran las bajas eficiencias de los compresores. Durante 1930 y 1940 era común rendimientos de 60% en los compresores, mientras que de las turbinas eran mayores, pero su combinación resultaba en que todo el trabajo realizado por la turbina se empleaba en el impulso del compresor acoplado. Se pudieron lograr cambios de diseños convenientes mediante el análisis dinámico del fluido al pasar por los álabes del compresor y los álabes de la turbina, cambios dieron por resultado eficiencias entre 75 y 90% para los compresores, un poco mayores en turbinas. En el caso de un compresor con eficiencia de 85% correspondiente a una relación de presión determinada, la turbina presentaría una eficiencia de 87%. El compresor puede llegar a utilizar más de 50% del trabajo total producido por la turbina. La eficiencia interna de un compresor,  $\eta'_c$ , y la eficiencia interna de una turbina  $\eta'_T$ , se define como [9]:

$$\eta'_c = \frac{W_{ideal}}{W_{real}} = \frac{(h_2 - h_1)_s}{(h_{2'} - h_1)} \quad \wedge \quad \eta'_T = \frac{W_{real}}{W_{ideal}} = \frac{(h_3 - h_{4'})}{(h_3 - h_4)_s} \quad (71)$$

### 2.1.1.4 Ciclo con generador de vapor

El escape que proviene de una unidad de turbina de gas por lo común está lo suficientemente caliente para evaporar agua en una caldera recuperadora de calor. El vapor que se produce en la caldera puede suministrar energía a una turbina, incrementando así el trabajo total utilizable. Uno de los problemas inherentes a la operación de una unidad motriz de turbina de gas, es que gran parte de la energía disponible agregada no se emplea en la realización de trabajo. La energía disponible de los gases de escape, a la presión atmosférica o a otra próxima a esta, se puede utilizar para generar vapor a una presión de 5.5 MPa a 6.0 MPa. El ciclo tiene una eficiencia térmica mayor que la de cualquiera de ellos en forma aislada; la planta de potencia ocupa menos espacio y las necesidades de combustible son necesariamente menores. [9]

### 2.1.2 Proceso de compresión

La teoría elemental de las máquinas compresoras que tiene una precisión aceptable se basa en la termodinámica del gas ideal, subordinado a la ecuación:  $p = \rho RT$  (72)

Siendo la presión final del proceso de compresión del aire mayor de 10 MPa hace falta hacer uso de la ecuación de estado del gas real:  $p = Z\rho RT$  (73)

#### 2.1.2.1 Ecuaciones fundamentales

La utilización de la primera ley de la termodinámica y la ecuación de estado del gas ideal conduce a las siguientes ecuaciones de los procesos de compresión y expansión en un compresor:

$$\text{Proceso politrópico:} \quad p/\rho^n = \text{cons} \quad \text{y} \quad pv^n = \text{const} \quad (74)$$

$$\text{Proceso adiabático:} \quad p/\rho^k = \text{cons} \quad \text{y} \quad pv^k = \text{const} \quad (75)$$

$$\text{Proceso isotérmico:} \quad p/\rho = \text{cons} \quad \text{y} \quad pv = \text{const} \quad (76)$$

El proceso politrópico es la forma general del proceso termodinámico y transcurre en los compresores en función de las condiciones exteriores e interiores con el exponente  $n = 1,15 \dots 1,80$ .

Se llama adiabático el proceso sin intercambio térmico con el medio ambiente; en tal proceso es posible la formación interna de calor a cuenta del trabajo de la fricción de gas y la formación de torbellinos. No se puede conseguir un proceso estrictamente adiabático en los compresores, a causa de la imposibilidad del aislamiento térmico completo del flujo gaseoso del medio ambiente. Además de los procesos anteriores, en la teoría de los compresores se examina el isentrópico, que se caracteriza por la constancia de la entropía como resultado de la ausencia de intercambio térmico con el medio ambiente y el desprendimiento interior de calor, condicionado por la fricción del gas en el flujo. En los compresores reales, evidentemente, el proceso isentrópico es imposible.

### 2.1.2.2 Diagrama $S, T$ y $p, v$

Es cómodo representar los procesos indicados gráficamente en las coordenadas  $S, T$ , Figura 2-32.

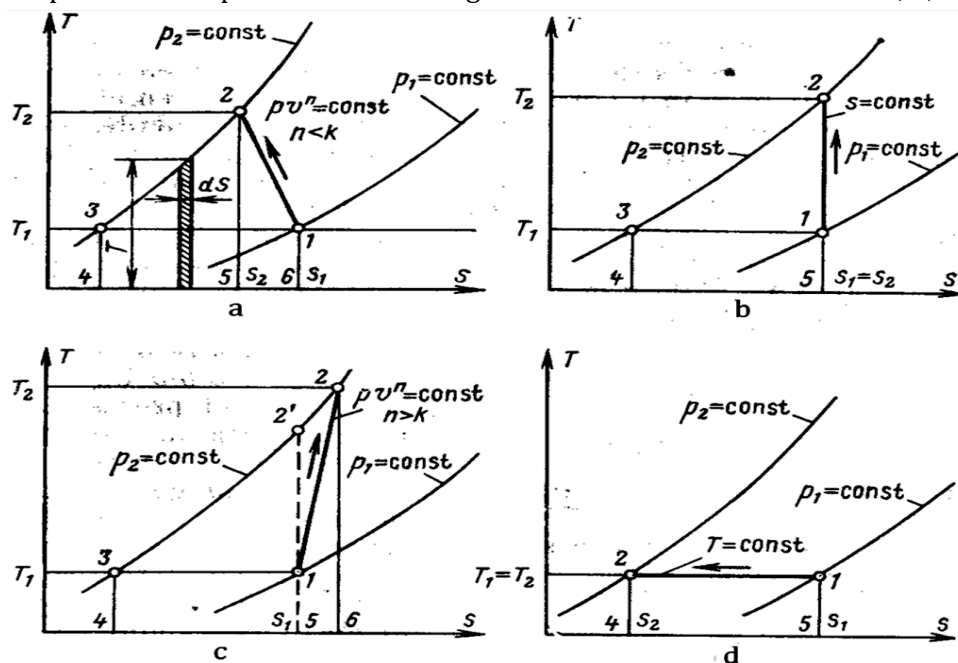


Figura 91 Diagrama  $S, T$  de los procesos de compresión, descritos por las formulas de los procesos citados.

Aquí están representadas las variedades principales de los procesos de compresión: politrópico  $n < k$ , propio de los compresores con enfriamiento por agua intenso, Figura 2-32a; politrópico  $n > k$ , típico para los compresores de paletas (centrífugos y axiales), Figura 2-32b; isentrópico con  $S = cont$ , Figura 2-32c; isotérmico con  $T = cont$ , Figura 2-32d.

Los procesos de las Figuras 2-32 c y d son irrealizables en los compresores, el primero porque la formación del calor a cuenta de la fricción del gas interna se manifiesta muy considerablemente; el segundo, a causa de la imposibilidad de fabricar la estructura del sistema de enfriamiento del compresor de tal modo, que asegure la compresión del gas a temperatura constante. Estos dos procesos se utilizan para apreciar la eficiencia energética de los compresores.

Las propiedades de los diagramas termodinámicos de los procesos de compresión, mostrados en la Figura 2-32 se representan con las líneas 1 – 2. En los casos de las Figuras 2-32 a y b, la compresión va acompañada por el cambio de la entropía y el aumento de la temperatura y la entalpía del gas. En el proceso de politrópico siendo  $n < k$  la línea 1 – 2 representa la compresión que transcurre en la

cavidad de trabajo (en el cilindro, los canales de la rueda y del cuerpo) de los compresores; la línea 2 – 3 representa el proceso de enfriamiento isobárico del gas comprimido que sale del compresor. Este proceso transcurre en el enfriador del compresor y en la red de tuberías.

Según el principio de conservación de la energía el trabajo gastado por el compresor para comprimir y expulsar el gas (sin pérdidas mecánicas) se presenta como la suma de los calores desviados del gas durante los procesos de compresión y enfriamiento isobárico. Y valiéndonos de la determinación principal de la entropía en el proceso térmico elemental:  $dS = dQ/T$ .

Para los procesos 1 – 2 y 2 – 3,

$$Q_{1-2} = \int_1^2 TdS; \quad Q_{2-3} = \int_2^3 TdS. \quad (77)$$

Los productos sub integrales son las áreas elementales de los procesos de compresión y enfriamiento, representados en el diagrama  $ST$ . Por consiguiente, la cantidad de energía en unidades térmicas transmitida al gas para realizar el proceso de compresión se presenta como la suma de áreas del diagrama 1 – 2 – 5 – 6 y 2 – 3 – 4 – 5.

La energía suministrada al compresor se consume para realizar el proceso de compresión (e impulsión) y el trabajo de la fricción de gas en la cavidad de paso. El trabajo de la compresión se presenta el área 1 – 2 – 3 – 4 – 5. Por consiguiente, la energía total consumida por el compresor (sin la energía que se gasta para cubrir las pérdidas mecánicas y volumétricas) se expresa con el área 2 – 3 – 4 – 6. Si el proceso transcurriera en el compresor según la línea isentrópica 1 – 2' el gasto total de energía sería igual al área 1 – 2' – 3 – 4 – 5, es decir, sería menor en la dimensión de área 1 – 2' – 2 – 6 – 5. Por consiguiente, el aumento de la energía consumida por el compresor al pasar del proceso isentrópico al politrópico real con  $n > k$  va acompañado del aumento del consumo de energía igual al área 2' – 2 – 6 – 5 – 1. Evidentemente, el área 1 – 2' – 2 representa la energía gastada adicionalmente para comprimir e impulsar el volumen que surge como resultado del calentamiento del gas en el proceso de fricción y formación de torbellinos. Las consideraciones expuestas son aplicables también al examen de los diagramas  $S, T$  de los procesos isentrópicos e isotérmico (Figura 2-32c y Figura 2-32d). La menor cantidad de energía se consume en el proceso de compresión con la compresión isotérmica (Figura 2-32d). Esta energía se presenta por el área 1 – 2 – 4 – 5.

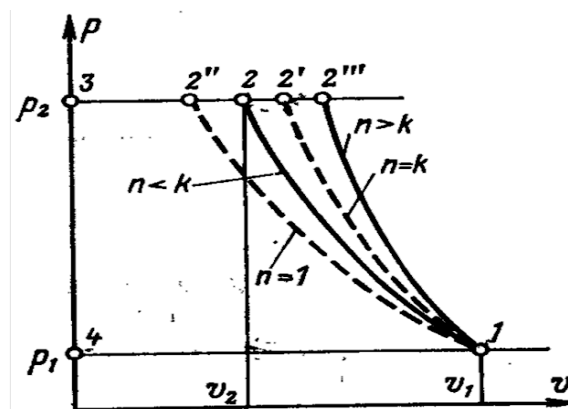


Figura 92 Diagramas  $P, v$  de los procesos de compresión descritos.

En ciertos casos conviene representar los procesos de compresión en el diagrama  $P, v$  (Figura 2-21). Aquí con la línea continua 1 – 2 se muestra el proceso durante la compresión politrópica con  $n < k$ , que transcurre en la cavidad de paso del compresor. El proceso de enfriamiento 2 – 3 sucede

teóricamente según la línea isobárica  $P_2 = const$ , en las condiciones reales se desvía algo de la línea isobárica.

La compresión isotérmica se representa con la línea de trazos 1 – 2'', la isentrópica, con la 1 – 2'; la adiabática siendo  $n > k$ , con la línea 1 – 2'''.

### 2.1.2.3 Ecuaciones de energía de los procesos de compresión

La energía E consumida durante el proceso de compresión al comprimir y expulsar 1 kg de masa de gas se expresa por el área del diagrama  $p, v$  limitada por las líneas isobáricas de las presiones inicial  $P_1$  y final  $P_2$ , con la línea politrópica de compresión y el eje de ordenadas.

Para el proceso con  $n < k$

$$E = - \int_1^2 p \, dv + p_2 v_2 - p_1 v_1. \quad (78)$$

De la ecuación de compresión politrópica  $p v^n = p_1 v_1^n$  tenemos  $p = p_1 v_1^n / v^n$ , por consiguiente,

$$E = -p_1 v_1^n \int_1^2 \frac{dv}{v^n} + p_2 v_2 - p_1 v_1 \quad (79)$$

Después de la integración y las transformaciones algebraicas resulta

$$E = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (80)$$

La relación entre las presiones y temperaturas en los procesos politrópicos se determina por:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (81)$$

Por eso

$$E = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[ \frac{T_2}{T_1} - 1 \right] \quad (82)$$

Agregamos a la formula anterior la ecuación de estado, escrita para los parámetros iniciales,  $p_1 v_1 = RT_1$ . Entonces

$$E = \frac{n}{n-1} R [T_2 - T_1] \quad (83)$$

La ecuación de los procesos politrópico e isentrópico son absolutamente idénticas y se distinguen solamente por los valores de los exponentes. Por esta razón para el proceso de compresión isentrópico se puede escribir las correlaciones siguientes:

$$E_a = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]; \quad (84)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad (85)$$

$$E_a = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ \frac{T_{2a}}{T_1} - 1 \right]; \quad (86)$$

$$E_a = \frac{k}{k-1} R [T_{2a} - T_1]. \quad (87)$$

Las últimas con ayuda de las correlaciones conocidas  $R = c_p - c_v$  y  $k = c_p/c_v$  se transforman fácilmente en la ecuación:

$$E_a = c_p [T_{2a} - T_1] = i_{2a} - i_1, \quad (88)$$

que expresa el trabajo del proceso de compresión isentrópico por medio de las entalpías inicial y final gas comprimido.

Para el proceso de compresión isotérmico  $p v = p_1 v_1 = p_2 v_2$  del diagrama  $p, v$  tenemos

$$E_{is} = - \int_1^2 p \, dv + p_2 v_2 - p_1 v_1 = - \int_1^2 p \, dv. \quad (89)$$

Teniendo en cuenta que  $p = p_1 v_1 / v$ , obtenemos

$$E_{is} = - \int_1^2 p_1 v_1 \frac{dv}{v}, \quad (90)$$

O bien

$$E_{is} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (91)$$

Las correlaciones permiten determinar gastos de energía para realizar la compresión, pero no dan una respuesta a la cuestión de la distribución de la energía gastada para varios ciertos parámetros del proceso. Lo anterior se cumple utilizando la condición de conservación de la energía: la energía consumida en el proceso de compresión se emplea para cambiar la entalpía y energía cinética del gas y para cubrir las pérdidas al medio ambiente. Esta condición puede ser escrita en la forma más general como la ecuación de balance de la energía del proceso de compresión

$$E = c_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \pm q \quad (92)$$

La potencia del compresor

$$P = \frac{\rho Q L}{1000 \eta_v \eta_{mec}} \quad (93)$$

Donde  $\rho$  es la densidad del gas que ingresa en el compresor,  $kg/m^3$ ;  $Q$ , el caudal volumétrico del compresor  $m^3/s$ ;  $E$ , la energía específica del proceso de compresión  $J/kg$ ;  $\eta_v$ , el rendimiento volumétrico;  $\eta_{mec}$  el rendimiento mecánico del compresor.

#### 2.1.2.4 Rendimientos de los compresores

La eficacia de los compresores no puede ser apreciada por el rendimiento energético ordinario, que representa la relación de la energía adquirida por el gas a la energía gastada para realizar el proceso de compresión. Según  $E = c_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \pm q$  a la condición  $c_1 = c_2$  la energía

específica adquirida por el gas en el proceso de compresión,  $E - q = c_p(T_2 - T_1)$ , donde  $q$  es la cantidad de calor que sale al espacio circundante a causa del enfriamiento del compresor.

Por consiguiente, el rendimiento energético del proceso de compresión

$$\eta = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_2 - T_1) + q} \quad (94)$$

Aplicando la expresión (94) obtenida al proceso de compresión isotérmico con  $T_1 = T_2$  obtenemos  $\eta = 0$ . Sin embargo, anteriormente fue demostrado que de todos los tipos posibles de procesos de compresión el mínimo gasto de energía lo requiere el proceso isotérmico, que es el más ventajoso por los gastos de energía. Al apreciar según  $n$  el proceso de compresión isotérmico es extremadamente desventajoso porque  $\eta = 0$ . Esto consiste en que durante el proceso de compresión isotérmico  $c_p(T_2 - T_1) = 0$ , la entalpía del gas como medida de su energía permanece constante. Pero, al conservar el valor de la entalpía la compresión traslada el gas a un nuevo nivel potencial que equivale a una presión más alta  $p_2$  y de este modo da al gas la posibilidad de realizar el trabajo durante la expansión hasta la presión inicial. Por consiguiente, no tiene sentido apreciar la energía recibida por el gas en el proceso de compresión por el cambio de su entalpía, porque al conservar la constancia de la entalpía aumenta la capacidad del gas de efectuar trabajo. Se deduce la inadmisibilidad de apreciar la perfección del compresor por el valor del rendimiento energético. La perfección del proceso de compresión se aprecia con ayuda de los rendimientos termodinámicos relativo: isotérmico  $\eta_{is}$  e isentrópico  $\eta_a$ .

Si el proceso politrópico real transcurre en el compresor con el exponente  $n$  con energía específica  $E$ , los rendimientos isotérmico e isentrópico son  $\eta_{is} = E_{is}/E$  y  $\eta_a = E_a/E$  respectivamente. Aquí  $E_{is}$  y  $E_a$  son las energías específicas de los procesos isotérmico e isentrópico, definidas por las formulas citadas anteriormente. El rendimiento isotérmico  $\eta_{is}$  se utiliza para apreciar los compresores con un intenso enfriamiento por agua. Para estos compresores el proceso isotérmico, que tiene la energía específica mínima es de patrón. Los compresores con un enfriamiento no intenso (centrífugo y axial) se aprecian con ayuda del rendimiento isentrópico  $\eta_a$ . Esto se explica por el hecho de que para los compresores de este tipo el proceso isentrópico es de patrón, el más perfecto.

La fórmula para calcular el rendimiento isotérmico relativo para apreciar los compresores volumétricos monoetápicos con enfriamiento intenso se deduce de  $L_{is}$  y  $\eta_{is}$ :

$$\eta_{is} = \frac{R \ln \frac{p_2}{p_1}}{c_p \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right)} \quad (95)$$

El cálculo con utilización de los parámetros de frenado aquí no tiene sentido, porque al principio y al final del proceso de compresión las velocidades del flujo gaseoso son insignificantes.

#### 2.1.2.5 Eficiencia de una etapa de compresor

Debido a la fricción que ocurre entre el fluido y las superficies de los álabes y entre las propias capas del fluido, se producen algunas pérdidas de energía que ocasionan que el proceso de compresión sea irreversible y adiabático. Para superar estas pérdidas y llevar el fluido a una entropía mayor a la requerida en un proceso ideal, se requiere un mayor trabajo del compresor. [9]

Para determinar qué porcentaje de la energía suministrada por el compresor es utilizada en elevar la presión del fluido de  $P_1$  a  $P_2$ , normalmente se consideran la eficiencia de la etapa y la eficiencia politrópica.

La eficiencia de la etapa de un compresor  $\eta_{ec}$  es la relación que existe entre el trabajo ideal por unidad masa y el trabajo real por unidad de masa:

$$\eta_{ec} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1}$$

Para gas ideal, la eficiencia de la etapa puede escribirse como:

$$\eta_{ec} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1} \quad \text{o} \quad \eta_{ec} = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} \quad (97)$$

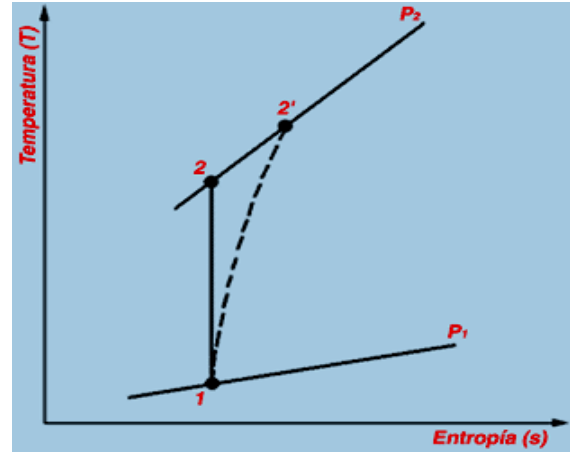


Figura 93 Diagrama T-s: se representa el proceso de compresión condiciones ideales y reales.

### 2.1.2.6 Eficiencia politrópica

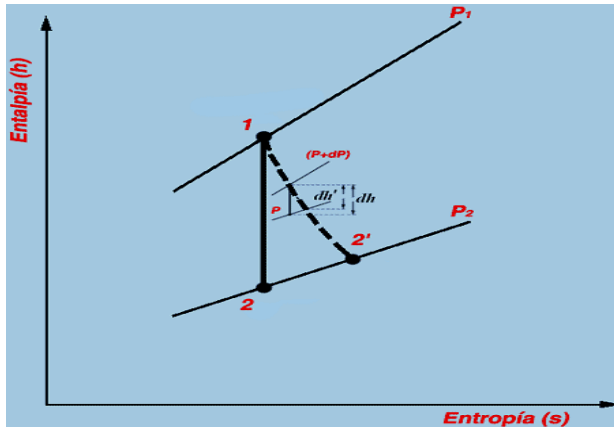


Figura 94 Proceso de expansión en el diagrama h-s.

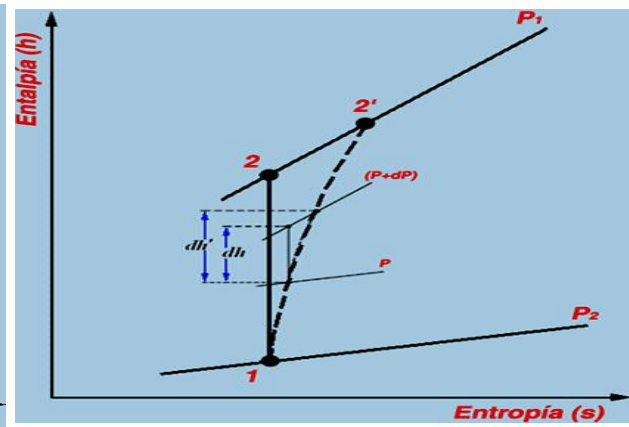


Figura 95 Proceso de compresión en el diagrama h-s.

La eficiencia politrópica de un proceso de expansión o compresión es la eficiencia isentrópica de una etapa infinitamente pequeña y puede definirse como: [39]

$$\eta_{Pt} = \frac{\text{trabajo real para una caída de presión infinitamente pequeña}}{\text{trabajo ideal para una caída de presión infinitamente pequeña}} \quad (98)$$

La eficiencia politrópica también puede escribirse como:  $\eta_{Pt} = \frac{dh'}{dh}$  (99)

Igualmente para un proceso de compresión la eficiencia politrópica es:

$$\eta_{Pc} = \frac{\text{trabajo ideal del compresor para un incremento de presión infinitamente pequeña}}{\text{trabajo real del compresor para un incremento de presión infinitamente pequeña}} = \frac{dh}{dh'} \quad (100)$$

$$\eta_{Pt} = \frac{dh'}{dh} \quad (101)$$

Sustituyendo  $dh'$  por  $CpdT$  y  $dh$  por  $vdP$ :

$$\eta_{Pt} = \frac{CpdT}{vdP} \quad (102)$$

Sabiendo que  $v = \frac{RT}{P}$ , entonces:

$$\eta_{Pt} = \frac{CpdTP}{RTdP} \quad (103)$$

Arreglando e integrando:

$$\eta_{Pt} \int_1^{2'} \frac{dP}{P} = \frac{Cp}{R} \int_1^{2'} \frac{dT}{T} \quad (104)$$

$$\eta_{Pt} \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) = \frac{\gamma}{\gamma-1} \ln\left(\frac{T_1}{T_{2'}}\right) \quad (105)$$

$$\frac{T_1}{T_{2'}} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{(\gamma-1)\eta_{Pt}}{\gamma}} \quad (106)$$

Haciendo el mismo análisis para un proceso de compresión se puede demostrar que:

$$\eta_{Pc} = \frac{dh}{dh'} \quad (107)$$

Sustituyendo  $dh'$  por  $CpdT$  y  $dh$  por  $vdP$ :

$$\eta_{Pc} = \frac{vdP}{CpdT} \quad (108)$$

Sabiendo que  $v = \frac{RT}{P}$ , entonces:

$$\eta_{Pc} = \frac{RTdP}{CpdTP} \quad (109)$$

Arreglando e integrando:

$$\int_{2'}^1 \frac{dP}{P} = \eta_{Pc} \frac{Cp}{R} \int_{2'}^1 \frac{dT}{T} \quad (110)$$

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \eta_{Pc} \frac{\gamma}{\gamma-1} \ln\left(\frac{T_{2'}}{T_1}\right) \quad (111)$$

$$\frac{T_{2'}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\eta_{Pc}\gamma}} \quad (112)$$



$\frac{P_1}{P_2}$  es conocida como relación de presiones RP y la eficiencia de una etapa de gas puede escribirse en estos términos.

La eficiencia de una etapa de gas se calcula como:

$$\eta_{e(turbina)} = \frac{T_1 - T_{2'}}{T_1 - T_2} \quad (113)$$

Dividiendo por  $T_1$  en el numerador y el denominador se obtiene:

$$\eta_{e(turbina)} = \frac{\frac{T_1 - T_{2'}}{T_1}}{\frac{T_1 - T_2}{T_1}} = \frac{1 - \frac{T_{2'}}{T_1}}{1 - \frac{T_2}{T_1}} \quad (114)$$

Sustituyendo  $\frac{T_2}{T_1}$  por  $\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ :

$$(115)$$

$$\eta_{e(turbina)} = \frac{1 - \frac{T_{2'}}{T_1}}{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad \text{o} \quad \eta_{e(turbina)} = \frac{1 - \frac{T_{2'}}{T_1}}{1 - \left(\frac{1}{RP}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (116)$$

Como,

$$\eta_{e(turbina)} = \frac{1 - \left(\frac{1}{\frac{P_1}{P_2}}\right)^{\frac{(\gamma-1)\eta_{Pt}}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{1}{RP}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{1 - \left(\frac{1}{RP}\right)^{\frac{(\gamma-1)\eta_{Pt}}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{1}{RP}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (117)$$

De manera similar para un proceso de compresión:

$$\eta_{e(compresor)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2'}} = \frac{(RC)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(RC)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma\eta_{Pc}}} - 1} \quad (118)$$

### 2.1.3 Refrigeradores de compresión de vapor (eléctricos)

Los sistemas de refrigeración de compresión de vapor o eléctricos son utilizados en esta investigación para integrarse con los equipos de cogeneración y formar sistemas de trigeneración. Como fue descrito anteriormente estos sistemas usan energía eléctrica para generar refrigeración. El ciclo de refrigeración por compresión tiene cuatro componentes básicos a través de los cuales pasa el refrigerante: el evaporador, el compresor, el condensador y la válvula de expansión. El evaporador opera a baja presión (y baja temperatura) y el condensador a alta presión y temperatura. El ciclo comienza en el evaporador, donde el refrigerante líquido fluye a través del evaporador y se evapora, absorbiendo calor del agua que va a refrigerarse. El refrigerante evaporado, que está a una temperatura menor que el agua que va a refrigerarse, es enviado al compresor. El compresor bombea el vapor de refrigerante al condensador, aumentando su presión y temperatura. El refrigerante pasa a estado de líquido saturado luego de atravesar el condensador, cediendo calor al

agua de la torre de enfriamiento. El refrigerante en estado de líquido saturado a alta presión sale del condensador y entra a la válvula de expansión, donde el refrigerante reduce su presión isoentálpicamente hasta la presión baja. El refrigerante entra de nuevo al evaporador y así se completa el ciclo.

#### **2.1.4 Refrigeradores de absorción**

Este otro método de producir refrigeración es por absorción. Entre los sistemas de compresión de vapor y los sistemas de absorción existen tanto semejanzas como diferencias. La refrigeración útil se logra por la evaporación de un líquido en un evaporador, utilizando el calor latente de vaporización para obtener un efecto de enfriamiento. Ambos sistemas utilizan un condensador para remover calor del vapor refrigerante a una alta presión, y regresarlo a su estado líquido original. Ambos utilizan un dispositivo de control de flujo o de expansión. Los sistemas difieren, sin embargo, en cuanto a los medio utilizados para recuperar el refrigerante evaporado y aumentar su presión. En primer lugar, las formas de energía utilizadas para operar el sistema, son diferentes. En el sistema de compresión de vapor se utiliza la energía eléctrica para accionar el compresor. La operación del compresor mantiene la baja presión del evaporador y eleva la presión en el lado de alto. En el sistema de absorción se utiliza la energía calorífica, para elevar la presión del refrigerante. La baja presión del evaporador se mantiene, mediante el uso de otra sustancia llamada absorbente. Dos componentes, el absorbedor y el generador, llenan una función semejante a la del compresor. El sistema de absorción es popular y versátil ya que opera directamente con la energía calorífica.

Algunos pares de sustancias tienen una afinidad o atracción mutua, de tal manera que cuando hacen contacto, una de las dos absorbe a la otra. La sustancia que absorbe se llama absorbente, que en este caso es un líquido. La otra sustancia, que sirve como el refrigerante del sistema, se encuentra en estado gaseoso cuando es absorbida. Dos pares de sustancias que se utilizan con éxito en los sistemas de absorción son el agua-amoniaco y el bromuro de litio-agua.

Existen equipos de absorción de doble y de triple efecto, en los cuales el calor es reciclado internamente para mejorar la eficiencia, pero necesitan una fuente de calor a una temperatura mayor. En este trabajo se asume que los equipos de absorción son de simple efecto, puesto que con este sistema es posible generar la temperatura de refrigeración requerida.

##### **2.1.4.1 Termodinámica de los equipos de absorción**

La representación de este ciclo y el correspondiente diagrama de temperatura-entropía se muestran en las Figuras 2-38 y 2-39. Aquí, dos circuitos componen el esquema de los sistemas de refrigeración por absorción: el circuito de la solución y el circuito del refrigerante.

Los procesos en el circuito de la solución son [40]:

- 1 – 9: El calor de la solución débil se concentra debido a que se retira el refrigerante.
- 9 – 0: Se enfría la solución fuerte en el intercambiador de calor.
- 0 – 10: Se enfría la solución fuerte en el absorbedor a una concentración constante.
- 10 – 8: Se enfría la solución fuerte en el absorbedor mientras que la solución se disuelve

debido a la adición de refrigerante.

8 – X: Se calienta la solución débil en el intercambiador de calor.

X – 1: Se calienta la solución débil en el generador a una concentración constante.

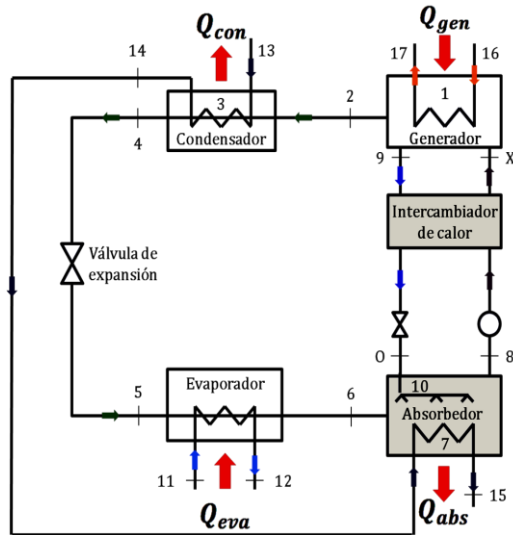


Figura 96 Diagrama de un equipo de absorción de efecto simple.

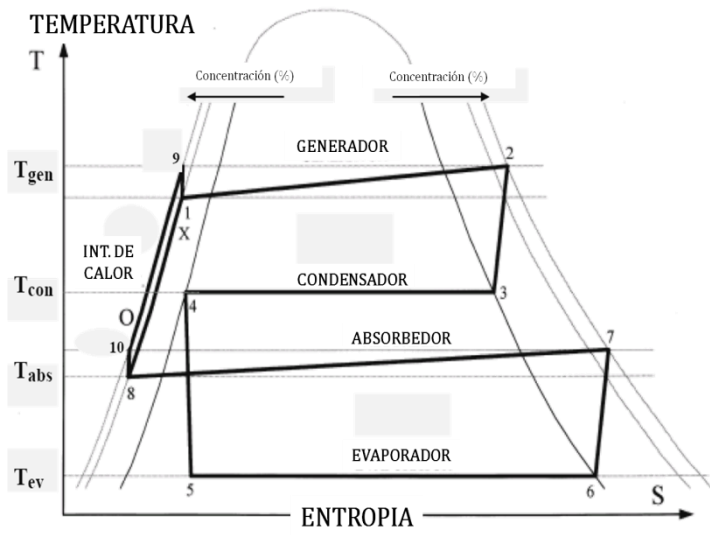


Figura 97 Diagrama temperatura-entropía para el equipo de absorción de efecto simple.

Los procesos en el circuito del refrigerante son:

- 1 – 2: Calentamiento y evaporación del refrigerante que se introdujo en el generador. El calor es igual a la suma del calor de evaporación y el calor de la solución.
- 2 – 3: Enfriamiento del vapor sobrecalentado producido en el generador, a presión constante, hasta alcanzar la temperatura de saturación  $T_c$ .
- 3 – 4: Condensación.
- 4 – 5: Expansión isoentálpica del refrigerante.
- 5 – 6: Calentamiento de la solución débil en el intercambiador de calor.
- 6 – 7: Calentamiento de la solución débil en el generador a presión constante.
- 7 – 8: Absorción del vapor sobrecalentado (del estado 7) donde tanto el calor de la solución como en calor de la evaporación se liberan.

Como el análisis de la termodinámica de los ciclos de absorción es más extenso que el análisis para otros ciclos, se presenta de forma resumida las ecuaciones más relevantes para los diferentes componentes de todo el sistema. Una descripción más detallada de los ciclos se puede encontrar en las referencias [40, 41, 42].

*Condensador:*

$$Q_{con} = \dot{m}_{ref}(h_{14} - h_{13}) = \eta_{con}\dot{m}_{ref}(h_2 - h_4) \quad (119)$$

*Evaporador:*

$$Q_{eva} = \dot{m}_{ref}(h_6 - h_5) = \eta_{eva}\dot{m}_{chw}(h_{11} - h_{12}) \quad (120)$$

$$\text{Generador:} \quad Q_{gen} = \dot{m}_{gen}(h_{16} - h_{17}) = \eta_{gen}\dot{m}_{cs}h_{12} + \dot{m}_{ref}h_2 + \dot{m}_{ds}h_x \quad (121)$$

$$\text{Absorbedor:} \quad \dot{m}_{ds} = \dot{m}_{cs} + \dot{m}_{ref} \quad \text{y} \quad \dot{m}_{ds}\xi_{ds} = \dot{m}_{cs}\xi_{cs} \quad (122)$$

$$Q_{abs} = \dot{m}_{cs}h_0 + \dot{m}_{ref}h_6 + \dot{m}_{ds}h_8 = \dot{m}_{frio}(h_{15} - h_{14}) \quad (123)$$

$$\text{Intercambiador de calor:} \quad \dot{m}_{cs}(h_9 - h_0) = \dot{m}_{ds}(h_x - h_8) \quad (124)$$

(Nota: En la referencia [42] se presenta una gráfica útil para el cálculo de las entalpías del Bromuro de Litio en función de la temperatura y la concentración).

### 2.1.4.2 Coeficiente de desempeño (COP) y Relación de disipación de calor (HDR)

Haciendo una idealización para el ciclo de absorción, se pueden deducir las fórmulas para el COP. La Figura 2-40 es una representación del ciclo ideal de absorción. Se ha visto que el ciclo ideal de absorción es una combinación del ciclo de Carnot con un ciclo de enfriamiento de Carnot inverso, donde el COP se puede derivar en términos de las temperaturas absolutas del ciclo [41].

$$COP = \frac{Q_{con}}{Q_{gen}} = \frac{T_{eva}}{T_{abs}} = \frac{T_{con}}{T_{gen}} \quad (125)$$

Otro parámetro importante para los enfriadores es la Relación de disipación de calor o Relación de rechazo de calor. Todos los sistemas de enfriamiento toman el calor de un lugar (el objeto que se está enfriando) y lo eliminan en otro lado usualmente en la atmósfera por medio de torres de enfriamiento o enfriadores de aire seco. El enfriamiento por absorción no es la excepción, salvo que las unidades de absorción eliminan más calor que las alternativas convencionales [43]. Se define como la relación de calor disipado desde el condensador y el absorbedor con respecto al calor que entra al generador. Se utiliza para analizar los requerimientos de enfriamiento de los diferentes equipos de refrigeración [41].

$$HDR = \frac{Q_{abs} + Q_{con}}{Q_{gen}} = 1 + \frac{1}{COP} \quad (126)$$

## 2.2 Análisis termo económico de los componentes de una planta cogeneradora con TG y HRSG's

La economía es un factor decisivo y muchas veces el más importante en el diseño de una planta de energía. El sistema no sólo debe ser adecuado desde el punto de vista técnico sino también desde el punto de vista económico. El objetivo es por lo tanto, que la planta sea capaz de satisfacer las demandas de energía con una combinación óptima de costos operacionales y de inversión que genere el mínimo costo total. Es importante entonces aclarar algunos aspectos relacionados con economía que se tendrán en cuenta en el desarrollo del siguiente capítulo.

### 2.2.1 Conceptos económicos

#### 2.2.1.1 Costos

Definido de una manera general, el costo es el precio pagado por adquirir, producir o mantener algo. Usualmente se mide en dinero, tiempo o energía [44]. Sin embargo, los costos se pueden clasificar de diversas maneras, por ejemplo, fijo o variable, relevantes o irrelevantes, directos o indirectos,

históricos o predefinidos, etc. En esta parte se especificarán algunos tipos de costos involucrados en el modelamiento termo económico de las tecnologías de cogeneración.

Existen unos costos fijos, unos variables, unos de capital y los unitarios. Los costos fijos son aquellos que no son afectados por los cambios en los niveles de actividad sobre un rango de operaciones factibles y relacionados con la capacidad disponible de la planta [45]. Algunos de estos son los costos de seguros, impuestos, salarios, etc. Y están sujetos a cambios en factores externos e internos, aunque tienden a permanecer constantes en un rango específico de operación. Los costos variables son aquellos que varían de acuerdo con el valor adoptado por otros factores en los niveles de actividad. Es el caso de los costos de combustible por período, los cuales dependen de la potencia de salida de la turbinas. Para el modelamiento de sistemas de cogeneración, estos costos están representados por los *costos operacionales*, ya que están asociados a la demanda de energía, la cual varía a lo largo del año. Los costos de capital son aquellos que se generan por adquirir, desarrollar o instalar bienes de capital. Un bien capital es un bien tangible que tiene una vida útil de más de un año y que planea usarse continuamente en el tiempo [46]. Para los sistemas de energía, los bienes de capital incluyen todos los equipos, como las turbinas, los compresores, bombas, tuberías, etc. Y el costo unitario se define como el factor que especifica el costo de una unidad de energía, expresado en unidades de dinero por kilovatio-hora (\$/kWh). Estos costos son especificados para el combustible y para la electricidad, comprada o vendida, y son variables a lo largo del año.

### 2.2.1.2 Inflación

La inflación es el incremento general de los precios en la economía. Es diferente del incremento en el precio de un bien particular o servicio. Los precios en el mercado suben y bajan constantemente reflejando las preferencias del consumidor y cambiando los costos. La inflación se expresa como un porcentaje y representa la medida del cambio promedio en los precios de la economía en un período determinado, comúnmente anual, también conocida como tasa de inflación anual [47].

### 2.2.1.3 Interés

El interés es un recargo que se hace sobre un dinero prestado, generalmente un porcentaje de la cantidad prestada. También puede ser la ganancia en bienes o dinero que se obtiene de una inversión de capital [48]. La relación entre el interés y el dinero prestado se conoce como la tasa de interés y se expresa como un porcentaje, aunque en las ecuaciones se representa con un número decimal. Cuando se calcula un interés no solamente sobre la cantidad total prestada o principal, sino también sobre el interés que se ha acumulado o creado en el momento del cálculo, se llama interés compuesto. La tasa de interés ( $i$ ) usada comercialmente se conoce simplemente como tasa de interés y tiene tres componentes o causas: la inflación ( $i_f$ ), el riesgo ( $i_s$ ) y la tasa de interés real ( $i_r$ ) [8]. Esta última es la tasa pagada por el uso del capital, sin el ajuste en la tasa de interés, es decir, representa el cambio del valor del dinero como un flujo de efectivo real futuro que se basa únicamente en el potencial del dinero de ganar valor [45]. La tasa de interés se define en la siguiente ecuación:

$$i = [(1 + i_f) \cdot (1 + i_s) \cdot (1 + i_r)] - 1 \quad (127)$$

Sin embargo, asumiendo que la tasa de interés no tiene riesgo, la ecuación anterior cambia:

$$i = (1 + i_f) \cdot (1 + i_r) - 1 \quad (128)$$

### 2.2.1.4 Matemática financiera

La expansión metódica de las fórmulas de interés o factores de conversión es conocida en la literatura como matemática financiera. El objetivo es tratar de determinar una de las cinco variables: como es el interés ( $i$ ), el número de períodos analizados ( $n$ ), el valor presente ( $PV$ ), el valor futuro ( $FV$ ) y por último las anualidades ( $A$ ).

#### 2.2.1.4.1 Conversión de valor presente a valor futuro

El valor futuro de  $PV$  en el período  $n$ , con una tasa de interés  $i$ , es igual a:  $FV = PV \cdot (1 + i)^n$  (129)

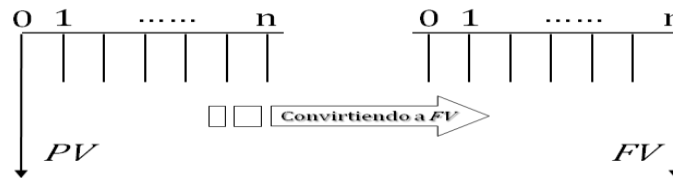


Figura 98 Conversión de valor presente a valor futuro.

#### 2.2.1.4.2 Conversión de valor presente a anualidad

La equivalencia anual de  $PV$  distribuida en  $n$  períodos, con tasa de interés  $i$ , es:  $A = PV \cdot a$  (130)

Donde  $a$  es el factor anualizado:

$$a = \left[ \frac{i \cdot (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \right] \quad (131)$$

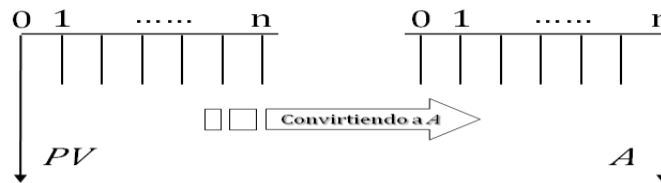


Figura 99 Conversión de valor presente a anualidad.

## 2.2.2 Información económica para los sistemas de energía analizados

Para el modelamiento de los sistemas es necesario adecuar toda la información económica obtenida. Aquí se incluyen los costos de los equipos, de combustibles y de electricidad.

### 2.2.2.1 Actualización de los costos

Debido a que la información obtenida de los costos de los equipos proviene de diferentes fuentes, publicadas en diferentes años, es necesario actualizar la información a un año de referencia. Adicionalmente es necesario especificar un lugar y un contexto para los proyectos de cogeneración. La metodología usada para actualizar consiste en incrementar el costo de los equipos basado en la inflación año a año, hasta el año de referencia. Para este propósito se debe usar un calculador de inflación disponible en la web. Adicionalmente, algunos de los costos no se especifican en la misma moneda. Por esta razón es necesario hacer la conversión monetaria usando la tasa representativa y actualizarla al año de referencia.

Se ha tomado un ejemplo para ilustrar lo anterior. El costo de la instalación de refrigeradores de absorción por kilovatio hora fue obtenido de la publicación *Good Practice Guide*, preparada por el Best Practice Programme del Reino Unido y publicado en el año 1999. Todos los precios se dan en libras. Para actualizar estos precios, es necesario primero hace la conversión de libras a dólares de 1999. La tasa de cambio de una libra para el final de ese año era de 1.596 dólares. Luego, si el costo de instalación de un kWh era de £70, el equivalente en dólares es:

$$kWh_{Dólar\ 1999} = kWh_{Libras\ 1999} \cdot 1596 = 70 \cdot 1596 \text{ dólares} = 111.7 \text{ dólares}$$

Ahora, el precio puede ser actualizado usando el factor de conversión del BLS:

$$kWh_{Dólar\ 2002} = kWh_{Dólar\ 1999} \cdot 1.08 = 111.7 \cdot 1.08 \text{ dólares} = 120.6 \text{ dólares}$$

### 2.2.2.2 Predicción de los precios

Aunque la evaluación de las alternativas de configuración para los sistemas de energía está hecha para un año de referencia, se debe tener en cuenta que la planta de electricidad va a operar durante varios años, es decir, durante su ciclo de vida de 25 años. Sin embargo, durante este tiempo los precios de combustibles y electricidad varían y aunque no es posible determinar el comportamiento exacto de estos precios, sí es posible hacer uso de las predicciones.

### 2.2.2.3 Anualización de los costos

El proyecto involucra, por un lado inversiones que representan costos únicos y por otro lado, costos operativos, que son costos que se repiten pero que cambian año a año y aún dentro de un mismo año. Por consiguiente, para poder hacer comparaciones de alternativas tomando como referencia un año, es necesario anualizar todos los costos durante el ciclo de vida de la planta.

## 2.2.3 Modelamiento y simulación

La optimización de los sistemas de energía estudiados se define en términos de costos; eso significa que los modelos se construyen con el objetivo de minimizar los costos anualizados totales de la planta. El modelo está compuesto por dos partes: una función objetivo y un grupo de restricciones. Unas variables son definidas para cada modelo. Esta función objetivo de costo está compuesta de dos partes: costos operacionales ( $\Phi_O$ ) y costos anualizados o de diseño ( $\Phi_D$ ). Los primeros son los derivados de la producción de electricidad y calor, necesarios para suplir la demanda durante el año. Y los segundos, son los costos de inversión de los componentes del sistema de energía; Se han incluido los costos de instalación y del personal necesario para la operación. Dependiendo del sistema de energía, la función objetivo, las restricciones y las variables involucradas pueden ser diferentes. A continuación se presenta una descripción detallada de los modelos.

### 2.2.3.1 Simulación

La simulación es una aproximación teórica del desempeño físico, económico y térmico de un sistema de energía, usando modelos matemáticos basados en tres aspectos principales:

- Información termodinámica sobre las tecnologías de sistemas de energía.
- Información económica relacionada con los costos operacionales y de diseño de las tecnologías de sistemas de energía, así como de los de combustibles, electricidad, personal y mantenimiento.

- Información estadística respecto al consumo de energía de los casos de demanda.

La optimización es un método para buscar la solución ideal de un modelo matemático desde el punto de vista económico; incluye dos clases de optimización: del diseño, que define el tamaño óptimo y el número de equipos, y la operacional, que define como debe operar cada equipo de la planta a lo largo del año para suplir la demanda de energía requerida.

### 2.2.3.2 Modelamiento

Es el proceso de expresar las características físicas, térmicas y económicas de los sistemas de energía en lenguaje matemático, que describe el sistema en términos de funciones, ecuaciones, relaciones, variables y restricciones.

#### 2.2.3.2.1 Función objetivo

Es una expresión matemática que representa los costos totales anualizados del sistema de energía y depende de un número finito de variables. Estas variables están determinadas por las características específicas del sistema de energía y pueden ser independientes entre ellas mismas, o pueden estar relacionadas por medio de una o más restricciones. La función objetivo está definida como:

$$\min \Phi = \Phi_O + \Phi_D \quad (132)$$

#### 2.2.3.2.1.1 Costos operacionales

Estos están compuestos por los costos requeridos por el sistema de energía para producir o comprar diferentes formas de energía, como calor, electricidad y refrigeración. En este caso, los costos son: de producción de potencia eléctrica o calor o enfriamiento para la opción de trigeneración ( $\Gamma_P$ ), de la electricidad comprada de la red de servicio ( $\Gamma_{BY}$ ), negativo (ganancia) de electricidad vendida a la red de servicio ( $\Gamma_S$ ), de producción de calor adicional ( $\Gamma_{AH}$ ), y de producir refrigeración adicional ( $\Gamma_{AR}$ ), durante cada período de tiempo del año.

$$\Phi_O = \sum_{n=1}^4 (\Gamma_P + \Gamma_{BY} + \Gamma_S + \Gamma_{AH} + \Gamma_{AR}) \cdot \Delta t_n \quad (133)$$

$\Delta t_n$ , representa la duración de cada período de tiempo (2000 horas). Para cada período la demanda de calor, potencia y enfriamiento, y el costo de compra y venta de electricidad, son variables. Se asume el costo del combustible constante durante el año, pero variable durante la vida útil.

### 1. Costos de diseño

Son los costos anualizados de inversión de todos los equipos del sistema de energía. Son expresados con una función no lineal, que relaciona el costo anualizado de inversión de un equipo, y el tamaño y características físicas del mismo. La función puede ser definida por la siguiente expresión:

$$\Phi_D = a_1 \cdot Y_1^{b_1} + a_2 \cdot Y_2^{b_2} + \dots + a_m \cdot Y_m^{b_m} \quad (134)$$

Los coeficientes  $a_i$  y  $b_i$  son constantes que involucran parámetros económicos y termodinámicos, que han sido determinados a través de estudios [43, 51, 52].  $Y_i$  representa el tamaño de cada uno de los equipos del sistema de energía, por ejemplo, el tamaño de una turbina.



## 2. Restricciones

- Para solucionar el problema de optimización, es necesario establecer varias restricciones que delimiten el mismo, de acuerdo con el comportamiento real del sistema de cogeneración. Esas restricciones pueden ser clasificadas en algunos grupos.
- No negatividad: Todas las variables, operación y diseño, tienen que ser mayores o iguales a cero.
- Requerimientos de demanda: Las variables tienen que tomar valores que satisfagan la demanda de calor, electricidad y refrigeración.
- Capacidad de los equipos: La solución del modelo tiene que estar restringida en lo que se refiere a la capacidad de los equipos. Ya que es posible que el resultado final de la optimización arroje tamaños de equipos muy grandes, lo cual no necesariamente podría ser factible en la vida práctica.
- Valores de las variables operacionales: La producción del sistema de energía está sujeta a los equipos disponibles. De esta manera, las variables de operación, como la producción de potencia en un período de tiempo específico no pueden tomar valores superiores a la capacidad del equipo respectivo. En este grupo de restricciones es donde se interrelacionan las variables operacionales con las de diseño.

### 2.2.3.3 Definición de los modelos

#### Turbina de gas

El sistema de turbina de gas es de ciclo abierto simple (ciclo Brayton), donde la sustancia de trabajo es una mezcla entre gas y aire. Este modelo simula sistemas de turbinas de gas con una potencia eléctrica neta mayor a 5MW; para capacidades menores se usan sistemas de micro turbinas.

Este modelo se realiza en dos pasos, un primer pre modelo define el tamaño y la operación de los componentes de la turbina de gas y los equipos auxiliares, asumiendo que la turbina de gas trabaja todo el tiempo a carga plena. Este primer modelo calcula las principales características de la turbina de gas como la temperatura y la presión de trabajo, la relación calor-potencia, el flujo másico de aire, la relación de presiones, la potencia neta y el calor neto producido. El segundo modelo usa la información calculada en el primer modelo y define la operación real de los componentes de la turbina de gas y los equipos auxiliares durante el año, teniendo en cuenta que la turbina de gas trabaja a carga parcial y que el clima puede afectar el desempeño de la misma. Ambos modelos se construyen con el fin de encontrar el diseño y operación óptimos de los componentes de la turbina de gas y el equipo auxiliar desde el punto de vista económico.

La Figura 2-43 muestra el modelo de una turbina de gas de ciclo abierto simple que representa el pre modelo. En este modelo, se asume que la turbina de gas trabaja a carga plena durante todo el año, pero el sistema cuenta con una caldera auxiliar y con equipo para comprar o vender electricidad en caso de alcanzar el máximo de calor y/o potencia. El principal objetivo del pre modelo es encontrar las características nominales de la turbogas, tales como: el flujo másico de aire, la relación de presiones, la temperatura de salida del compresor, la temperatura de entrada/salida a/de la turbina.

La relación calor-potencia, el calor neto generado y el flujo másico de combustible.

Esas variables representan las características nominales de la turbina de gas, requeridas para suplir la demanda de calor y potencia en la forma más económica.

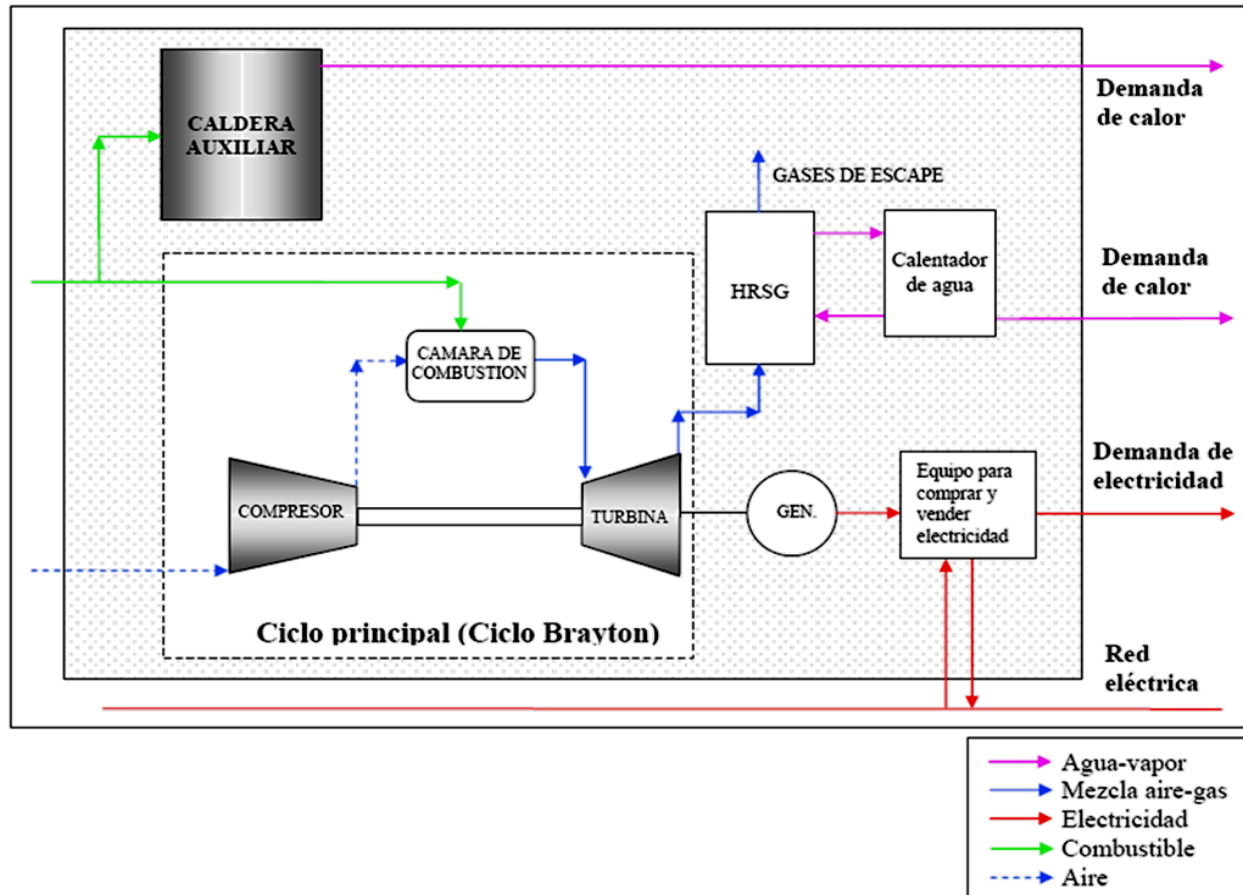


Figura 100 Pre modelo de una turbina de gas de ciclo abierto simple.

Se hacen las suposiciones de que la turbina de gas trabaja todo el tiempo a carga plena, el clima no afecta el desempeño de la turbina de gas, los costos de compra se expresan en términos de cada componente del sistema de la turbina de gas [32], el uso de una caldera auxiliar en picos de demanda de calor y la posibilidad de vender o comprar electricidad durante el año.

La función objetivo de este modelo es representada en la siguiente ecuación,

$$(\Phi_T) = \text{Costos de diseño } (\Phi_D) + \text{Costos de operación } (\Phi_O) \quad (135)$$

La función de los costos de diseño se define de la siguiente manera:

$$\Phi_D = \varphi \cdot \psi \cdot (Z_{ACO} + Z_{CCH} + Z_{GT} + Z_{HRSG} + Z_{FH} + Z_{AB} + Z_{CG}) \quad (136)$$

Las expresiones para obtener los costos de compra de los componentes del sistema de turbina de gas se presentan en la Tabla 11, y las constantes usadas en estas ecuaciones se muestran en la Tabla 12 [32]. Un conjunto de constantes se adiciona a esta ecuación, porque este método de aproximación propuesto por Frangopoulos fue hecho en 1992-1993, lo cual hizo necesario utilizar factores de actualización, presentados en la Tabla 13 [50, 53].

Las variables de diseño de este modelo son algunas de las características térmicas de los componentes del sistema; la Tabla 14 resume las variables de diseño para el modelo de turbina de gas.

Componentes	Variables de diseño
Compresor	$\dot{m}_a, r_c, \eta_{ACO}$
Cámara de combustión	$\dot{m}_a, \frac{P_3}{P_2}, T_3$
Turbina	$\dot{m}_g, r_t, T_3, \eta_{GT}$
Generador de vapor	$\dot{m}_g, \dot{m}_{st}, \dot{Q}_{SH}, \dot{Q}_{EV}, \dot{Q}_{PH}$
Calentador de agua	$\dot{Q}_{FH}$
Caldera auxiliar	$\dot{Q}_{AB}, \eta_{AB}$
Conexión a la red	$\dot{Y}_{CG}$

Tabla 7 Variables de diseño definidas para los componentes del pre modelo de turbina de gas.

Los costos operacionales se definen como:

$$\Phi_O = [(C_f \dot{m}_f)(8000 \text{ horas})] + \sum_{n=1}^4 (C_B \dot{W}_{BY} + C_S \dot{W}_S + C_{AH} \dot{Q}_{AH}) \cdot \Delta t_n \quad (137)$$

Los intervalos de tiempo  $\Delta t_n$  son cada uno de una duración igual a 2000 horas, lo que significa que el período total de operación es de 8000 horas. Los costos de operación representan:

- El costo requerido para generar potencia y calor:  $(C_f \dot{m}_f)(8000 \text{ horas})$ .
- El costo de comprar potencia:  $\sum_{n=1}^4 (C_B \dot{W}_{BY}) \cdot \Delta t_n$ .
- El costo negativo de vender potencia:  $\sum_{n=1}^4 (C_S \dot{W}_S) \cdot \Delta t_n$ .
- El costo de generar calor adicional:  $\sum_{n=1}^4 (C_{AH} \dot{Q}_{AH}) \cdot \Delta t_n$ .

Esos costos operacionales dependen del tipo de usuario que utilice el sistema de energía. Los costos del combustible, comprar y/o vender potencia y el costo de generar calor adicional cambia si el usuario es residencial, industrial o comercial. Los coeficientes de esas ecuaciones para todo tipo de usuarios se encuentran reunidos en la Tabla 15 [49, 53].

Las variables operacionales del pre modelo de la turbina de gas son:

- El flujo másico de combustible ( $\dot{m}_f$ ) consumido por el sistema en todos los períodos (8000 hrs).
- La electricidad comprada por el sistema ( $\dot{W}_{BY}$ ) en cada período, totalizando 4 variables.
- La electricidad vendida por el sistema ( $\dot{W}_S$ ) en cada período de tiempo, totalizando 4 variables.
- El calor auxiliar generado por el sistema ( $\dot{Q}_{AH}$ ) en cada período, totalizando 4 variables.

Un resumen de todas las restricciones usadas en este modelo es presentado en la Tabla 16.

No negatividad: Tanto las variables de diseño como las variables operacionales tienen que ser

mayores o iguales a cero.

Requerimientos de demanda: Los sistemas de energía deben satisfacer las siguientes ecuaciones de energía para suplir la demanda de energía en cada período de tiempo. Es importante informar que la potencia generada por el sistema de turbina de gas es constante en todos los períodos de tiempo.

$$\text{Demanda de potencia: } (W_{GT} - W_{BY} + W_S)_n = (W_{Demandado})_n \quad n = 1, \dots, 4 \quad (138)$$

$$\text{Demanda de calor: } (Q_{GT} + Q_{AH})_n \geq (Q_{Demandado})_n \quad n = 1, \dots, 4 \quad (139)$$

Capacidad de los equipos: El tamaño de los equipos del sistema de turbina de gas está restringido.

Ecuaciones termodinámicas: El pre modelo contiene todas las ecuaciones presentadas en el punto de termodinámica, que relacionan las temperaturas, presiones, flujos de masa, potencia generada, calor generado y la relación calor-potencia.

Restricciones físicas: Este modelo tiene restricciones para las temperaturas y presiones máximas a lo largo del sistema de turbina de gas disponible con la tecnología actual.

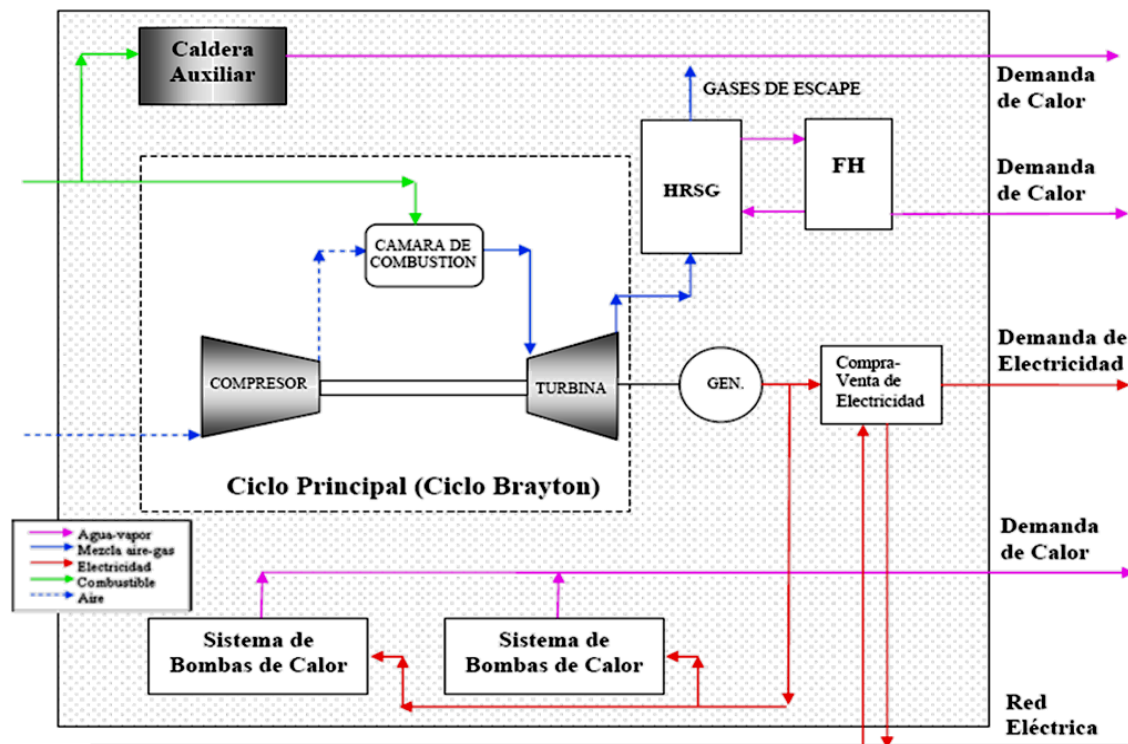


Figura 101 Modelo de sistema de turbina de gas con equipos auxiliares.

La Figura 2-44 muestra el modelo completo de una turbina de gas de ciclo abierto sencillo con carga parcial. El modelo toma como información de entrada los parámetros calculados por el pre modelo de turbina de gas, tales como: el flujo másico de aire, la relación de presiones, la temperatura de salida del compresor, la temperatura de entrada/salida a/de la turbina. La relación calor-potencia, el calor neto generado y el flujo másico de combustible.

Con esas variables es posible definir el punto de diseño de la turbina de gas, y la fase conceptual de diseño termina porque todos los componentes de la turbina de gas ya han sido fijados, calculados

por el pre modelo. Las condiciones ambientales estándar son tomadas como las condiciones en la fase conceptual de diseño, es decir, una temperatura ambiente de 15°C y una humedad relativa del 60%. El modelo evalúa el desempeño fuera del punto de diseño (off design) de la turbina de gas en otras condiciones operacionales:

- Las condiciones ambientales cambian a lo largo del año.
- La carga de la turbina de gas puede cambiar durante el año, trabajando con carga parcial.

Es importante informar que la turbina de gas puede trabajar a carga parcial, pero la eficiencia total del ciclo disminuye, porque cuando la potencia generada decrece, la eficiencia isentrópica de la turbina también decrece; de la misma manera decrece la eficiencia del compresor, la relación de presiones, la temperatura de entrada de la turbina y el flujo másico de aire. En este modelo las calderas y las bombas de calor son usadas como equipo auxiliar para generar calor adicional en caso de presentarse picos de demanda de calor. Los objetivos principales del modelo completo de turbina de gas son:

- Calcular la energía generada por el sistema de turbina de gas en todos los períodos de tiempo, teniendo en cuenta la variación de las condiciones ambientales durante el año.
- Usando el método off design, calcular todas las presiones, temperaturas, flujos másicos y eficiencias de los componentes del sistema de turbina de gas cuando trabaja a carga parcial.
- Definir la potencia comprada o vendida por el sistema en todos los períodos de tiempo.
- Definir el tamaño de la caldera auxiliar y el calor adicional generado en todos los períodos de tiempo.
- Definir el tamaño del sistema de bombas de calor en cascada, el número de bombas de calor y el calor adicional generado en todos los períodos de tiempo.

Se hacen las suposiciones de que a turbina de gas puede trabajar a carga parcial, el límite inferior para la salida neta de potencia en cada período es 75% de la salida nominal neta de potencia, el desempeño a carga parcial de la turbina de gas se predice usando el mapa de turbina de gas descrito en el capítulo de termodinámica, el desempeño de la turbina de gas se ve afectado por las condiciones ambientales, la eficiencia total del sistema decrece a carga parcial, las condiciones ambientales estándar son las condiciones iniciales del diseño (temperatura ambiente 15°C y 60% humedad relativa), el punto de diseño se define en el pre modelo de la turbina, los costos de compra se expresan en términos de cada componente del sistema de turbina de gas, el uso de caldera auxiliar en picos de demanda de calor, el uso de sistemas de bombas de calor en cascada en caso de pico de calor, los sistemas de bombas de calor en cascada deben funcionar con la potencia generada por la turbina de gas y la posibilidad de comprar o vender electricidad a lo largo del año.

La función objetivo de este modelo es representada en la ecuación (110)

La función de costos de diseño se define según la siguiente ecuación:

$$\Phi_D = \varphi \cdot \psi \cdot (Z_{AC} + Z_{CCH} + Z_{GT} + Z_{HRSG} + Z_{FH} + Z_{AB} + Z_{CG} + \eta_{HP} Z_{HP}) \quad (140)$$

Las expresiones para obtener los costos de compra de los componentes del sistema de turbina de gas

( $Z_{AC}$ ,  $Z_{CCH}$ ,  $Z_{GT}$ ,  $Z_{HRSG}$ ,  $Z_{FH}$ ,  $Z_{AB}$ ,  $Z_{CG}$ ) están representadas en la Tabla 11; las constantes usadas en este conjunto de ecuaciones están presentadas en la Tabla 12. Y los factores de actualización, se presentan en la Tabla 13. La expresión para obtener el costo de compra del sistema de bombas de calor en cascada se define en la siguiente ecuación [54].

$$Z_{HP} = C_{HP} Q_{HP} \quad (141)$$

$$C_{HP} = 516 \frac{\$}{(kW)_{TH}} \quad (142)$$

Las variables de diseño del modelo completo de turbina de gas son unas de las características térmicas de los componentes del sistema, la Tabla 17 resume las variables de diseño para este modelo. Algunas de esas variables están definidas por el pre modelo, como las características termodinámicas de los componentes de ciclo de Brayton (compresor, turbina de gas, cámara de combustión, recuperador de calor-generator de vapor y calentador de alimentación de agua), y esos también se toman como los valores nominales característicos de la planta. Sin embargo, el modelo completo de turbina de gas reevalúa las variables de diseño de los siguientes equipos: Caldera auxiliar, Conexión a la red y Sistema de bombas de calor en cascada.

La función de los costos operacionales para el modelo completo de la turbina de gas se define como:

$$\Phi_O = \sum_{n=1}^4 (C_f \dot{m}_f + C_{BY} \dot{W}_{BY} + C_S \dot{W}_S + C_{AH} \dot{Q}_{AH}) \cdot \Delta t_n \quad (143)$$

Como en el pre modelo, los intervalos de tiempo son cada uno de 2000 horas. Igual que para el pre modelo, los coeficientes de esas ecuaciones para todo tipo de usuario se encuentran en la Tabla 15.

Las variables operacionales del modelo completo de la turbina de gas son:

- El flujo másico de combustible consumido por el sistema  $\dot{m}_f$  en cada período de tiempo, en total 4 variables. Debe quedar en claro, que en el premodelo el flujo másico de combustible calculado es el flujo de masa nominal y en el modelo completo de la turbina de gas, para cada período de tiempo el flujo de masa en condiciones off design es calculado.
- La potencia comprada por el sistema ( $\dot{W}_{BY}$ ) en cada período de tiempo, en total 4 variables.
- La potencia vendida por el sistema ( $\dot{W}_S$ ) en cada período de tiempo, en total 4 variables.
- El calor auxiliar generado por el sistema ( $\dot{Q}_{AH}$ ) en cada período de tiempo, en total 4 variables.

#### 2.2.3.3.1.1.1 Restricciones

No negatividad: Tanto las variables de diseño como las variables operacionales tienen que ser mayores o iguales a cero.

El sistema de turbina de gas debe satisfacer las ecuaciones de energía para poder suplir la demanda energética del usuario en cada período de tiempo.

$$\text{Demanda de electricidad: } [W_{GT} - (\eta_{HP} W_{HP}) - W_{BY} + W_S]_n = (W_{Demandado})_n \quad n = 1, \dots, 4 \quad (144)$$

$$\text{Demanda de calor: } (Q_{GT} + (\eta_{HP} Q_{HP}) + Q_{AH})_n \geq (Q_{Demandado})_n \quad n = 1, \dots, 4 \quad (145)$$

Se asume que en este modelo, de la misma manera que el pre modelo, el calor total generado por el sistema (lo que quiere decir, el calor generado por la turbina de gas más el calor generado por el sistema de bombas de calor en cascada, más el generado por la caldera auxiliar) puede ser mayor que la demanda de calor, lo que significa que algunas veces una porción del calor total generado es desperdiciado. Es importante que quede en claro que el número de sistemas de bombas de calor funcionando en cada período de tiempo puede ser diferente y esas variables, de la misma manera que el número total de sistemas en cascada son variables enteras.

Capacidad de los equipos: El tamaño de los equipos del sistema de turbina de gas está restringido.

Ecuaciones termodinámicas: El pre modelo contiene todas las ecuaciones presentadas en el punto de termodinámica, que relacionan las temperaturas, presiones, flujos de masa, potencia generada, calor generado y la relación calor-potencia.

Restricciones físicas: Este modelo tiene restricciones para las temperaturas y presiones máximas a lo largo del sistema de turbina de gas disponible con la tecnología actual.

Parámetros on design: Algunos de los parámetros calculados en el pre modelo son ahora información de entrada al modelo completo de turbina de gas; acá son tratados como restricciones. Esos parámetros son el flujo másico de aire y combustible, la relación de presiones, la temperatura de entrada y salida a/de la turbina, la relación calor-potencia, la potencia neta generada.

Una variable operacional no puede adoptar valores superiores a la capacidad del respectivo equipo.

Restricciones off design: Este trabajo de investigación usa el mapa de turbina de gas mostrado en la Figura 2-14 para predecir las condiciones a carga parcial [35]. El área de trabajo para todas las turbinas de gas estudiado en esta investigación se representa con una línea roja. Los límites de esta área son:

$$1 \leq \frac{T_3}{T_1} \leq 0.45 \quad (146)$$

$$1.1 \leq \frac{n}{n_n \sqrt{\Theta_1}} \leq 0.95 \quad (147)$$

Como se explico anteriormente la salida neta de calor y potencia de la turbina están controladas con el flujo másico de combustible. El flujo másico de combustible en el punto de diseño, que significa a carga plena, se calcula con las ecuaciones termodinámicas presentadas anteriormente. Pero el flujo másico off design se calcula usando el mapa de la turbina de gas, de acuerdo con las condiciones ambientales y la carga parcial.

El procedimiento usado en el proyecto para restringir el flujo másico de combustible de la turbina de gas durante los períodos de tiempo es:

- Una vez los parámetros nominales de la turbina de gas se calculan por el pre modelo, se determina el punto de diseño en el mapa de la turbina de gas.
- El mapa de desempeño de la turbina de gas esta parametrizado usando diferentes variables, y los resultados se presentan en la Tabla 18.

- Usando los datos parametrizados del desempeño de la turbina y el punto de diseño calculado en el pre modelo, es posible calcular las variables de diseño de una turbina de gas en particular en cualquier punto a carga parcial; esto es llamado en esta investigación como *tabla de carga parcial*. La tabla de carga parcial es individual para cada turbina y contiene información del desempeño off design.
- El flujo másico de combustible se restringe al área de trabajo en el mapa de desempeño. En todos los casos el máximo flujo másico de combustible en cada período depende en las condiciones climáticas y de las condiciones de carga. La cantidad mínima de combustible es aquella requerida para producir al menos el 75% de la potencia nominal neta de salida.

$\frac{n}{n\sqrt{\theta_1}} = 1.1$			
$\frac{\left[\frac{T_3}{T_1}\right]_{parcial}}{\left[\frac{T_3}{T_1}\right]_{full}}$	$[\dot{m}_a]_{parcial} \frac{\sqrt{\theta_1}}{[\dot{m}_a]_{full} \delta_1}$	$\frac{[r_c - 1]_{parcial}}{[r_c - 1]_{full}}$	$\frac{[\eta_c]_{parcial}}{[\eta_c]_{full}}$
1	1,148717949	1,160869565	0,961111111
0,951672862	1,151282051	1,134782609	0,957777778
0,832713755	1,156410256	1,060869565	0,94625
0,691449814	1,161538462	0,966666667	0,92
0,559479554	1,164102564	0,858333333	0,884375
0,453531599	1,166666667	0,765217391	0,85

$\frac{n}{n\sqrt{\theta_1}} = 1$			
$\frac{\left[\frac{T_3}{T_1}\right]_{parcial}}{\left[\frac{T_3}{T_1}\right]_{full}}$	$[\dot{m}_a]_{parcial} \frac{\sqrt{\theta_1}}{[\dot{m}_a]_{full} \delta_1}$	$\frac{[r_c - 1]_{parcial}}{[r_c - 1]_{full}}$	$\frac{[\eta_c]_{parcial}}{[\eta_c]_{full}}$
1	1	1	1
0,951672862	1,002564103	0,975	0,9925
0,832713755	1,012820513	0,925	0,97625
0,691449814	1,025641026	0,845833333	0,957777778
0,559479554	1,030769231	0,756521739	0,936666667
0,453531599	1,035897436	0,673913043	0,905

$\frac{n}{n\sqrt{\theta_1}} = 0.95$			
$\frac{\left[\frac{T_3}{T_1}\right]_{parcial}}{\left[\frac{T_3}{T_1}\right]_{full}}$	$[\dot{m}_a]_{parcial} \frac{\sqrt{\theta_1}}{[\dot{m}_a]_{full} \delta_1}$	$\frac{[r_c - 1]_{parcial}}{[r_c - 1]_{full}}$	$\frac{[\eta_c]_{parcial}}{[\eta_c]_{full}}$
1	0,861538462	0,858333333	0,976363636
0,951672862	0,871794872	0,841666667	0,97952381



0,832713755	0,892307692	0,808333333	0,985
0,691449814	0,915384615	0,756521739	0,9748
0,559479554	0,935897436	0,682608696	0,956363636
0,453531599	0,946153846	0,613043478	0,93

Tabla 8 Parametrización del mapa de desempeño de una turbina de gas.

Las siguientes ecuaciones expresan las restricciones para el flujo másico de combustible de la turbina de gas a carga parcial durante todos los períodos de tiempo.

$$(\dot{m}_f)_{\text{Produciendo 75\% de carga nominal}} \leq \dot{m}_{f1} \leq (\dot{m}_f)_{\text{Máximo en clima 1}} \quad (148)$$

$$(\dot{m}_f)_{\text{Produciendo 75\% de carga nominal}} \leq \dot{m}_{f2} \leq (\dot{m}_f)_{\text{Máximo en clima 2}} \quad (149)$$

$$(\dot{m}_f)_{\text{Produciendo 75\% de carga nominal}} \leq \dot{m}_{f3} \leq (\dot{m}_f)_{\text{Máximo en clima 3}} \quad (150)$$

$$(\dot{m}_f)_{\text{Produciendo 75\% de carga nominal}} \leq \dot{m}_{f4} \leq (\dot{m}_f)_{\text{Máximo en clima 4}} \quad (151)$$

La salida neta de calor y potencia que la planta puede generar a carga parcial en cualquier punto del mapa de desempeño off design, son funciones del flujo másico de combustible en cada período de tiempo, y esas funciones son únicas para cada turbina. Las funciones que relacionan la producción de energía y el flujo másico de combustible consumido son tomadas de la *tabla de carga parcial*. Las siguientes ecuaciones muestran la producción de calor y potencia como funciones del flujo másico de combustible.

$$W_{GT1} = f(\dot{m}_{f1}), W_{GT2} = f(\dot{m}_{f2}), W_{GT3} = f(\dot{m}_{f3}), W_{GT4} = f(\dot{m}_{f4}) \quad (152)$$

$$Q_{GT1} = f(\dot{m}_{f1}), Q_{GT2} = f(\dot{m}_{f2}), Q_{GT3} = f(\dot{m}_{f3}), Q_{GT4} = f(\dot{m}_{f4}) \quad (153)$$

Finalmente todas las restricciones usadas en el modelo completo de la turbina de gas se presentan resumidas en la Tabla 19.

### 2.3 Propuesta de metodología de cálculo a utilizar

Para definir una metodología que se pueda aplicar al sistema de producción de potencia que se está planteando en el presente trabajo de grado, en el cual se desea evaluar la eficiencia de una planta cogeneradora al instalar un sistema de enfriamiento del aire en la entrada de la turbina de gas, haciendo esto con el fin de subsanar las posibles caídas de potencia debido a las condiciones ambientales, se ha debido recurrir a una serie de pasos por separado, pero que conllevan a un análisis de los rendimientos de la planta en ambas situaciones de operación, con enfriamiento del aire de entrada y sin enfriamiento.

Debido a que no están escritos en algún documento, ni hay una norma que recoja como tal estos tipos de procedimientos para esta situación en particular, se han considerado evaluar los indicadores de eficiencia de la planta cogeneradora en las condiciones actuales de operación, para luego repetir el procedimiento con la temperatura reducida en la entrada del compresor que logre mejorar los rendimientos y permitir ahorros a la empresa operadora de la planta.

Para ello consideramos útil tener referencias, en cuanto a implantaciones se refiere, y de esa manera poder efectuar un diseño con mayor contraste. Vale aclarar que no se encontró una metodología precisa para determinar rendimientos en compresores con adaptaciones de equipos y maquinas para disminuir la temperatura de entrada, por lo cual se procedió a realizar investigaciones, análisis y adaptaciones de estudios previos, así como de consideraciones y asumiendo situaciones, para poder de esta manera plantear y desarrollar una metodología coherente de cálculo y con suficiente apego a los modelos termodinámicos descritos en el capítulo anterior.

La parte inicial de la metodología a evaluar se ha considerado que se debe concentrar en la definición en primera instancia de los siguientes puntos:

- Datos técnicos de la turbina de gas.
- Ciclo termodinámico que se realiza.
- Rotación del eje de la turbina.
- Condiciones ISO que se plantean para la operación:
  - ✓ Temperatura ambiente.
  - ✓ Presión atmosférica.
  - ✓ Densidad del aire.
  - ✓ Humedad relativa.
  - ✓ Potencia neta.
  - ✓ Heat Rate.
  - ✓ Flujo másico de aire.
  - ✓ Temperatura de salida de la chimenea.
- Condiciones del sitio donde está instalada la planta:
  - ✓ Altura.
  - ✓ Humedad relativa.
  - ✓ Presión atmosférica.
  - ✓ Temperatura ambiente promedio.
  - ✓ Temperatura ambiente máxima del día.
  - ✓ Temperatura ambiente mínima del día.
- Característica del combustible.

En segunda instancia, se ha planteado como base fundamental para la evaluación de los rendimientos de la planta cogeneradora en la metodología impartida por la norma ASME en su tratado PTC 22, referente a los códigos de prueba de las turbinas a gas. Esta información que ha sido tomada de la norma en mención, ha sido adaptada a las condiciones de la planta descrita en el párrafo anterior, pero permitirá de una manera acertada y veraz realizar los cálculos necesarios para la evaluación de la cogeneradora.

La norma cita como indicadores fundamentales y vitales los siguientes:

- **Heat Rate** de la turbina.
- **Heat Rate** de la planta de cogeneración.

- **Eficiencia** térmica de la turbina.
- **Eficiencia** térmica de la planta de cogeneración.

El principal objetivo de esta norma consiste en la determinación de la potencia generada por una turbina de gas y la eficiencia térmica a condiciones específicas de operación. La eficiencia térmica puede ser también expresada como un consumo específico de combustible o Heat Rate.

El Heat Rate es una medida energética para calcular la eficiencia de como un generador utiliza la energía térmica. Se expresa como el número de BTU o kilojulios de calor necesaria para producir un kilovatio-hora de energía. Los operadores que generan pueden hacer estimaciones razonablemente exactas de la cantidad de energía térmica de una cantidad determinada de cualquier tipo de combustible, así que cuando esto se compara con el real de energía producido por el generador, la cifra resultante indica la eficiencia del generador que convierte el combustible en energía eléctrica.

El consumo de combustible por hora de la planta, se determina como sigue:

$$V_{ng} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_{sf}} \quad (157)$$

Donde:

$V_{ng}$	=	Consumo de combustible por hora [ $Nm^3/h$ ]
$\dot{m}_f$	=	Flujo másico de combustible [ $lb/h$ ]
$\rho_{sf}$	=	Densidad estándar del combustible [ $lb/Nm^3$ ]

Existe un índice que nos permite determinar la eficiencia global de la planta y es el del consumo específico de combustible, y este relaciona el consumo de combustible por hora y la potencia generada neta, y es determinada mediante la siguiente ecuación:

$$W_s = \frac{V_{ng}}{P} \quad (158)$$

Donde:  $W_s$  = Consumo específico de combustible [ $Nm^3/kWh$ ]

Para determinar el consumo de calor, recurrimos a la siguiente ecuación:

$$q_r = V_{ng} \times Q_{lo} \quad (159)$$

Donde:  $Q_{lo}$  = Poder calorífico inferior de combustible [ $Kj/Nm^3$ ]

La expresión que define la eficiencia térmica de una turbina a gas puede ser expresada en términos porcentuales (%) y determinado por la siguiente fórmula:

$$\eta_{gt} = \frac{3600 \cdot P}{q_r} \times 100\% \quad (160)$$

Donde:  $\eta_{gt}$  = Eficiencia térmica de la turbina a gas basada en la potencia generada [%]

$$HEAT\ RATE = \frac{\text{Entrada de calor a la turbina (Combustible)}}{\text{Potencia generada}} \quad \left[ \frac{Kj}{kWh} \right] \quad (161)$$

De manera más específica el Heat Rate se expresa de la siguiente manera:

$$q_s = \frac{q_r}{P} = \frac{3600}{\eta_{gt}} \quad (162)$$

Donde:  $q_s =$  Heat Rate [Kj/kWh]  
 $q_r =$  Consumo de calor [Kj/h]  
 $\eta_{gt} =$  Eficiencia térmica de la turbina a gas basada en la potencia generada [%]

De las ecuaciones anteriores se define que la eficiencia global de la central de cogeneración está representada y definida por la siguiente fórmula:

$$\eta_{planta} = \frac{(P \cdot 860 \cdot 4,19) + [V_g \cdot (h_7 - h_6)]}{V_{ng} \cdot Q_{lo}} \times 100 \quad (163)$$

Donde:  $h_7 =$  Entalpia del vapor a la salida de la HRSG [Kj/kg]  
 $h_6 =$  Entalpia del agua de alimentación de la HRSG [Kj/kg]  
 $V_{ng} =$  Consumo de combustible por hora [Nm<sup>3</sup>/h]  
 $Q_{lo} =$  Poder calorífico inferior de combustible [Kj/Nm<sup>3</sup>]

Por último, determinamos el Heat Rate de la central de cogeneración a través de:

$$q_{cogen} = \frac{860 \cdot 4,19 \cdot 100}{\eta_{planta}} \quad (164)$$

Donde:  $q_{cogen} =$  Heat Rate basado en la potencia neta generada y el vapor [Kj/kWh]  
 $\eta_{planta} =$  Eficiencia global de la central de cogeneración [%]

En la siguiente etapa de evaluación, se deben repetir los cálculos de los indicadores y rendimientos del compresor que se pueden calcular con las ecuaciones expresadas en el modelo termodinámico, y que permitirá establecer parámetros para la selección del mejor método de enfriamiento.

El trabajo que realiza el compresor se debe evaluar a través del balance de energía en régimen estacionario de cada dispositivo del ciclo que es  $q + w = \Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p$ , si de allí se desprecian  $\Delta e_c$  y  $\Delta e_p$ , entonces el trabajo en los procesos isentrópicos de compresor,

$$w = \Delta h \quad (165)$$

Análogamente, para los cambiadores de calor utilizados en el sistema

$$q = \Delta h \quad (166)$$

De lo anterior se puede determinar el rendimiento térmico del ciclo, que viene dado por

$$\eta_{t,Brayton} = 1 - \frac{q_{ced}}{q_{sum}} = 1 - \frac{h_{4s} - h_1}{h_3 - h_{2s}} \quad (167)$$

Partiendo de la información obtenida y con base en la potencia máxima o de diseño que puede generar la planta, se calculan nuevamente los rendimientos y los indicadores de la turbina a gas con las formulas y ecuaciones definidas anteriormente y que han sido obtenidas de los análisis

termodinámico. A partir de estos planteamientos, se procede a seleccionar la temperatura óptima en cada sistema de enfriamiento para la cual se obtendrían condiciones de mejoras en los rendimientos de la cogeneradora.

Fundamentados en estos valores determinados, se procede a evaluar el sistema seleccionado, de tal manera que nos permita determinar rendimientos térmicos con los equipos o dispositivos adicionales instalados.

Para dimensionar la capacidad del sistema de enfriamiento seleccionado, se calcula primero el flujo másico de aire que entra al compresor en las condiciones ambientales de la planta cuando la unidad está en carga base.

$$\dot{m}_{aire} = \dot{V}\rho \quad (168)$$

El caudal de aire o flujo volumétrico  $\dot{V}$  es contante para cualquier temperatura ambiente y sólo depende de la velocidad de giro del turbocompresor. Entonces de acuerdo a la información suministrada por el fabricante se puede calcular, tal como sigue:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{ISO}}{\rho_{ISO}} \quad (169)$$

Para las condiciones de trabajo el aire cumple con la ley de los gases ideales, y se tiene que:

$$\rho_{aire} = \frac{P}{RT} \quad (145) \quad y \quad \dot{m}_{aire} = \dot{V} \cdot \rho_{aire} \quad (146)$$

Para simplificar los cálculos se asume que el plenum de admisión de aire es adiabático, por ende la cantidad de calor que es necesario extraer del flujo de aire para bajar su temperatura es de:

$$\dot{Q}_{frio} = \dot{m}_{aire} \cdot \dot{C}_{p,aire} \cdot \Delta T \quad (170)$$

Como el COP del equipo es seleccionado es conocido, ahora se puede calcular la cantidad de energía residual que se debe recuperar de los gases de escape de la turbina.

$$COP = \frac{Q_{frio}}{Q_{aportado}} \quad \rightarrow \quad Q_{aportado} = \frac{Q_{frio}}{COP} \quad (171)$$

Se limita la temperatura mínima de enfriamiento de los gases de escape  $T_{final}$  a 150°C para evitar condensaciones ácidas que causen problemas de corrosión en los intercambiadores de calor.

El flujo másico de los gases de escape es la sumatoria del flujo de aire más el gas combustible.

$$\dot{m}_{chimenea} = \dot{m}_{aire} + \dot{m}_f \quad (172)$$

Debido a que el flujo másico de aire  $\dot{m}_{aire}$  es conocido, el flujo de combustible  $\dot{m}_f$  se calcula de acuerdo al Heat Rate corregido.

$$HR = \frac{Q_f}{W} = \frac{\dot{m}_f \cdot PCI}{W} \quad (173)$$

# **CAPITULO 3**

## **VARIABLES Y SU PROCESAMIENTO EN LA COGENERADORA EVALUADA**

- 3.1 Parámetros a medir en cada uno de los componentes de la planta cogeneradora.
- 3.2 Programa Excel para la realización de los cálculos.

### 3.1 Parámetros a medir en cada uno de los componentes de la planta cogeneradora

A continuación haremos una descripción física y funcional de la planta a la cual nos referimos en el presente trabajo de grado y para el cual se basan todas las evaluaciones, estudios y análisis realizados, así como de los elementos constitutivos que la componen.

La siguiente figura, representa cada componente de la planta de cogeneración con sus correspondientes flujos:

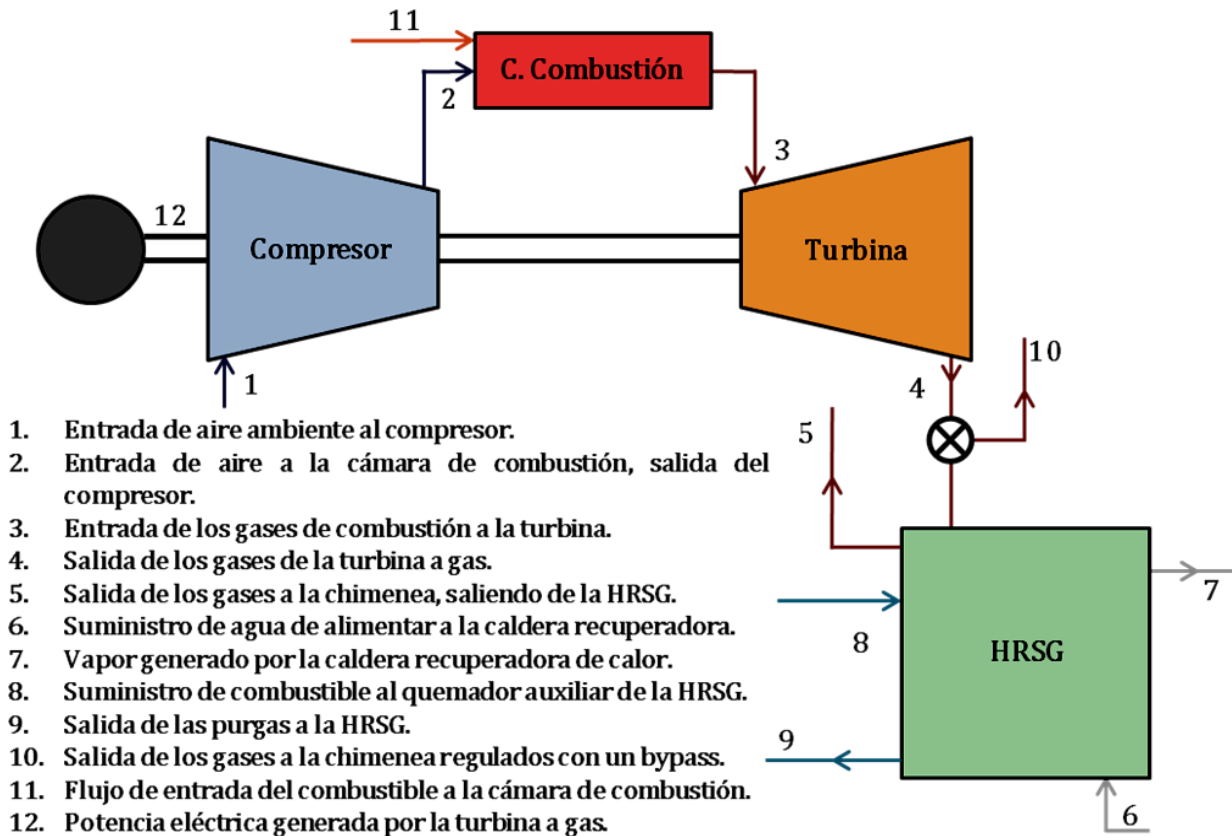
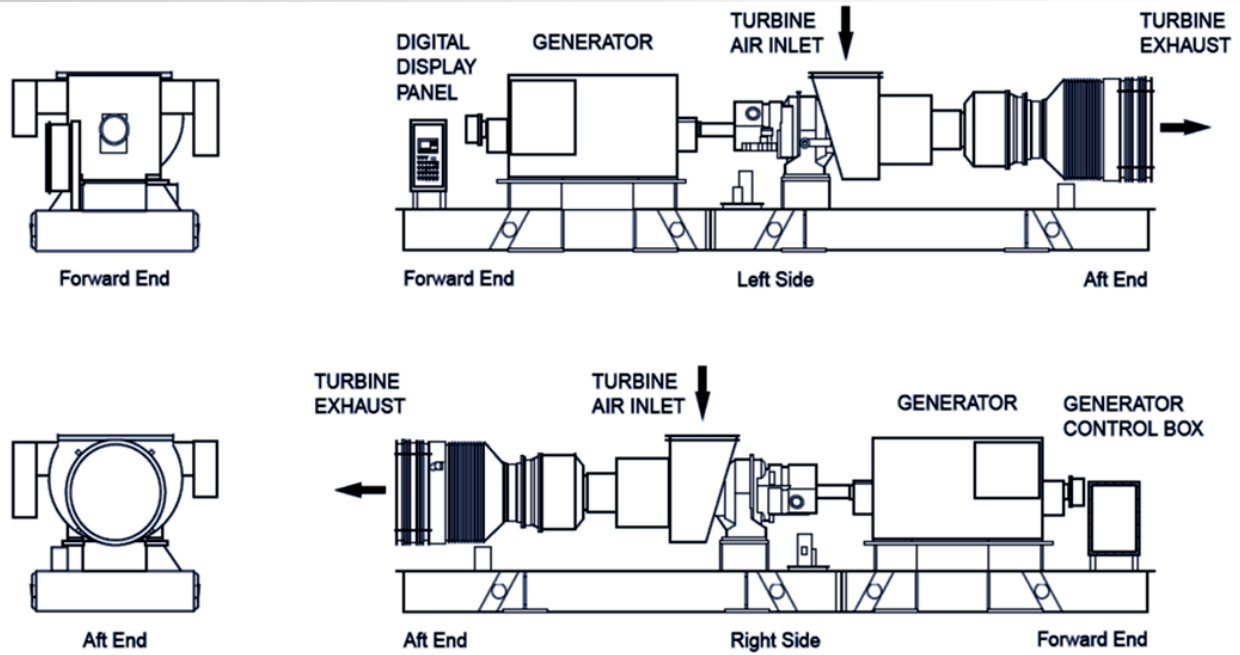


Figura 102 Diagrama de flujos ciclo de cogeneración con TG a evaluar.

Se listan a continuación los datos técnicos y las características propias de la turbina a gas utilizada en el presente estudio y a la que se le realizó la evaluación y análisis:

Fabricante:	CATERPILLAR COMPANY®
Tipo:	Turbina SOLAR – TITAN 130. Año de construcción 1997
Etapas del compresor:	14
Relación de presión:	16:1
Flujo (nominal):	49.9 kg/seg
Etapas de la turbina:	3

A continuación se muestran los planos isométricos y esquemáticos de las partes de la turbina en mención, en donde se detallan sus partes y componentes.



Longitud: 14,63 m (48'0") Ancho: 3,186 m (10'5-7/16") Altura: 3,086 m (10'1-1/2") Peso: 36 288 Kg (80 000 libras)  
 Figura 103 Plano esquemático de la turbina.

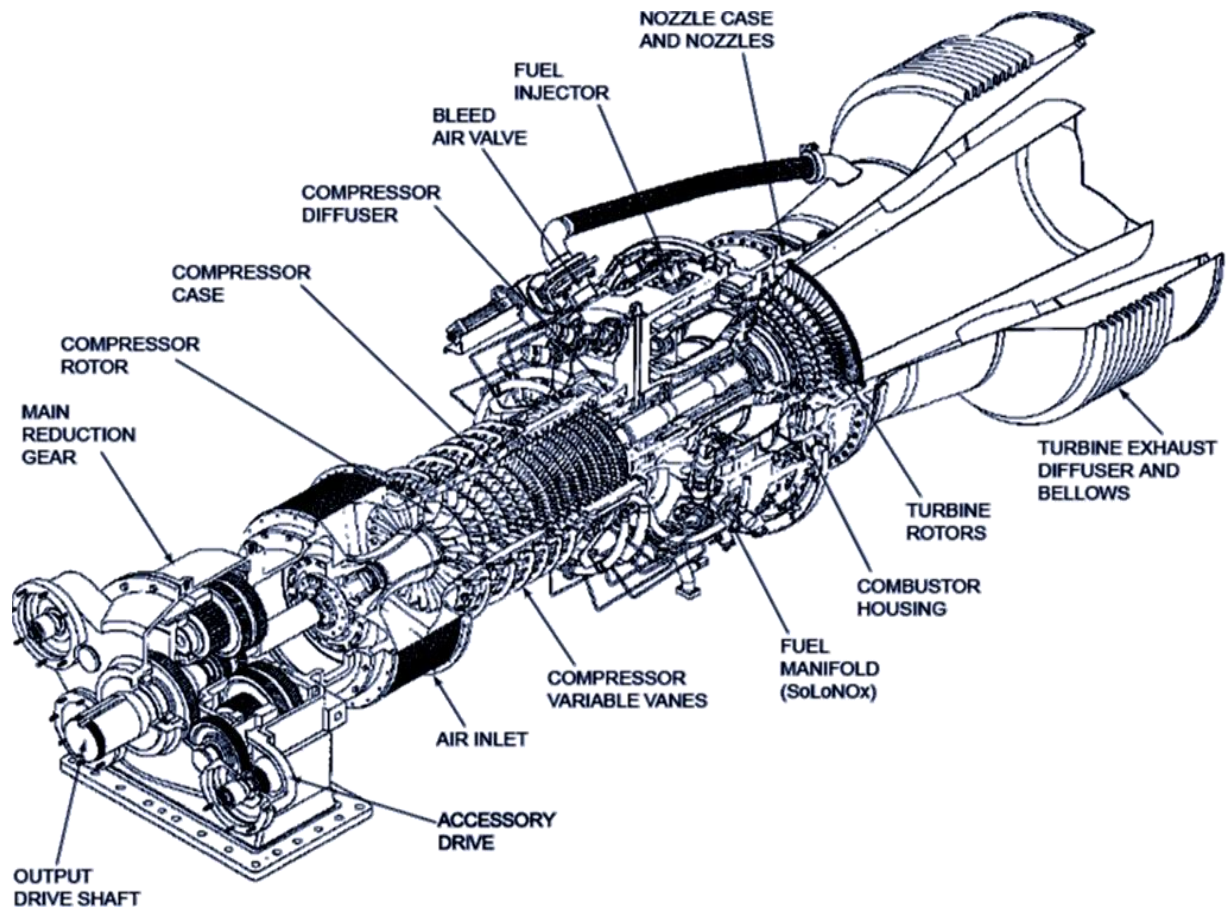


Figura 104 Partes de la turbina a gas tipo Solar - Titan 130.



El ciclo termodinámico que se realiza es un ciclo Brayton simple abierto con un generador de vapor. La rotación del sistema, eje del compresor – turbina, es de 11 170 rpm, a una frecuencia de 60 Hz.

### 3.1.1 Condiciones ISO que se plantean para la operación:

- ✓ Temperatura ambiente: 15°C (59°F)
- ✓ Presión atmosférica: 1 atmosfera
- ✓ Densidad del aire: 1.225 Kg/m<sup>3</sup>
- ✓ Humedad relativa: 60%
- ✓ Potencia neta: 15000 kW
- ✓ Heat Rate: 10230 kJ/kWh (9695 kJ/kWh)
- ✓ Flujo másico: 179250 kg/h (395180 lb/h)
- ✓ Temperatura de salida de la chimenea: 495°C (925°F)

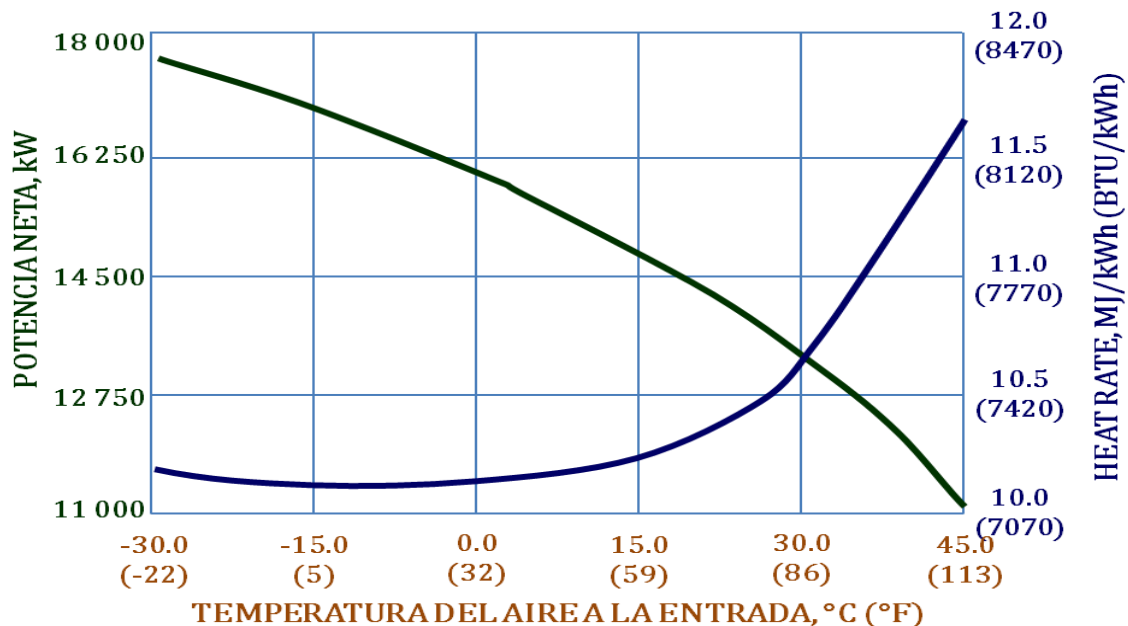


Figura 105 Comportamiento de la potencia y del Heat Rate con variación de la temperatura de entrada del aire.

### 3.1.2 Condiciones del sitio donde está instalada la planta

- ✓ Altura sobre el nivel del mar: 2 metros
- ✓ Humedad relativa: 80%
- ✓ Presión atmosférica: 1 atmosfera
- ✓ Temperatura ambiente promedio: 30°C (86°F)
- ✓ Temperatura ambiente máxima del día: 26°C (78.8°F)
- ✓ Temperatura ambiente mínima del día: 32°C (89.6°F)

### 3.1.3 Característica del combustible

- ✓ Tipo de combustible: Gas Natural.
- ✓ Lugar de extracción: La Guajira.
- ✓ Composición del combustible:

COMPONENTE	FÓRMULA	COMPOSICIÓN PORCENTAJE MOLAR
Metano	CH <sub>4</sub>	97.9912
Nitrógeno	N <sub>2</sub>	1.458
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	0.1829
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0.2599
Propano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0.0521
Agua	H <sub>2</sub> O	0
Sulfuro de hidrogeno	SH <sub>2</sub>	0
Hidrogeno	H <sub>2</sub>	0
Monóxido de carbono	CO	0
Oxigeno	O <sub>2</sub>	0
i - Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.022
n - Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.0084
i - Pentano	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	0.0078
n - Pentano	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	0.0016
n - Hexano	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0.0161
n - Heptano	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	0
n - Octano	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	0
n - Nonano	C <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	0
n - Decano	C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	0
Helio	He	0
Argón	Ar	0
<b>TOTAL</b>		<b>100.0000</b>

Tabla 9 Componentes del gas natural.

- ✓ Gravedad específica real de la mezcla, condiciones estándar: 0.5654.
- ✓ Poder calorífico bruto real, (@Pb y Tb), a 14.65 psia y 60°F: 996.5 BTU/pc.
- ✓ Densidad (Kg/m<sup>3</sup>): 0.689299.

### 3.1.4 Descripción de la planta a evaluar

Tal como se ha indicado, la planta cogeneradora se encuentra ubicada en ciudad de Cartagena y está dedicada a la producción y comercialización de de fertilizantes complejos NPK, Nitrato de Calcio, fertilizantes líquidos, fertilizantes simples, fertilizantes foliares y mezclas físicas, así como productos industriales como Amoníaco, Acido Nítrico y Nitrato de Amonio. Para ello cuenta en su conjunto con una turbina a gas y una turbina de vapor, las cuales le suministra alrededor de un 90%

del consumo de energía eléctrica que producen y se ven en la necesidad de recurrir a la compra de la energía adicional en la red, haciendo que sus costos aumenten. Se detectó que al no estar trabajando bajo los parámetros de diseño (condiciones ISO), la turbina a gas está entregando mucha menos potencia de lo que debería, y se logro determinar que esto se debe al aumento de la temperatura del aire que entra al compresor, ya que de 15°C que es lo recomendado por el fabricante para generar la máxima potencia, el equipo está trabajando en promedio a 30°C, que representa el doble de su temperatura referencial. Un esquema general de la planta con respecto a la disponibilidad y capacidad de los equipos se puede apreciar en la siguiente figura:

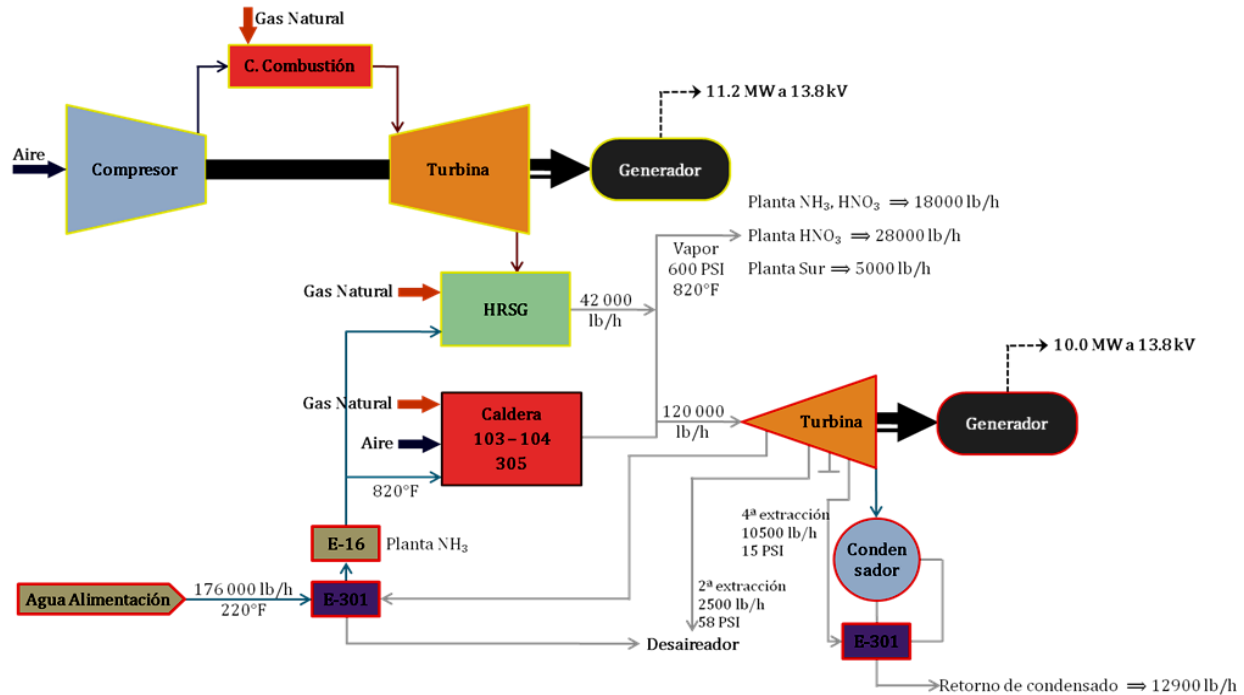


Figura 106 Esquema de la distribución de la planta.

Basados en el esquema anterior, se procede a definir los parámetros que serán medidos y que hacen parte de forma directa de los componentes de los índices energéticos y que a su vez sirvan para realizar análisis y de cumplimiento a lo planteado en la metodología planteada. Es así que se definen los parámetros tales como:

- Potencia Generada
- Presión Gas
- Temperatura Gas Natural
- Flujo Gas Natural
- Temperatura Aire Entrada
- Temperatura Gases Salida
- Presión Descarga Compresor
- Oxígeno
- Flujo Vapor
- Presión Salida
- Temperatura Salida
- Presión Tambor
- Temperatura Entrada Economizador
- Temperatura Salida Economizador
- Flujo Agua Entrada Economizador
- Presión Gas antes Regulador

- Presión Gas antes Válvula Control
- Flujo Gas
- Apertura Válvula Control Gas
- Temperatura Entrada Gases
- Temperatura Cámara Combustión
- Temperatura Entrada Evaporador
- Temperatura Salida Evaporador Superior
- Temperatura Salida Evaporador Inferior
- Temperatura Salida Economizador
- Temperatura Chimenea

### 3.2 Programa Excel para la realización de los cálculos

Utilizando la facilidad y lo amigable que resulta ser el programa Excel, de Microsoft®, se escogió para la elaboración de un programa sencillo, pero útil, en donde, de una manera ordenada, con coherencia y secuencial, se pudieran realizar los cálculos que sirvieron en la determinación de los indicadores energéticos de la planta cogeneradora evaluada, considerando las condiciones actuales de operación y adicionalmente, poder expresar de una manera gráfica los análisis a los cuales habría cabida en la presente tesis. El programa está compuesto por tres partes, que en su debido orden, nos permiten hallar los valores necesarios para determinar los índices. De allí, que con una disposición establecida, se ha procedido a plantear el programa en el siguiente orden: en la primera parte se registran todos los datos que fueron recogidos en una empresa tipo, en la segunda parte se calculan los datos que han sido determinados para las condiciones establecidas y por último, en la tercera parte se hallan los índices que energéticos, que se utilizan en el análisis de la planta.

#### 3.2.1 Datos medidos en la planta

En la planta tipo que se escogió para el análisis, se seleccionaron un total de 60 muestras o días de operación a lo largo de un año, para la cual, cada día de muestra cuenta con sus tres turnos de trabajo y sus respectivos registros de los parámetros que se registran a través de diferentes instrumentos para tal fin. Los datos que se registran en la planta, están clasificados según su ubicación o condición en la planta, siendo esta clasificación arbitraria y asumida por el autor para generar orden y conexión entre los parámetros:

##### Turbina:

- Potencia Generada [kW].
- Presión Gas [psi].
- Temperatura Gas Natural [°F].
- Flujo Gas Natural [lb/h].
- Temperatura Aire Entrada [°F].
- Temperatura Gases Salida [°F].
- Presión Descarga Compresor [psi].

##### Vapor:

- Flujo Vapor
- Presión Salida [psi].
- Temperatura Salida [°F].
- Presión Tambor [psi].

##### Agua:

- Temperatura Entrada Economizador [°F].
- Temperatura Salida Economizador [°F].

- Flujo Agua Entrada Economizador [lb/h].

#### Gas:

- Presión Gas antes Regulador [psi].
- Presión Gas antes Válvula Control [psi].
- Flujo Gas [lb/h].
- Apertura Válvula Control Gas [mm].

#### Gases Calientes:

- Temperatura Entrada Gases [°F].
- Temperatura Cámara Combustión [°F].
- Temperatura Entrada Evaporador [°F].
- Temperatura Salida Evaporador Superior [°F].
- Temperatura Salida Evaporador Inferior [°F].
- Temperatura Salida Economizador [°F].
- Temperatura Chimenea [°F].

Adicionalmente se registra el porcentaje de Oxígeno [%].

Todos estos datos se tabulan en una hoja de cálculo, para un total de 180 valores, y así poder empezar a determinar los demás parámetros necesarios o requeridos para hallar los indicadores.

### 3.2.2 Datos calculados

Hay otros datos que no son registrados, pero que son necesarios en los cálculos, por ello se hace necesario determinarlos a partir de los datos conocidos y que ya han sido tabulados en el punto anterior. Continuando con las valoraciones hechas anteriormente y con el objetivo de mantener la coherencia en los datos, se asume un orden y se registran los siguientes:

- Exceso de aire.
- Temperaturas HRSG [K]: Salida Gases, Entrada Gases, Referencia y Vapor Saturado.
- Calor Especifico Entrada [kJ/kgK]:  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$  y  $O_2$ .
- Calor Especifico Salida [kJ/kgK]:  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$  y  $O_2$ .
- Calor Especifico Temperatura de Referencia [kJ/kgK]:  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$  y  $O_2$ .
- Calor Especifico Temperatura de Vapor Saturado [kJ/kgK]:  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$  y  $O_2$ .
- Masa de cada constituyente [lb]:  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$  y  $O_2$ .
- Flujo de masa de cada constituyente [lb/h]:  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$  y  $O_2$ .
- Moles:  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$ ,  $O_2$  y el total.
- Volúmen [%]:  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$  y  $O_2$ .
- Fracción másica:  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$  y  $O_2$ .
- Flujo de gases de la combustión [lb/h].
- Calores específicos [kJ/kgK]: Gases Entrada, Gases Salida, Temperatura Referencia y Temperatura Vapor Saturado.

- Entalpía Vapor Salida [Btu/lb].
- Entalpía Agua Entrada [Btu/lb].
- Entalpía Agua Salida [Btu/lb].
- Pérdidas [Btu/h]: Chimenea, Radiación, Convección, Purgas y total de pérdidas.

Para determinar estos datos es necesario establecer los valores de la mezcla de los gases, el calor específico, el aire teórico en  $lb_{aire}/lb_{comb}$ , el área de la caldera [ $ft^2$ ], la Emisividad, la velocidad del aire en  $ft/min$  y la temperatura de la superficie en [ $^{\circ}F$ ].

### 3.2.3 Cálculo de los índices energéticos

Los índices energéticos fueron citados y explicados en los tratados anteriores, por ello se hace necesario incluirlos en el programa y hallar sus valores. Estos indicadores son:

- Consumo Combustible Hora [ $Nm^3/h$ ]
- Consumo Calor [ $KJ/h$ ]
- Heat Rate Turbina a Gas [ $kJ/kWh$ ]
- Consumo Especifico Combustible [ $Nm^3/kWh$ ]
- Eficiencia Térmica [%]
- Eficiencia Global Central Cogeneración [%]
- Heat Rate Planta Cogeneradora [ $kJ/kWh$ ]

Adicionalmente se evalúa el comportamiento del compresor y de la turbina en general al obtener disminuciones de grado a grado del aire a la entrada del compresor, haciéndose esta determinación en dos partes, la primera que va desde la condición de operación ( $40^{\circ}C$ ) hasta la condición ISO de diseño ( $15^{\circ}C$ ) y una segunda parte, que es la que permite adherir una conclusión principal al estudio aquí evaluado, que es desde la condición ISO hasta una condición óptima de operación ( $5^{\circ}C$ ). Se revisa cuánto valor de calor se debe retirar del aire que entra al compresor y cuánto es el EER de los métodos para enfriar dicho aire.

Basándonos en un documento de la *Energy Conversion and Management*, en donde determinaron que el Calor Especifico varía según la temperatura, omitiendo el error de considerar el  $C_p$  constante. Se utilizó la ecuación 174 y 175 para determinar cada valor en cada temperatura [55].

$$C_{P,EG(T)} = 0.93750 + \frac{0.01215}{10^2}T + \frac{0.01670}{10^5}T^2 - \frac{0.07164}{10^9}T^3 \quad (174)$$

$$C_{P,A(T)} = 1.04841 - 0.000383719T + \frac{9.45378}{10^7}T^2 - \frac{5.49031}{10^{10}}T^3 + \frac{7.92981}{10^{14}}T^4 \quad (175)$$

Se presenta a continuación, imágenes tomadas del documento Excel con los cálculos realizados. Se presentan los pantallazos en el orden mencionado líneas anteriores.



COMPRESOR						
Día	Turno	Temperatura Aire Entrada	Temperatura Aire Salida	Trabajo Real	Trabajo Isotérmico	Eficiencia
		[°K]	[°K]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[%]
4	1	301.48	631.20	331.36	232.26	70.09
	2	301.90	632.07	331.82	232.58	70.09
	3	300.93	630.04	330.75	231.83	70.09
5	1	304.26	629.49	326.86	230.63	70.56
	2	301.67	624.13	324.07	228.67	70.56
	3	301.34	623.46	323.73	228.42	70.56
6	1	305.65	636.80	332.80	233.91	70.29
	2	303.01	631.30	329.93	231.89	70.29
	3	299.54	624.07	326.15	229.23	70.29
7	1	305.09	633.65	330.20	232.49	70.41
	2	302.87	629.04	327.80	230.80	70.41
	3	300.93	625.00	325.69	229.32	70.41
8	1	305.23	630.80	327.20	231.02	70.60
	2	302.73	625.64	324.52	229.13	70.60
	3	300.65	621.33	322.29	227.55	70.60
9	1	303.71	636.93	334.89	234.51	70.03
	2	302.59	634.60	333.67	233.65	70.03
	3	301.34	631.98	332.29	232.69	70.03
10	1	304.26	631.46	328.84	231.63	70.44
	2	303.43	629.73	327.94	230.99	70.44
	3	301.48	625.70	325.84	229.51	70.44
1	302.73	630.58	329.49	231.61	70.29	

Figura 109 Imagen de los cálculos de los índices del compresor.

Día	Turno	Consumo Combustible Hora [Nm <sup>3</sup> /h]	Consumo Calor [KJ/h]	Heat Rate Turbina a Gas [kJ/kWh]	Consumo Especifico Combustible [Nm <sup>3</sup> /kWh]	Eficiencia Térmica [%]	Eficiencia Global Central Cogeneración [%]	Heat Rate Planta Cogeneradora [kJ/kWh]
1	1	3744.09	138278725.20	13138.12	0.3557	27.40	47.63	7565.75
	2	3372.60	124558863.97	13502.32	0.3656	26.66	46.70	7715.30
	3	3313.29	122368297.89	12847.07	0.3479	28.02	47.90	7523.10
2	1	3464.28	127944835.91	13432.53	0.3637	26.80	45.42	7932.70
	2	3561.88	131549257.66	13154.93	0.3562	27.37	46.90	7683.07
	3	3543.15	130857499.95	12988.34	0.3517	27.72	46.93	7678.58
3	1	3180.53	117465313.43	13819.45	0.3742	26.05	45.25	7964.13
	2	3094.44	114285655.19	14022.78	0.3797	25.67	43.96	8197.71
	3	3082.12	113830551.43	14053.15	0.3805	25.62	43.05	8369.75
4	1	3796.66	140220501.22	12604.09	0.3413	28.56	48.70	7398.90
	2	3873.06	143042144.51	12575.13	0.3405	28.63	48.80	7383.46
	3	3876.18	143157437.46	12557.67	0.3400	28.67	50.49	7137.22
5	1	3552.18	131191242.71	13455.51	0.3643	26.75	48.42	7441.77
	2	3440.46	127064968.65	17346.75	0.4697	20.75	41.41	8702.13
	3	3465.43	127987312.26	13262.93	0.3591	27.14	46.98	7670.70
6	1	3723.38	137514150.89	12881.89	0.3488	27.95	48.14	7484.89
	2	3763.14	138982619.01	12780.01	0.3460	28.17	49.55	7272.10

Figura 110 Imagen de los cálculos de los índices energéticos.

**Análisis termodinámico de las tecnologías para disminuir la temperatura del aire a la entrada del compresor en una planta cogeneradora con turbogas y HRSG.**



# **CAPITULO 4**

## **RESULTADOS Y**

## **ANÁLISIS**

4.1 Proceso de Compresión.

4.2 Indicadores Energéticos.

4.3 Tecnologías enfriamiento.

Del programa de Excel realizado se pudieron obtener y observar algunas tendencias, que nos han permitido sustentar y corroborar que en la operación de la planta tipo evaluada, se presenta lo que se ha venido explicando a lo largo del presente documento, que a medida que la temperatura de entrada del aire o de admisión al compresor, su funcionamiento y por ende, sus indicadores energéticos mejoran de manera al proporcional. Es así como se puede evidenciar en cada uno de los procesos involucrados en lo siguiente:

Se procedió a tabular toda la información recogida en la empresa tipo y se organizó por jerarquía según la cantidad de potencia generada, todos los datos anexos a este, con el fin de promediar los demás puntos, esto con el fin de parametrizarlos y evaluarlos. Es así como se obtienen unas series de datos, entre los cuales se pueden referenciar como siguen:

Potencia Generada	Consumo Combustible Hora	Consumo Calor	Heat Rate Turbina a Gas	Consumo Especifico Combustible	Eficiencia Térmica	Eficiencia Global Central Cogeneración	Heat Rate Planta Cogeneradora
[kW]	[Nm <sup>3</sup> /h]	[KJ/h]	[kJ/kWh]	[Nm <sup>3</sup> /kWh]	[%]	[%]	[kJ/kWh]
De 2 a 4	1085,70	40097674,92	12607	0,341	29	73	5473
De 4 a 6	2280,10	84210101,23	18051	0,489	21	48	7975
De 6 a 8	2927,51	108120516,31	14524	0,393	25	47	7772
De 8 a 10	3278,59	121086927,98	13602	0,368	27	47	7767
De 10 a 12	3852,79	142293583,11	12410	0,336	29	50	7256

Tabla 10 Recopilación tipo de datos promedios parametrizados por la Potencia generada.

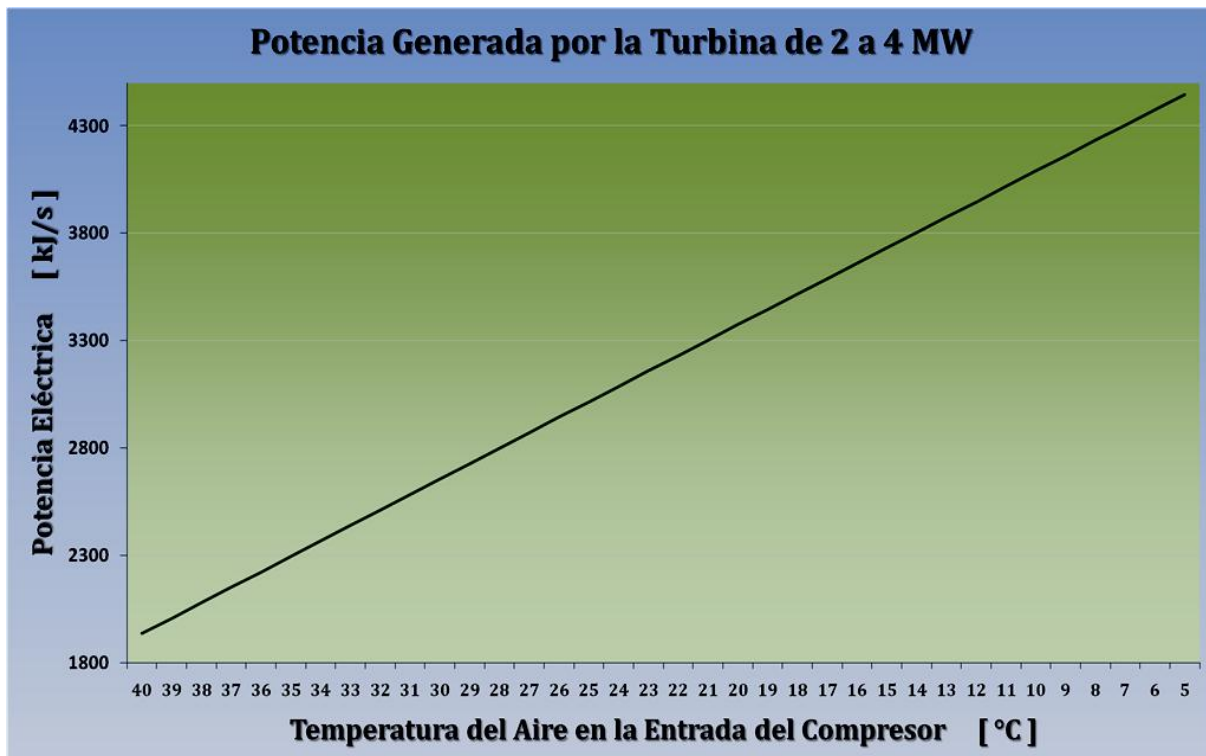


Figura 111 Potencia eléctrica generada a diferentes temperaturas de entrada del aire al compresor.

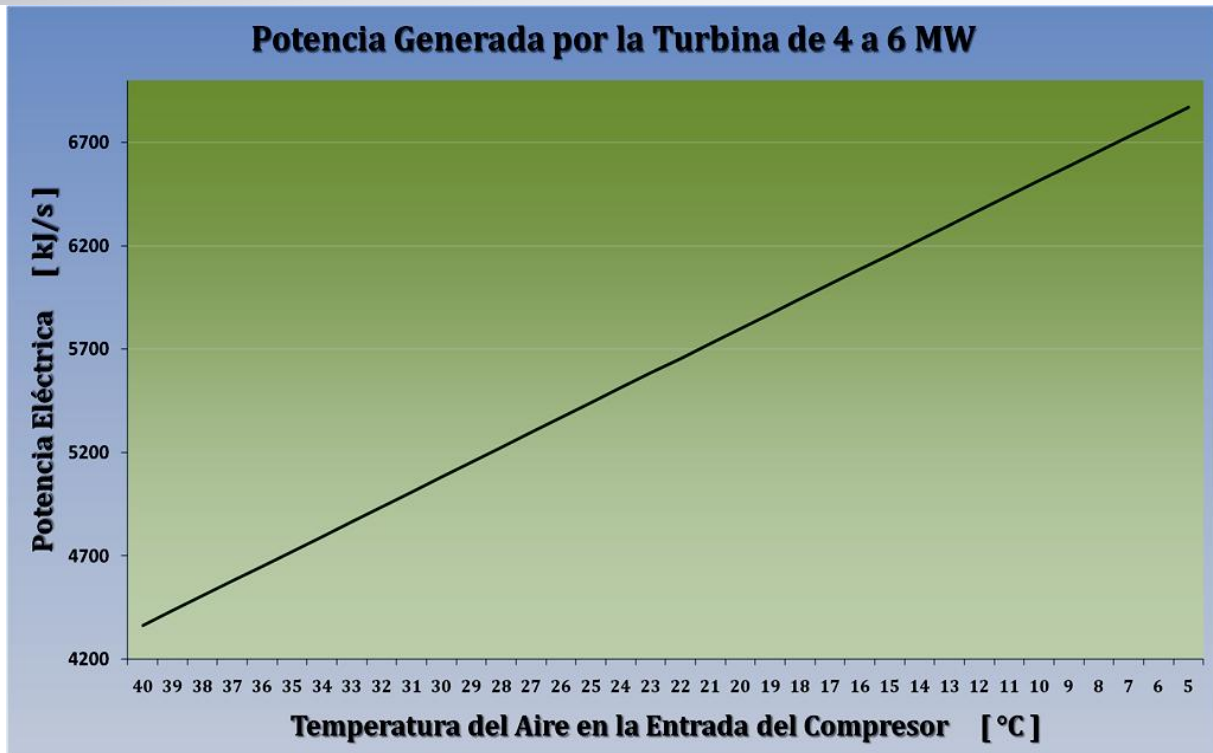


Figura 112 Potencia eléctrica generada a diferentes temperaturas de entrada del aire al compresor.

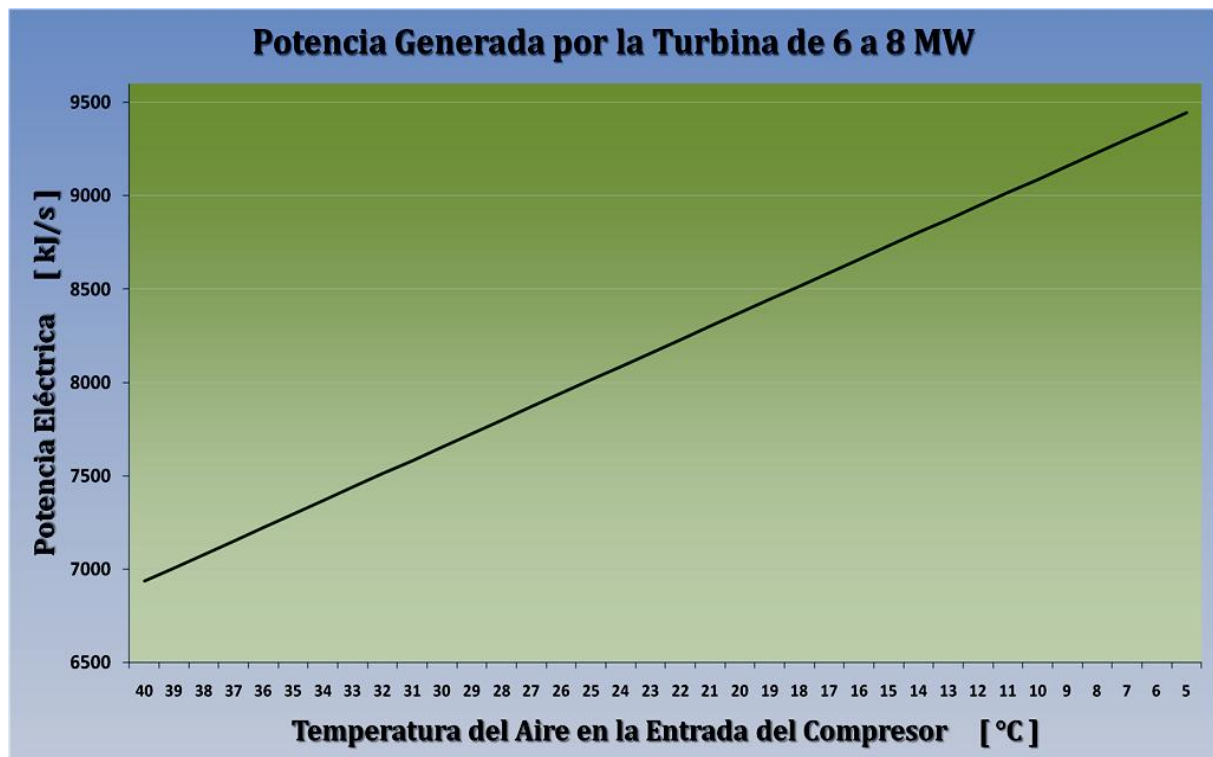


Figura 113 Potencia eléctrica generada a diferentes temperaturas de entrada del aire al compresor.

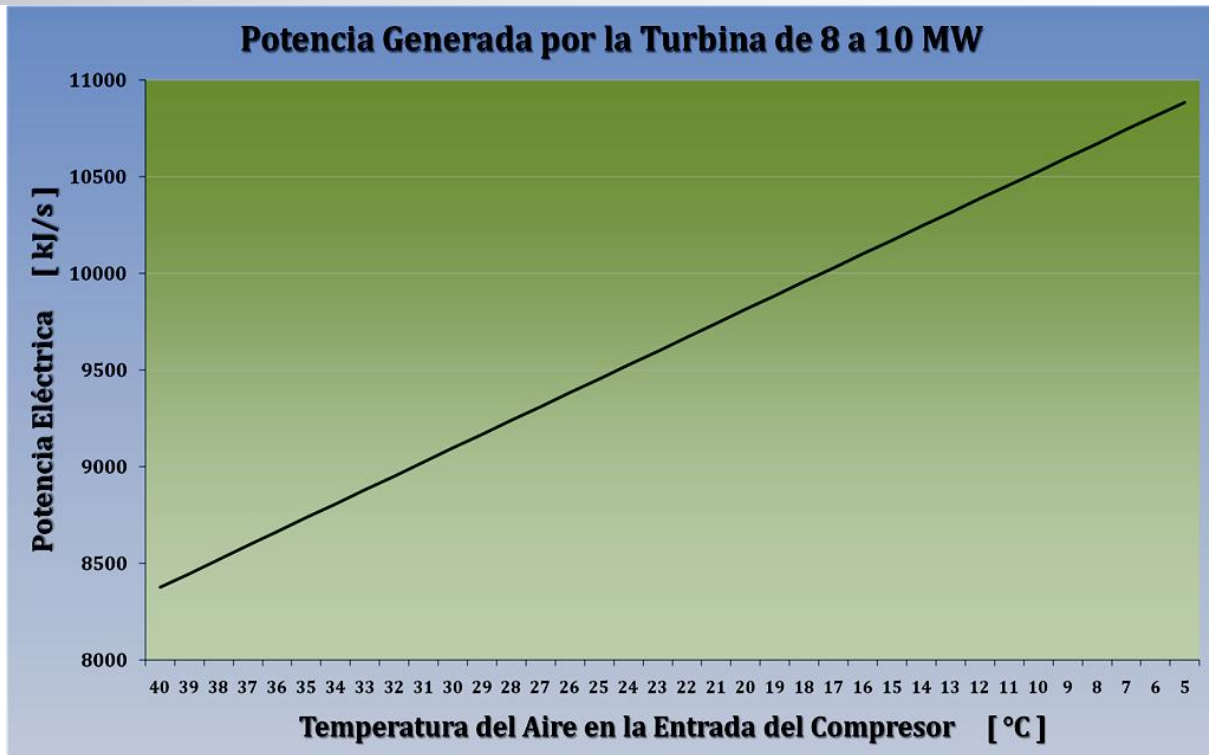


Figura 114 Potencia eléctrica generada a diferentes temperaturas de entrada del aire al compresor.

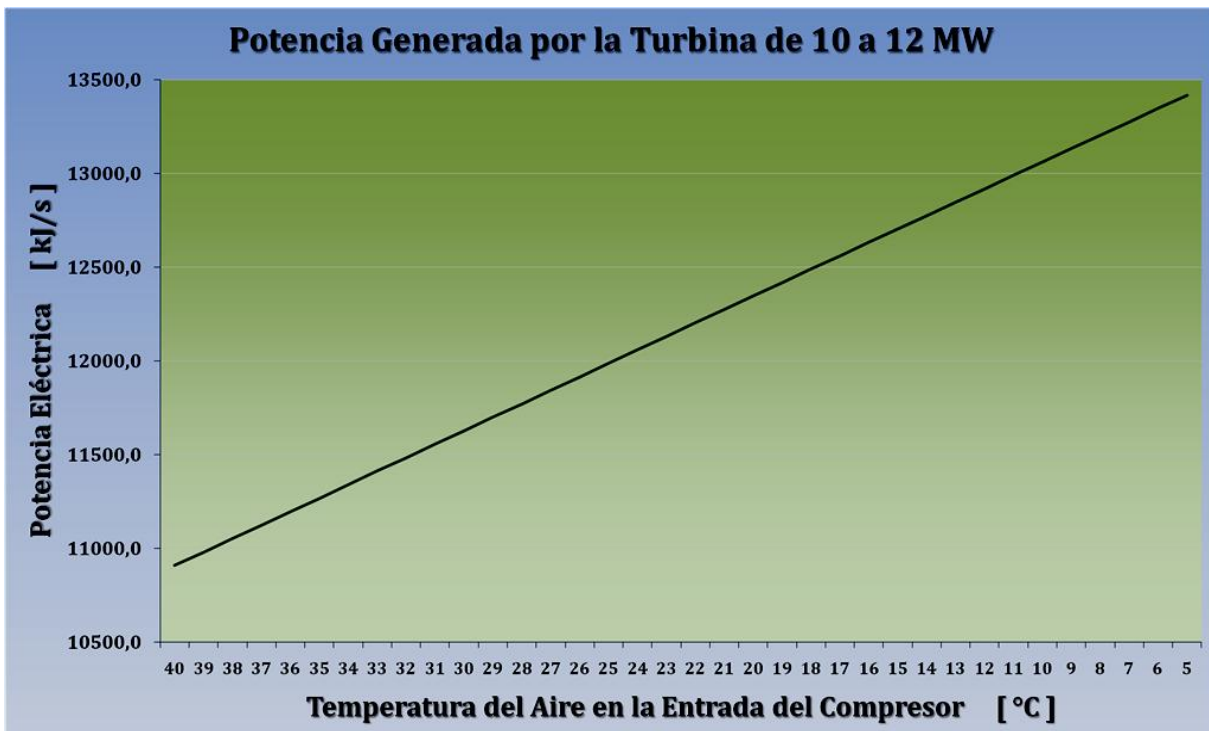


Figura 115 Potencia eléctrica generada a diferentes temperaturas de entrada del aire al compresor.

El procedimiento realizado para obtener las figuras anteriores se obtuvo a partir de realizar por separado dos análisis diferentes, pero convergentes a la hora de determinar la potencia eléctrica neta generada por la planta cogeneradora. El primer análisis, que equivale al de la compresión, se

explicará con mayor precisión y detalladamente en el punto siguiente, mientras que el segundo análisis se centró en la valoración de los 180 datos tabulados, y su parametrización en grupos de acuerdo a la potencia generada en esos casos. Con base en estos dos análisis se procedió a determinar la potencia neta.

T <sub>(1)</sub> [ °C ]	W eléctrico neto [ kJ/s ]				
	De 2 a 4	De 4 a 6	De 6 a 8	De 8 a 10	De 10 a 12
40	1936,24	4361,91	6935,32	8376,49	10908,41
39	2008,22	4433,89	7007,30	8448,47	10980,39
38	2080,21	4505,88	7079,28	8520,46	11052,37
37	2152,19	4577,86	7151,27	8592,44	11124,36
36	2224,17	4649,84	7223,25	8664,42	11196,34
35	2296,15	4721,82	7295,22	8736,40	11268,31
34	2368,11	4793,79	7367,19	8808,37	11340,28
33	2440,08	4865,75	7439,15	8880,33	11412,24
32	2512,03	4937,70	7511,10	8952,28	11484,20
31	2583,97	5009,64	7583,05	9024,22	11556,14
30	2655,90	5081,57	7654,98	9096,15	11628,07
29	2727,82	5153,49	7726,89	9168,07	11699,98
28	2799,72	5225,39	7798,79	9239,97	11771,88
27	2871,60	5297,27	7870,68	9311,85	11843,77
26	2943,47	5369,14	7942,54	9383,72	11915,63
25	3015,31	5440,99	8014,39	9455,57	11987,48
24	3087,14	5512,81	8086,22	9527,39	12059,31
23	3158,94	5584,61	8158,02	9599,19	12131,11
22	3230,72	5656,39	8229,80	9670,97	12202,89
21	3302,47	5728,15	8301,55	9742,73	12274,64
20	3374,20	5799,87	8373,28	9814,45	12346,37
19	3445,90	5871,57	8444,97	9886,15	12418,07
18	3517,57	5943,24	8516,64	9957,82	12489,73
17	3589,21	6014,88	8588,28	10029,46	12561,37
16	3660,81	6086,48	8659,89	10101,06	12632,98
15	3732,38	6158,06	8731,46	10172,64	12704,55
14	3803,92	6229,59	8803,00	10244,17	12776,09
13	3875,42	6301,09	8874,50	10315,67	12847,59
12	3946,89	6372,56	8945,96	10387,14	12919,05
11	4018,31	6443,98	9017,39	10458,56	12990,48
10	4089,70	6515,37	9088,77	10529,95	13061,86
9	4161,04	6586,71	9160,11	10601,29	13133,21
8	4232,34	6658,01	9231,42	10672,59	13204,51
7	4303,60	6729,27	9302,67	10743,85	13275,76
6	4374,81	6800,48	9373,88	10815,06	13346,98
5	4445,98	6871,65	9445,05	10886,23	13418,14

Figura 116 Potencia eléctrica generada.

En las figuras desde la 111 hasta la 115 se observa cómo se obtiene un aumento en la potencia neta, al lograr reducir la temperatura de entrada del aire en el compresor. Este aumento de la potencia eléctrica neta generada está representado en 10.03% para el rango de 2 a 4 MW, de 12.68% para el rango de 4 a 6 MW, 15.30% entre los 6 a 8 MW, 8.14% entre los 8 a 10 MW y un 10.57 para el rango pleno de 10 a 12 MW.

#### 4.1 Proceso de Compresión

Aplicando las formulas expresadas en el capítulo 2, que recoge todas las metodologías y ecuaciones, se pudieron obtener las temperatura de salida, las entalpias de cada temperatura y los calores específicos para cada valor. De allí se logró determinar el trabajo del compresor.

$T_{(1)}$		$C_{p(\text{aire}) 1}$	$h_1$	$T_{(2)}$	$C_{p(\text{aire}) 2}$	$h_2$	$W_c$
[ °C ]	[ K ]	[ kJ/kg · K ]	[ kJ/kg ]	[ K ]	[ kJ/kg · K ]	[ kJ/kg ]	[ kJ/s ]
40	313,15	1,004097	314,433	671,93	1,050871	706,108	19544,56
39	312,15	1,004051	313,415	669,78	1,050563	703,646	19472,57
38	311,15	1,004005	312,396	667,63	1,050253	701,186	19400,59
37	310,15	1,003961	311,378	665,49	1,049942	698,725	19328,61
36	309,15	1,003917	310,361	663,34	1,049630	696,265	19256,63
35	308,15	1,003874	309,344	661,20	1,049316	693,806	19184,65
34	307,15	1,003832	308,327	659,05	1,049001	691,347	19112,68
33	306,15	1,003791	307,310	656,91	1,048685	688,888	19040,72
32	305,15	1,003750	306,294	654,76	1,048368	686,430	18968,77
31	304,15	1,003711	305,279	652,62	1,048049	683,973	18896,83
30	303,15	1,003672	304,263	650,47	1,047729	681,516	18824,90
29	302,15	1,003635	303,248	648,32	1,047408	679,059	18752,98
28	301,15	1,003598	302,233	646,18	1,047086	676,604	18681,08
27	300,15	1,003562	301,219	644,03	1,046763	674,149	18609,20
26	299,15	1,003527	300,205	641,89	1,046438	671,695	18537,33
25	298,15	1,003493	299,191	639,74	1,046113	669,241	18465,48
24	297,15	1,003460	298,178	637,60	1,045787	666,788	18393,66
23	296,15	1,003427	297,165	635,45	1,045459	664,337	18321,86
22	295,15	1,003396	296,152	633,30	1,045131	661,885	18250,08
21	294,15	1,003366	295,140	631,16	1,044802	659,435	18178,32
20	293,15	1,003336	294,128	629,01	1,044472	656,986	18106,60
19	292,15	1,003308	293,116	626,87	1,044141	654,537	18034,90
18	291,15	1,003280	292,105	624,72	1,043809	652,090	17963,23
17	290,15	1,003253	291,094	622,58	1,043477	649,643	17891,59
16	289,15	1,003228	290,083	620,43	1,043144	647,197	17819,99
15	288,15	1,003203	289,073	618,28	1,042810	644,752	17748,41
14	287,15	1,003179	288,063	616,14	1,042475	642,309	17676,88
13	286,15	1,003156	287,053	613,99	1,042140	639,866	17605,38
12	285,15	1,003134	286,044	611,85	1,041804	637,425	17533,91
11	284,15	1,003113	285,035	609,70	1,041468	634,984	17462,49
10	283,15	1,003093	284,026	607,56	1,041131	632,545	17391,10
9	282,15	1,003074	283,017	605,41	1,040794	630,107	17319,76
8	281,15	1,003055	282,009	603,26	1,040456	627,670	17248,46
7	280,15	1,003038	281,001	601,12	1,040118	625,234	17177,20
6	279,15	1,003022	279,994	598,97	1,039779	622,799	17105,99
5	278,15	1,003007	278,986	596,83	1,039440	620,366	17034,82

Tabla 11 Cálculos de los índices del compresor al reducir la temperatura.

A través de la grafica y de los resultados obtenidos, se puede apreciar como a medida de que la temperatura del aire que entra al compresor desciende, así lo hace el trabajo que debe realizar el compresor. Esta disminución esta en el orden del 13%, ya que se logra disminuir desde 19445 KJ/s a 40°C, hasta 17000 KJ/s cuando se encuentra trabajando con un aire de entrada de 5°C.

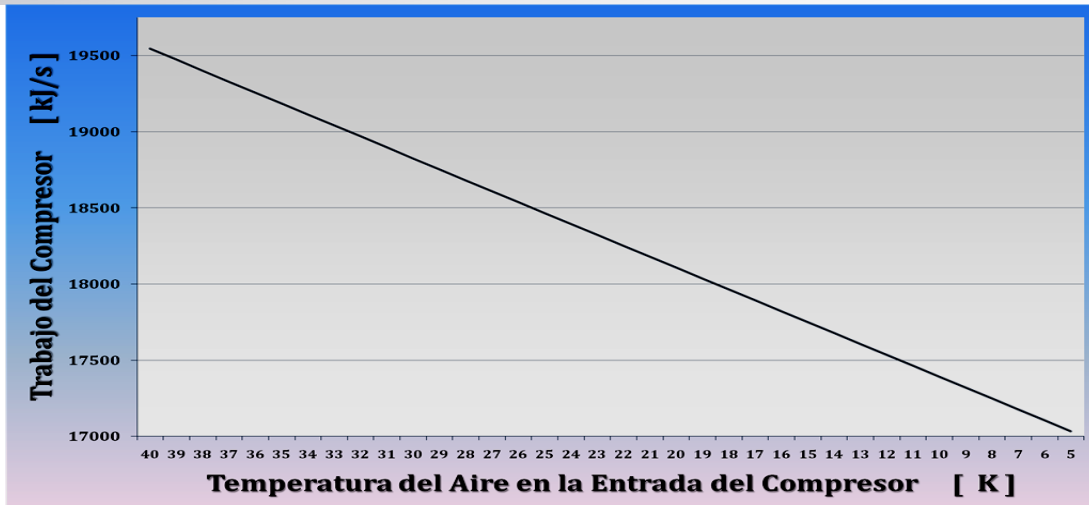


Figura 117 Trabajo del Compresor al disminuir temperatura de entrada.

Adicionalmente se hizo una evaluación del compresor en las condiciones como se encuentra trabajando en la actualidad, referenciados en la temperatura de entrada del aire al proceso.

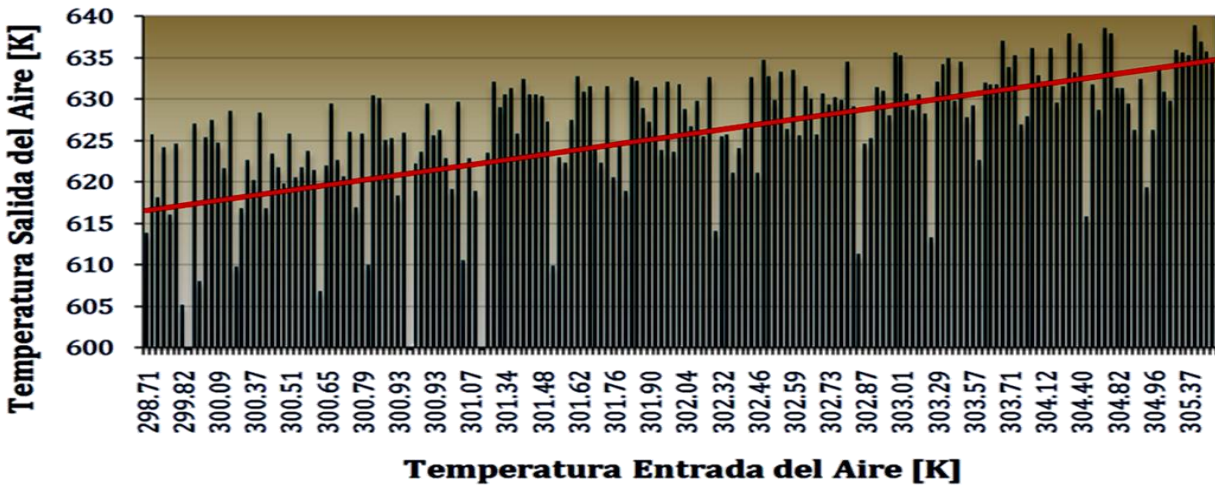


Figura 118 Temperatura de Salida del Aire en el compresor

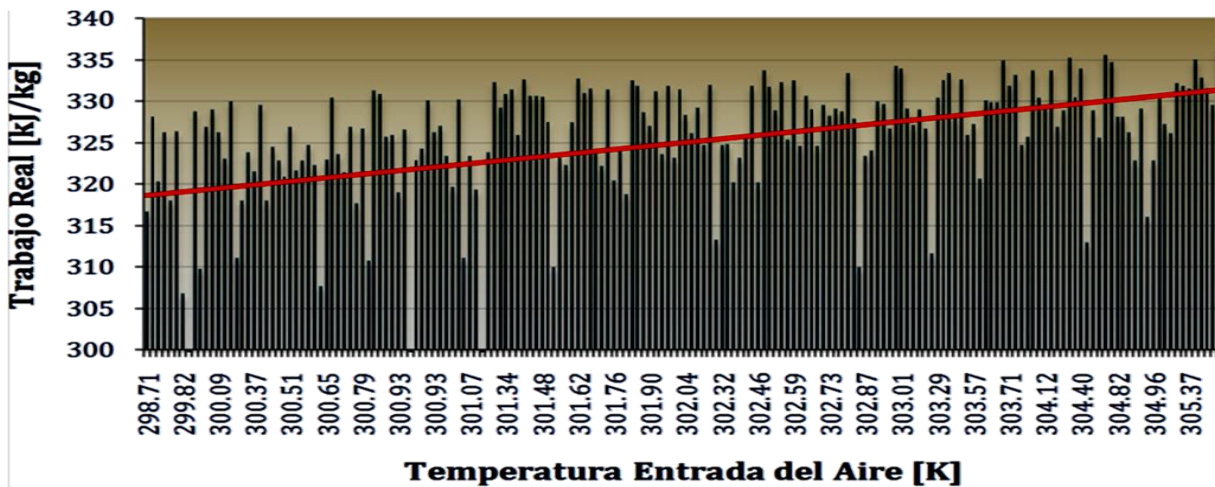


Figura 119 Trabajo Real del Compresor

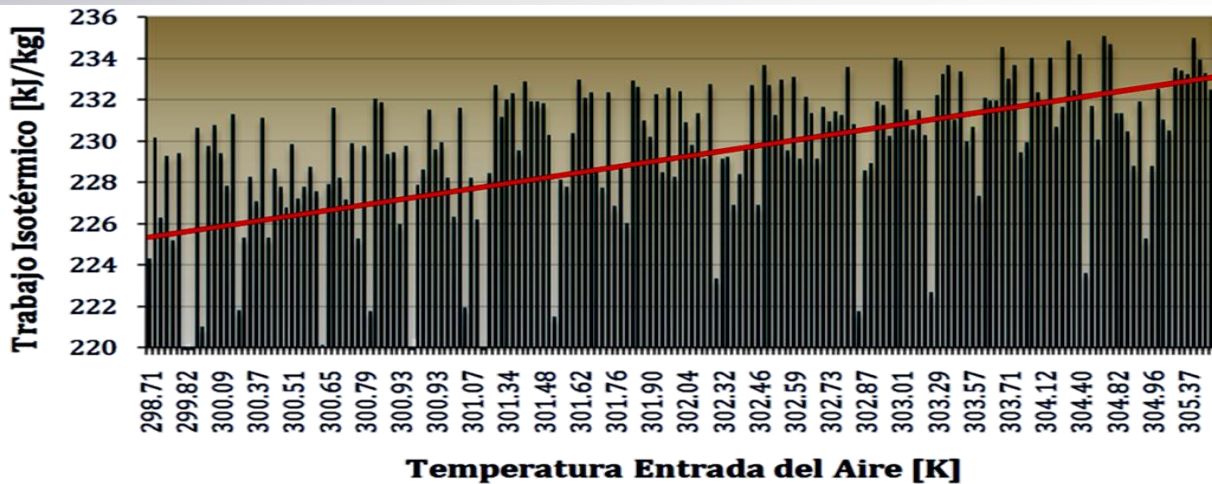


Figura 120 Trabajo Isotérmico del Compresor

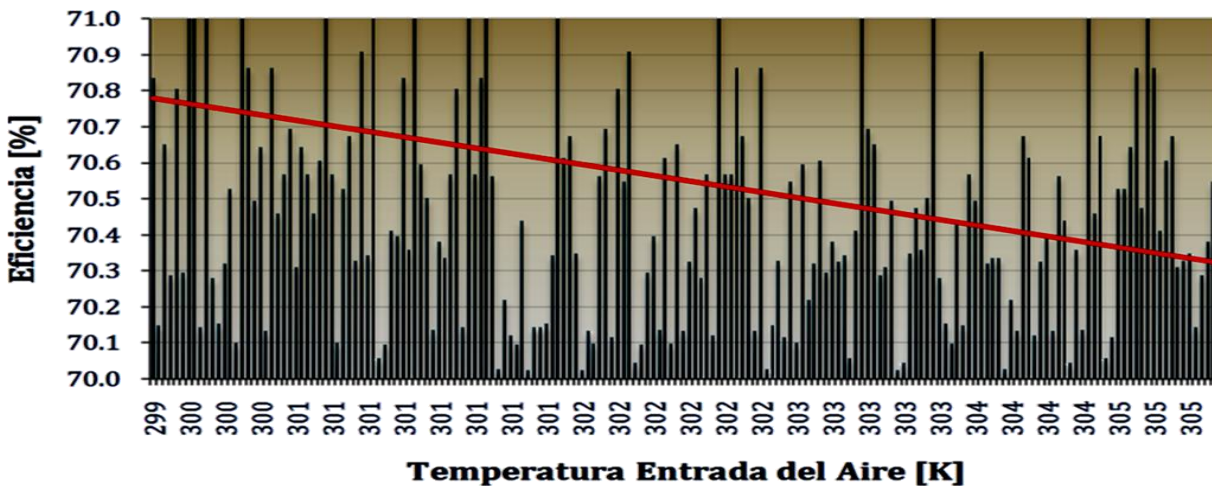


Figura 121 Eficiencia del Compresor

Podemos concluir a través de las graficas que a medida que la temperatura de admisión del aire en el compresor decrece, de igual manera lo va haciendo de una la temperatura de salida del aire en el proceso de la compresión. De manera análoga, se puede apreciar que a la misma razón, los trabajos tanto reales como isentrópicos, se van reduciendo, por ende se refleja que en la eficiencia haya un aumento. Produciendo un efecto de ahorro en el rendimiento de la planta.

#### 4.2 Indicadores Energéticos

Para el caso de los indicadores energéticos de la planta se trabajó de igual manera que el compresor, es decir, se empezó a evaluar desde los 40°C hasta los 5°C y para los diferentes rangos de potencia generada según los datos recogidos.

Se registraron todos los resultados calculados para determinar los indicadores a través de las ecuaciones citadas en el capítulo respectivo a la metodología en las tablas que se presentan a continuación. Luego se procedió a representar gráficamente estos valores, mostrándose en cada gráfica los valores del mismo indicador evaluado para cada rango de potencia obtenida en los datos de campo y facilitando de esta manera realizar comparaciones del mismo indicador a medida que



se varia la temperatura del aire a la entrada del compresor, haciendo esto en rangos de potencia establecidos, variando estos de dos en dos desde 2 hasta 12 MW.

Potencia Generada	Consumo Combustible Hora	Consumo Calor	Flujo Gas Natural	Flujo Vapor	Entalpía Vapor Salida	Entalpía Agua Entrada	Flujo Gas
[MW]	[Nm <sup>3</sup> /h]	[KJ/h]	[lb/h]	[lb/h]	[Btu/lb]	[Btu/lb]	[lb/h]
De 2 a 4	1085,70	40097674,9	1652,0	26443,3	1394,7	584,2	1,390
De 4 a 6	2280,10	84210101,2	3469,4	27722,0	1366,2	585,0	1,123
De 6 a 8	2927,51	108120516,3	4454,5	32307,4	1380,4	664,7	0,819
De 8 a 10	3278,59	121086928,0	4988,7	36177,8	1387,1	741,3	0,656
De 10 a 12	3852,79	142293583,1	5862,4	42812,8	1405,3	749,2	0,572

Tabla 12 Promedio de datos, evaluados en rangos de potencias.

T <sub>1</sub>	De 2 a 4				
	Heat Rate Turbina a Gas	Consumo Especifico Combustible	Eficiencia Térmica	Eficiencia Global Central Cogeneración	Heat Rate Planta Cogeneradora
[°C]	[kJ/kWh]	[Nm <sup>3</sup> /kWh]	[%]	[%]	[kJ/kWh]
40	20709,04	0,56073	17,38	71,23	5058,57
39	19966,74	0,54063	18,03	71,86	5014,62
38	19275,81	0,52192	18,68	72,48	4971,43
37	18631,10	0,50446	19,32	73,11	4928,98
36	18028,15	0,48814	19,97	73,73	4887,25
35	17463,04	0,47284	20,61	74,35	4846,22
34	16932,32	0,45847	21,26	74,98	4805,88
33	16432,96	0,44494	21,91	75,60	4766,21
32	15962,27	0,43220	22,55	76,23	4727,19
31	15517,85	0,42017	23,20	76,85	4688,82
30	15097,58	0,40879	23,84	77,47	4651,06
29	14699,55	0,39801	24,49	78,10	4613,92
28	14322,04	0,38779	25,14	78,72	4577,37
27	13963,52	0,37808	25,78	79,35	4541,41
26	13622,60	0,36885	26,43	79,97	4506,02
25	13298,01	0,36006	27,07	80,59	4471,18
24	12988,62	0,35168	27,72	81,21	4436,89
23	12693,39	0,34369	28,36	81,84	4403,13
22	12411,37	0,33605	29,01	82,46	4369,89
21	12141,71	0,32875	29,65	83,08	4337,16
20	11883,61	0,32176	30,29	83,70	4304,93
19	11636,34	0,31507	30,94	84,33	4273,18
18	11399,26	0,30865	31,58	84,95	4241,92
17	11171,74	0,30249	32,22	85,57	4211,12
16	10953,22	0,29657	32,87	86,19	4180,78
15	10743,18	0,29089	33,51	86,81	4150,88
14	10541,14	0,28542	34,15	87,43	4121,43
13	10346,66	0,28015	34,79	88,05	4092,41
12	10159,32	0,27508	35,44	88,67	4063,80
11	9978,74	0,27019	36,08	89,29	4035,61
10	9804,56	0,26547	36,72	89,91	4007,82
9	9636,46	0,26092	37,36	90,53	3980,43
8	9474,11	0,25652	38,00	91,15	3953,43
7	9317,25	0,25228	38,64	91,76	3926,81
6	9165,58	0,24817	39,28	92,38	3900,55

5	9018,87	0,24420	39,92	93,00	3874,67
T <sub>1</sub>	De 4 a 6				
	Heat Rate Turbina a Gas	Consumo Especifico Combustible	Eficiencia Térmica	Eficiencia Global Central Cogeneración	Heat Rate Planta Cogeneradora
[ °C ]	[kJ/kWh]	[Nm <sup>3</sup> /kWh]	[%]	[%]	[kJ/kWh]
40	19305,78	0,52273	18,65	45,18	7975,83
39	18992,35	0,51424	18,95	45,48	7922,56
38	18688,94	0,50603	19,26	45,79	7870,00
37	18395,08	0,49807	19,57	46,09	7818,12
36	18110,32	0,49036	19,88	46,39	7766,93
35	17834,26	0,48289	20,19	46,70	7716,41
34	17566,51	0,47564	20,49	47,00	7666,55
33	17306,71	0,46860	20,80	47,31	7617,33
32	17054,52	0,46177	21,11	47,61	7568,75
31	16809,60	0,45514	21,42	47,91	7520,79
30	16571,66	0,44870	21,72	48,22	7473,44
29	16340,41	0,44244	22,03	48,52	7426,69
28	16115,57	0,43635	22,34	48,82	7380,53
27	15896,88	0,43043	22,65	49,13	7334,95
26	15684,10	0,42467	22,95	49,43	7289,95
25	15476,99	0,41906	23,26	49,73	7245,50
24	15275,35	0,41360	23,57	50,04	7201,61
23	15078,95	0,40828	23,87	50,34	7158,26
22	14887,60	0,40310	24,18	50,64	7115,44
21	14701,11	0,39805	24,49	50,94	7073,15
20	14519,30	0,39313	24,79	51,25	7031,37
19	14342,01	0,38833	25,10	51,55	6990,10
18	14169,06	0,38365	25,41	51,85	6949,32
17	14000,30	0,37908	25,71	52,15	6909,04
16	13835,59	0,37462	26,02	52,46	6869,24
15	13674,79	0,37026	26,33	52,76	6829,91
14	13517,75	0,36601	26,63	53,06	6791,05
13	13364,36	0,36186	26,94	53,36	6752,65
12	13214,49	0,35780	27,24	53,66	6714,70
11	13068,02	0,35383	27,55	53,97	6677,20
10	12924,84	0,34996	27,85	54,27	6640,13
9	12784,85	0,34617	28,16	54,57	6603,49
8	12647,94	0,34246	28,46	54,87	6567,28
7	12514,01	0,33883	28,77	55,17	6531,48
6	12382,96	0,33529	29,07	55,47	6496,09
5	12254,72	0,33181	29,38	55,77	6461,11
T <sub>1</sub>	De 6 a 8				
	Heat Rate Turbina a Gas	Consumo Especifico Combustible	Eficiencia Térmica	Eficiencia Global Central Cogeneración	Heat Rate Planta Cogeneradora
[ °C ]	[kJ/kWh]	[Nm <sup>3</sup> /kWh]	[%]	[%]	[kJ/kWh]
40	15589,85	0,42212	23,09	45,33	7950,11
39	15429,70	0,41778	23,33	45,56	7908,58
38	15272,81	0,41353	23,57	45,80	7867,48
37	15119,07	0,40937	23,81	46,04	7826,80
36	14968,41	0,40529	24,05	46,28	7786,55
35	14820,73	0,40129	24,29	46,52	7746,71
34	14675,95	0,39737	24,53	46,75	7707,28
33	14533,98	0,39353	24,77	46,99	7668,25

32	14394,76	0,38976	25,01	47,23	7629,62
31	14258,19	0,38606	25,25	47,47	7591,39
30	14124,21	0,38243	25,49	47,70	7553,54
29	13992,76	0,37887	25,73	47,94	7516,07
28	13863,75	0,37538	25,97	48,18	7478,99
27	13737,13	0,37195	26,21	48,42	7442,27
26	13612,83	0,36859	26,45	48,66	7405,92
25	13490,80	0,36528	26,68	48,89	7369,94
24	13370,97	0,36204	26,92	49,13	7334,31
23	13253,28	0,35885	27,16	49,37	7299,04
22	13137,69	0,35572	27,40	49,61	7264,12
21	13024,14	0,35265	27,64	49,84	7229,54
20	12912,57	0,34963	27,88	50,08	7195,30
19	12802,94	0,34666	28,12	50,32	7161,40
18	12695,20	0,34374	28,36	50,55	7127,83
17	12589,31	0,34087	28,60	50,79	7094,59
16	12485,21	0,33805	28,83	51,03	7061,67
15	12382,87	0,33528	29,07	51,26	7029,07
14	12282,24	0,33256	29,31	51,50	6996,78
13	12183,28	0,32988	29,55	51,74	6964,81
12	12085,96	0,32724	29,79	51,97	6933,14
11	11990,23	0,32465	30,02	52,21	6901,78
10	11896,05	0,32210	30,26	52,45	6870,72
9	11803,40	0,31959	30,50	52,68	6839,95
8	11712,24	0,31712	30,74	52,92	6809,48
7	11622,52	0,31470	30,97	53,15	6779,29
6	11534,23	0,31230	31,21	53,39	6749,39
5	11447,32	0,30995	31,45	53,62	6719,78
<b>De 8 a 10</b>					
<b>T<sub>1</sub></b>	<b>Heat Rate Turbina a Gas</b>	<b>Consumo Especifico Combustible</b>	<b>Eficiencia Térmica</b>	<b>Eficiencia Global Central Cogeneración</b>	<b>Heat Rate Planta Cogeneradora</b>
	<b>[ °C ]</b>	<b>[kJ/kWh]</b>	<b>[Nm<sup>3</sup>/kWh]</b>	<b>[%]</b>	<b>[%]</b>
40	14455,57	0,39140	24,90	45,04	8000,62
39	14332,40	0,38807	25,12	45,25	7962,96
38	14211,32	0,38479	25,33	45,47	7925,65
37	14092,26	0,38157	25,55	45,68	7888,69
36	13975,19	0,37840	25,76	45,89	7852,08
35	13860,05	0,37528	25,97	46,10	7815,80
34	13746,81	0,37221	26,19	46,32	7779,87
33	13635,41	0,36920	26,40	46,53	7744,26
32	13525,82	0,36623	26,62	46,74	7708,99
31	13417,99	0,36331	26,83	46,96	7674,04
30	13311,89	0,36044	27,04	47,17	7639,41
29	13207,46	0,35761	27,26	47,38	7605,10
28	13104,69	0,35483	27,47	47,59	7571,10
27	13003,53	0,35209	27,68	47,81	7537,41
26	12903,94	0,34939	27,90	48,02	7504,03
25	12805,89	0,34674	28,11	48,23	7470,95
24	12709,35	0,34412	28,33	48,44	7438,18
23	12614,28	0,34155	28,54	48,66	7405,70
22	12520,66	0,33901	28,75	48,87	7373,51
21	12428,45	0,33652	28,97	49,08	7341,61
20	12337,61	0,33406	29,18	49,29	7310,00

19	12248,14	0,33164	29,39	49,51	7278,67
18	12159,98	0,32925	29,61	49,72	7247,62
17	12073,13	0,32690	29,82	49,93	7216,85
16	11987,54	0,32458	30,03	50,14	7186,36
15	11903,20	0,32230	30,24	50,35	7156,13
14	11820,08	0,32004	30,46	50,57	7126,17
13	11738,15	0,31783	30,67	50,78	7096,48
12	11657,39	0,31564	30,88	50,99	7067,05
11	11577,78	0,31348	31,09	51,20	7037,87
10	11499,29	0,31136	31,31	51,41	7008,96
9	11421,91	0,30926	31,52	51,62	6980,29
8	11345,60	0,30720	31,73	51,83	6951,88
7	11270,35	0,30516	31,94	52,04	6923,72
6	11196,14	0,30315	32,15	52,26	6895,79
5	11122,95	0,30117	32,37	52,47	6868,12
	<b>De 10 a 12</b>				
<b>T<sub>1</sub></b>	<b>Heat Rate Turbina a Gas</b>	<b>Consumo Especifico Combustible</b>	<b>Eficiencia Térmica</b>	<b>Eficiencia Global Central Cogeneración</b>	<b>Heat Rate Planta Cogeneradora</b>
<b>[ °C ]</b>	<b>[kJ/kWh]</b>	<b>[Nm<sup>3</sup>/kWh]</b>	<b>[%]</b>	<b>[%]</b>	<b>[kJ/kWh]</b>
40	13044,40	0,35319	27,60	48,26	7466,96
39	12958,88	0,35088	27,78	48,44	7438,98
38	12874,48	0,34859	27,96	48,62	7411,21
37	12791,17	0,34634	28,14	48,80	7383,64
36	12708,94	0,34411	28,33	48,98	7356,28
35	12627,76	0,34191	28,51	49,17	7329,12
34	12547,62	0,33974	28,69	49,35	7302,17
33	12468,50	0,33760	28,87	49,53	7275,41
32	12390,38	0,33549	29,05	49,71	7248,86
31	12313,25	0,33340	29,24	49,89	7222,50
30	12237,08	0,33134	29,42	50,07	7196,33
29	12161,86	0,32930	29,60	50,25	7170,36
28	12087,58	0,32729	29,78	50,44	7144,59
27	12014,22	0,32530	29,96	50,62	7119,00
26	11941,75	0,32334	30,15	50,80	7093,60
25	11870,18	0,32140	30,33	50,98	7068,39
24	11799,48	0,31949	30,51	51,16	7043,36
23	11729,64	0,31760	30,69	51,34	7018,52
22	11660,65	0,31573	30,87	51,52	6993,87
21	11592,48	0,31388	31,05	51,70	6969,39
20	11525,14	0,31206	31,24	51,88	6945,09
19	11458,59	0,31026	31,42	52,06	6920,98
18	11392,84	0,30848	31,60	52,25	6897,03
17	11327,87	0,30672	31,78	52,43	6873,27
16	11263,66	0,30498	31,96	52,61	6849,67
15	11200,21	0,30326	32,14	52,79	6826,25
14	11137,49	0,30156	32,32	52,97	6803,01
13	11075,51	0,29988	32,50	53,15	6779,93
12	11014,24	0,29823	32,68	53,33	6757,01
11	10953,68	0,29659	32,87	53,51	6734,27
10	10893,82	0,29497	33,05	53,69	6711,69
9	10834,64	0,29336	33,23	53,87	6689,27
8	10776,14	0,29178	33,41	54,05	6667,02
7	10718,30	0,29021	33,59	54,23	6644,93

6	10661,11	0,28866	33,77	54,41	6622,99
5	10604,57	0,28713	33,95	54,59	6601,22

Tabla 13 Indicadores de la planta según varía la temperatura de entrada del aire del compresor y organizados por rangos de potencia.

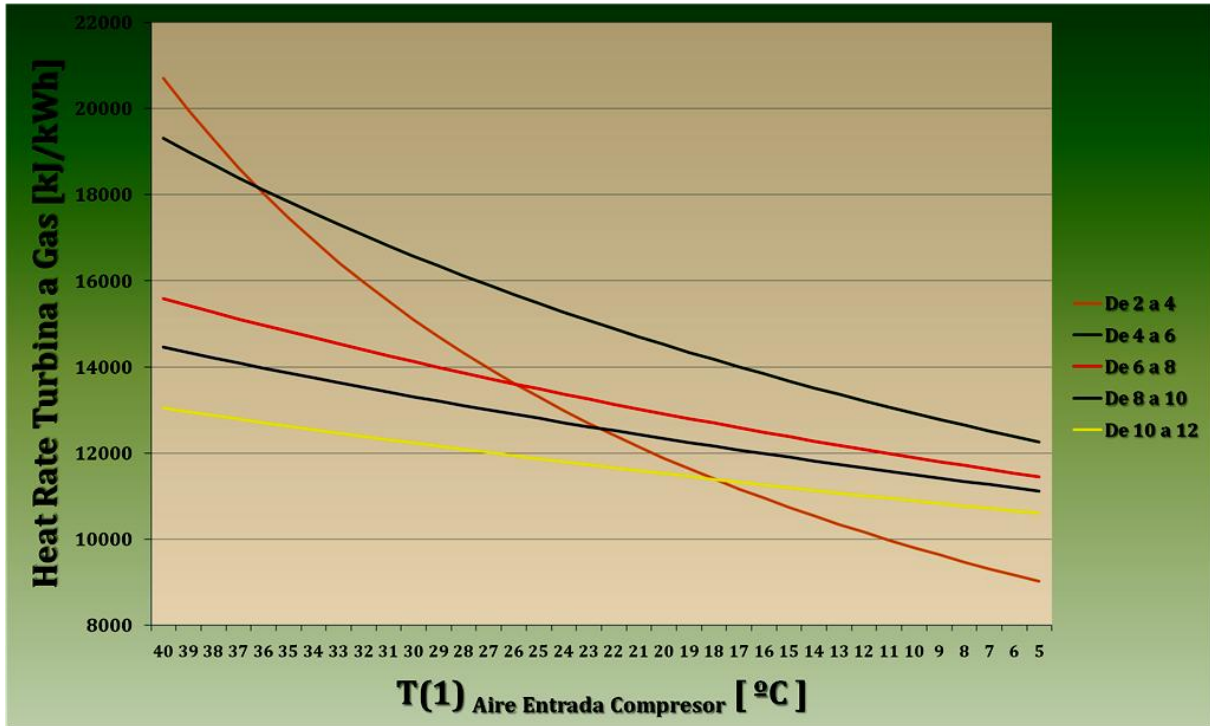


Figura 122 Heat Rate de la Turbina a Gas

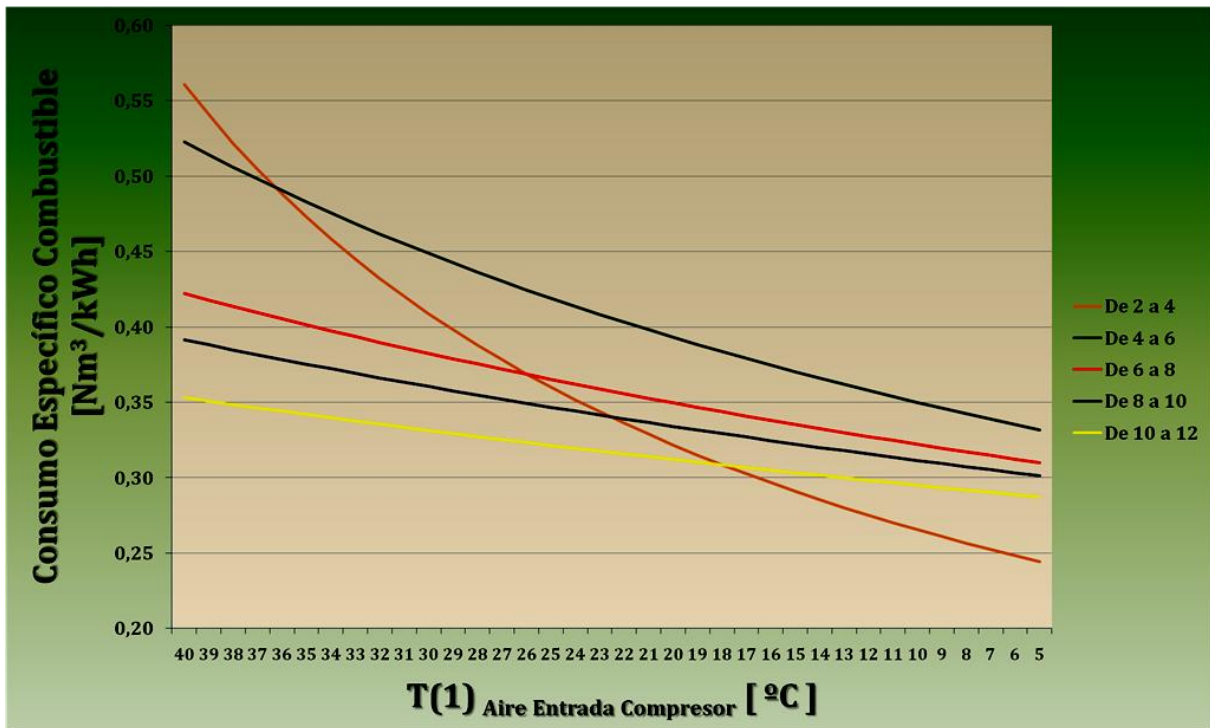


Figura 123 Consumo Especifico de Combustible

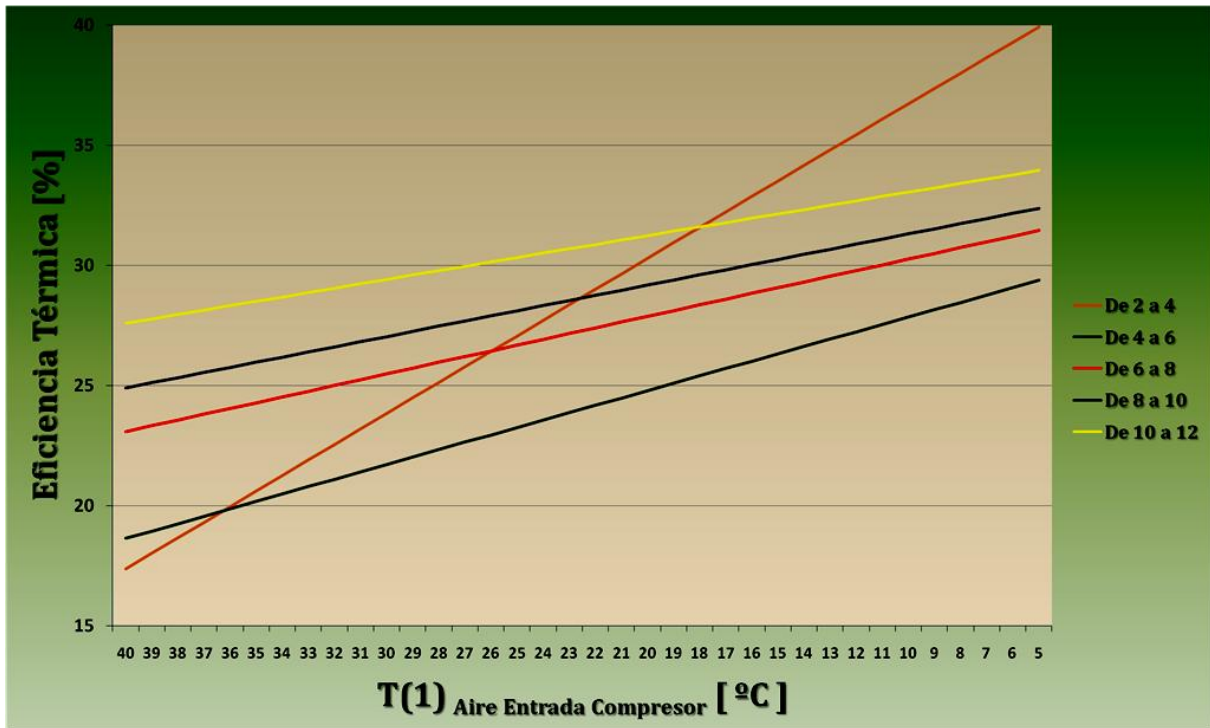


Figura 124 Eficiencia Térmica de la Planta

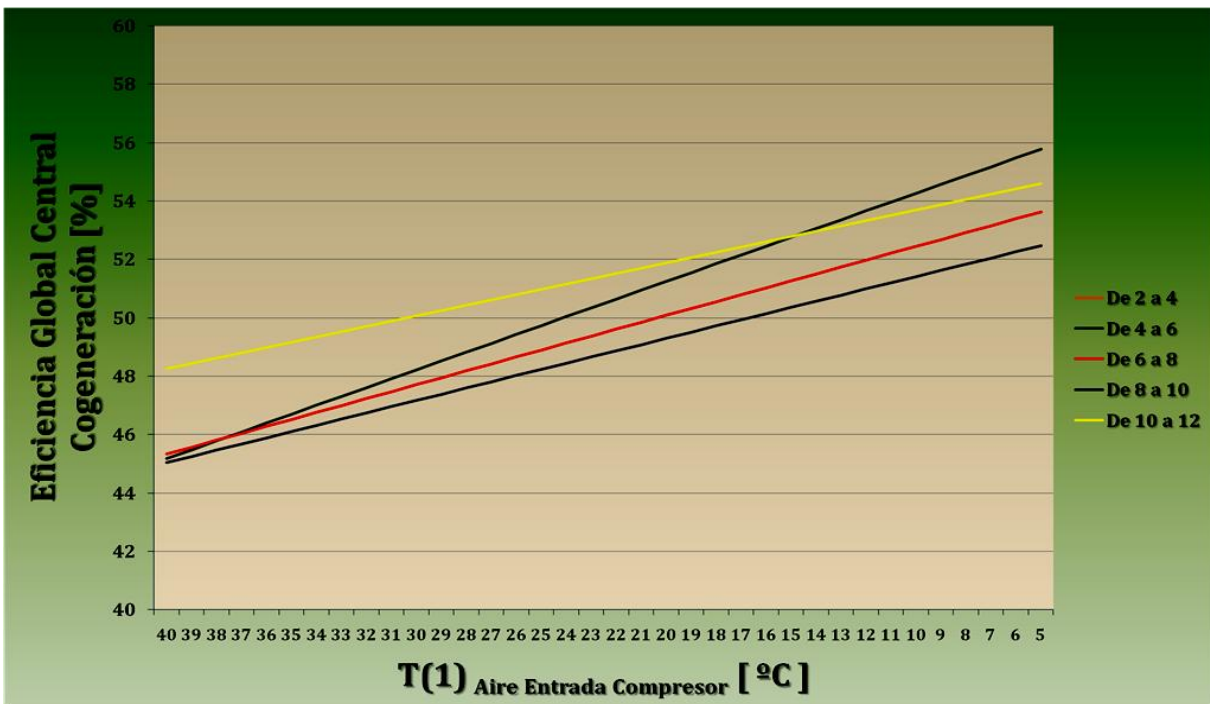


Figura 125 Eficiencia Global de la Central de Cogeneración

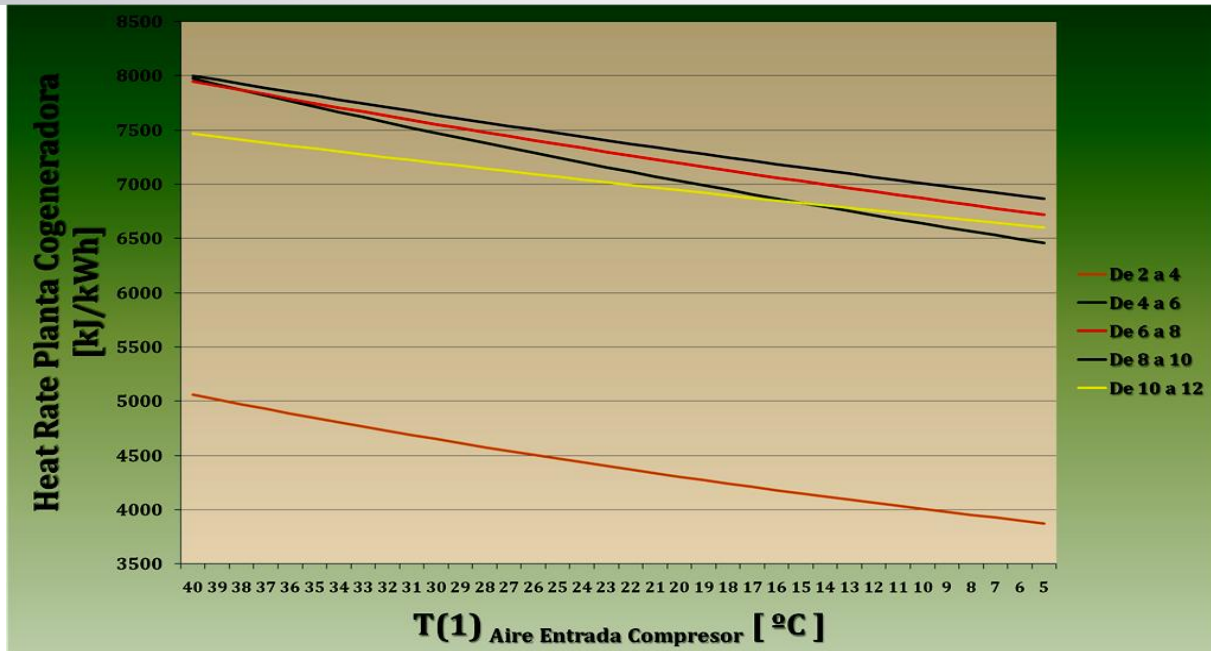


Figura 126 Heat Rate de la Planta Cogeneradora

Se observa evidentemente cómo se logran mejorar los rendimientos en general de la planta a medida que se consigue ir disminuyendo la temperatura de entrada del aire al compresor.

En la figura 122 se observa como el consumo del combustible decrece a medida que la temperatura del aire baja, logrando un consumo mínimo trabajando a plena carga. De igual manera se puede observar que sucede lo mismo con el consumo específico, ya que se ve cómo la curva desciende a medida que la temperatura lo hace. En cuanto a las eficiencias se refiere, se puede evidenciar que a medida que la temperatura del aire disminuye en su valor, la eficiencia térmica y la global de la planta van en franco ascenso. Mientras que el Heat Rate de la planta desciende de manera reciproca a lo que lo hacen las eficiencias. Demostrando de esta manera todo lo expresado en el documento.

Adicionalmente se puede ver que al trabajar a plena carga se obtienen mejores indicadores, ya que tal como se observa en las graficas, las líneas de tendencias, siempre resultan ser mejores y más cercanas a un límite inferior o superior, según sea el caso, de las condiciones idealizadas. Se resume a continuación, los valores en porcentaje de mejora en los indicadores medidos, comparados estos entre los valores arrojados a 40°C y 5°C.

	De 2 a 4	De 4 a 6	De 6 a 8	De 8 a 10	De 10 a 12
<b>Heat Rate Turbina a Gas</b>	↓ 56 %	↓ 37 %	↓ 27 %	↓ 23 %	↓ 19 %
<b>Consumo Especifico Combustible</b>	↓ 56 %	↓ 37 %	↓ 27 %	↓ 23 %	↓ 19 %
<b>Eficiencia Térmica</b>	↑ 130 %	↑ 58 %	↑ 36 %	↑ 30 %	↑ 23 %
<b>Eficiencia Global Cogeneración</b>	↑ 31 %	↑ 23 %	↑ 18 %	↑ 16 %	↑ 13 %
<b>Heat Rate Planta Cogeneradora</b>	↓ 23 %	↓ 19 %	↓ 15 %	↓ 14 %	↓ 12 %

Tabla 14 Porcentaje de mejora en los indicadores comparados entre 40°C y 5°C

Por último, se realizó una evaluación a los indicadores bajo las condiciones de operación actuales y se observa un comportamiento normal, en cuanto a rendimientos, cifras y datos se refiere, aunque por niveles inferiores a los de diseño, por los motivos ya citados. A continuación se presentan los

resultados a través de las tablas obtenidas en el programa de Excel, y se presentan también las figuras que ilustran de una manera más grafica estos datos calculados. Se puede apreciar como a medida que la temperatura de admisión del aire en el compresor, se reduce de manera tendenciosa el Consumo de combustible por hora, el Consumo de calor, y la Eficiencia térmica y de manera similar pero menos evidente, se observa como el Heat Rate de la turbina y de la planta cogeneradora, el Consumo específico del combustible y la Eficiencia global de la central.

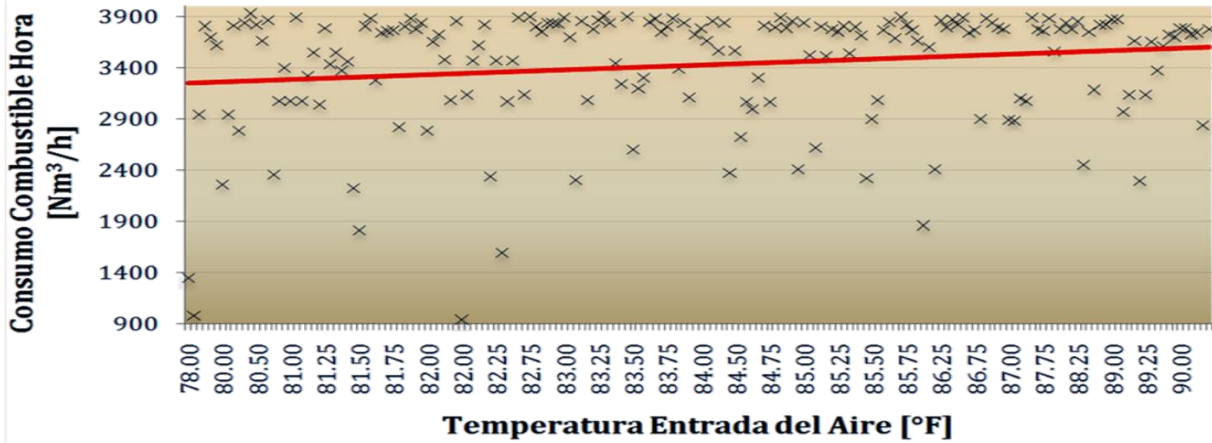


Figura 127 Consumo de Combustible por Hora de la Planta

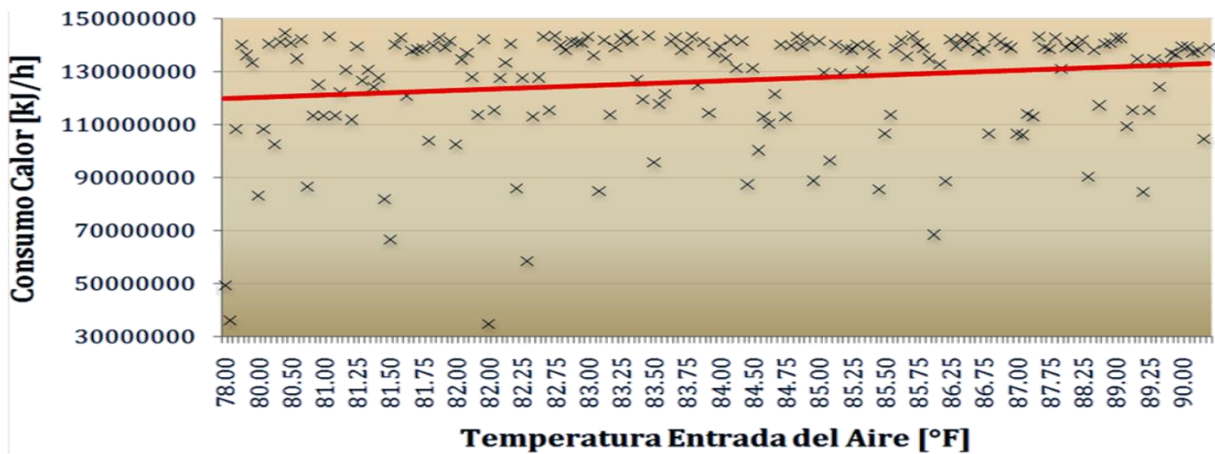


Figura 128 Consumo de Calor de la Planta

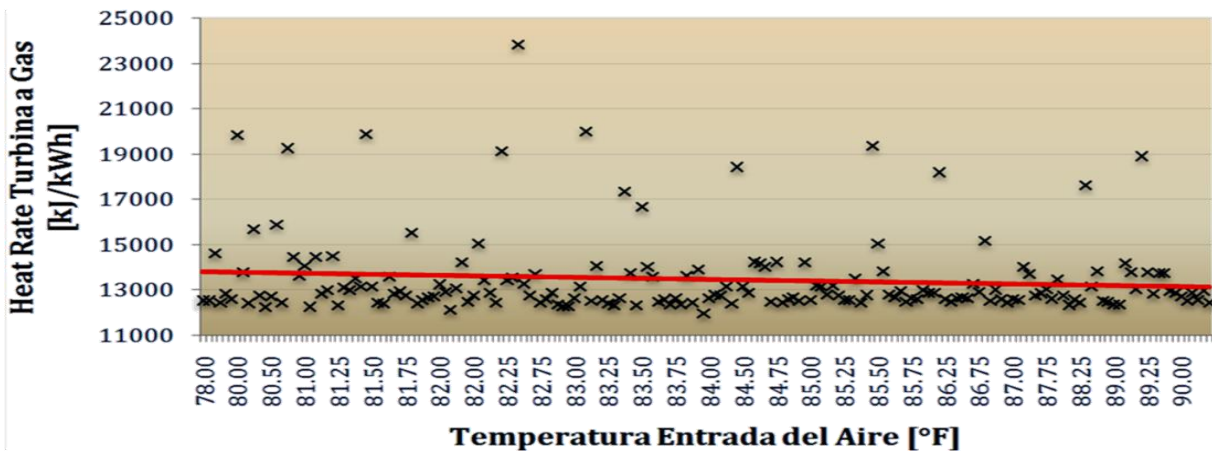


Figura 129 Heat Rate de la turbina a gas



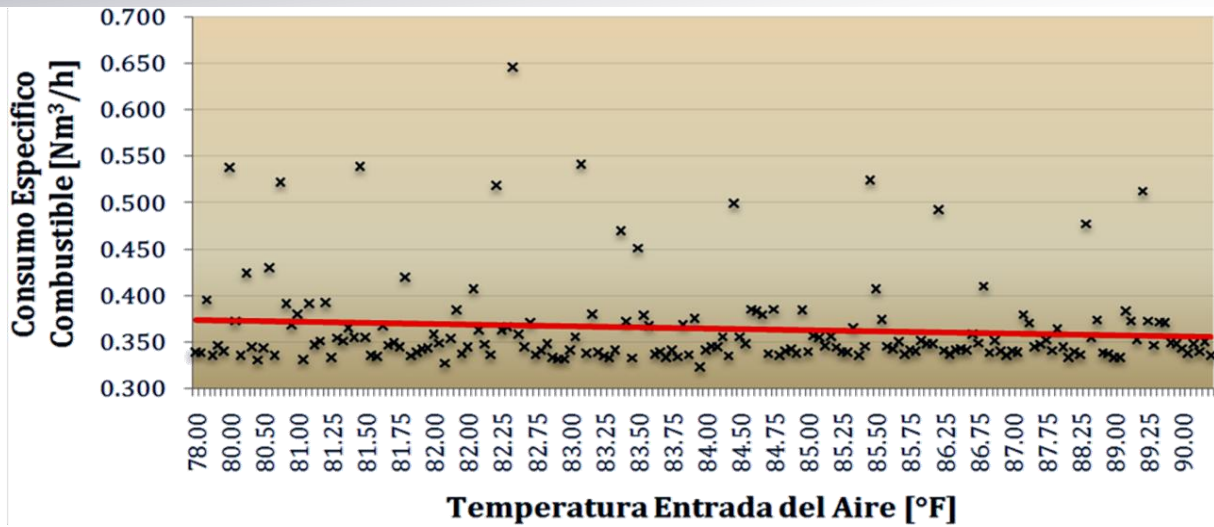


Figura 130 Consumo especifico de combustible de la planta

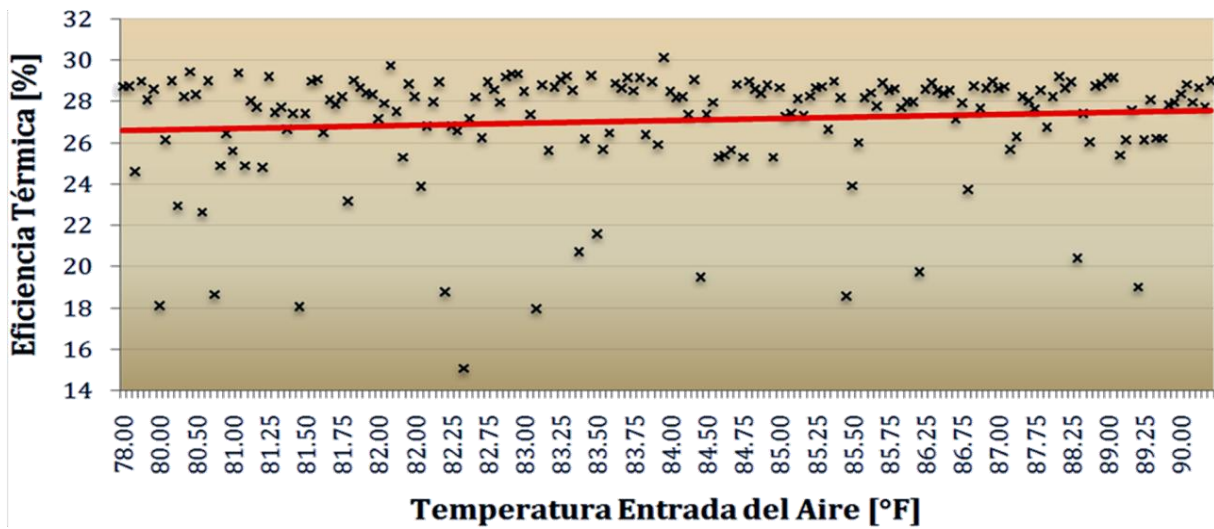


Figura 131 Eficiencia térmica de la planta

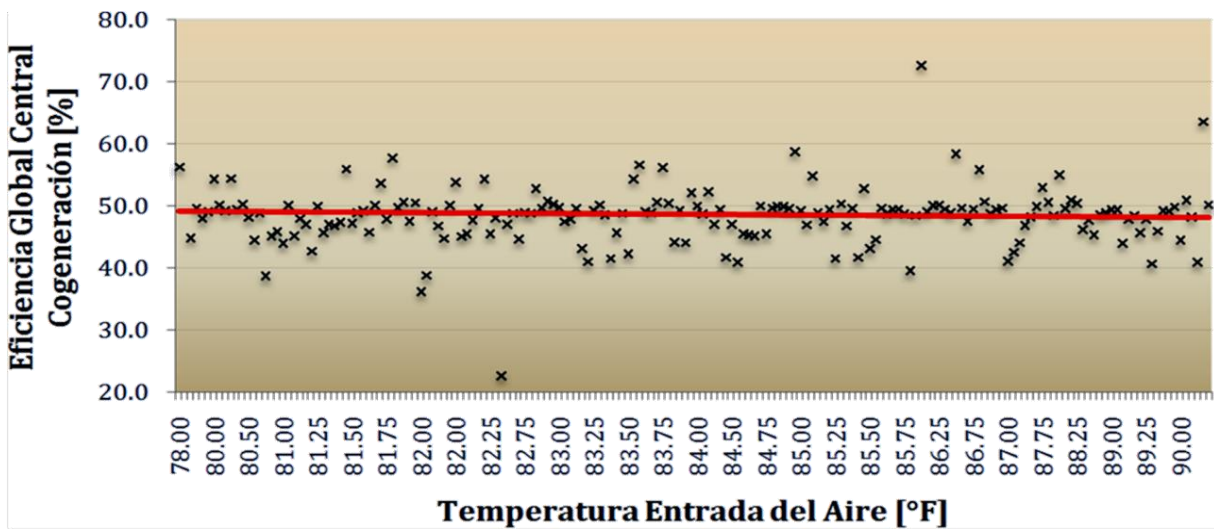


Figura 132 Eficiencia global de la central de Cogeneración

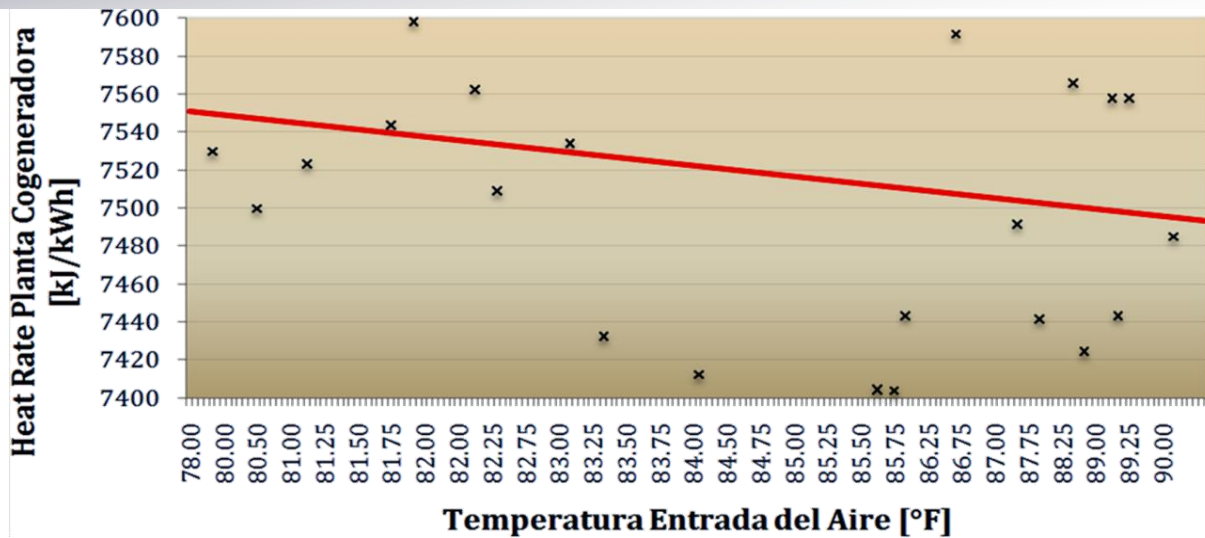


Figura 133 Heat Rate de la central de Cogeneración

### 4.3 Tecnologías de enfriamiento

Se pueden generar una serie de conclusiones en referencia a los sistemas de enfriamiento del aire, basados estos en todo el acervo teórico e investigativo recogido durante la investigación, así como en documentos de estudios técnicos previos a este. Como se ha mencionado, la introducción de un sistema de enfriamiento a la entrada de la turbina de gas implica necesariamente un estudio de viabilidad económica y tecnológica para tener una elección correcta. Sin embargo se hace necesario disponer de una información general o comparativa que nos facilite dicho estudio. Por lo tanto y dado que hemos visto, mediante la teoría, cómo funcionan estos sistemas para varias condiciones operativas, y hemos indagado sobre cada tecnología, se puede llegar a plantear, a modo de resumen, una breve descripción sobre los mismos y presentar las ventajas y desventajas.

#### 4.3.1 Enfriamiento mediante compresión mecánica

La corriente de aire se enfría al hacerla pasar por una serie de intercambiadores donde normalmente circula agua (puede usarse aire) que previamente ha sido enfriada mediante la utilización de enfriadores eléctricos. Los costos de instalación suelen ser caros si se hace necesario obras civiles, los cuales puede llegar hasta los US\$ 100/kW [5]. Los costos de operación son altos. Sin embargo la ganancia de potencia puede llegar a ser de hasta un 15 %.

Como ventajas presentan:

- La temperatura a la entrada del compresor puede llegar a reducirse hasta 5°C, independientemente de las condiciones ambientales.
- No requiere la utilización de una fuente de agua exterior.
- Puede utilizarse en conjunción al TES en plantas de grado de carga variable.

Y las desventajas:

- Normalmente se hace necesaria una obra civil para implementar todos los equipos.
- Consumos eléctricos de equipos auxiliares considerables.

- Requiere secciones a la entrada grandes para los intercambiadores.
- Pérdida de carga adicional considerable.

#### 4.3.2 Enfriamiento mediante sistema de absorción

La corriente de aire se enfría al hacerla pasar por una serie de intercambiadores donde normalmente circula agua enfriada mediante la utilización de un sistema de absorción. Los costos de instalación suelen ser caros, incluso más que los de enfriadores eléctricos. También es necesaria una obra civil lo cual puede llegar a hacer que los costos asciendan hasta los US\$ 100/kW [5]. Los costos de operación son altos. La ganancia de potencia puede llegar a ser de hasta un 15 %.

Como ventajas presentan:

- La temperatura a la entrada del compresor puede llegar a reducirse hasta 5°C, independientemente de las condiciones ambientales.
- No requiere la utilización de una fuente de agua exterior.
- Puede utilizarse en conjunción al TES en plantas de grado de carga variable.
- El rendimiento de planta aumenta si se utiliza en un ciclo combinado, debido a una utilización más eficiente del vapor producido en la HRSG.

Como desventajas presenta:

- Obra civil necesaria para implementar todos los equipos.
- Consumos de auxiliares considerables.
- Requiere secciones a la entrada grandes para los intercambiadores.
- Pérdida de carga adicional considerable.

A continuación se presenta una tabla comparativa entre un sistema de adsorción y de absorción, para tener en consideración en el momento de escoger el mejor método de enfriamiento del aire:

CONCEPTO	ADSORCIÓN (Agua silicagel)	ABSORCIÓN (Br Li) Simple efecto
Temperatura agua caliente	50 a 90°C 70% capacidad nominal, a 70°C	80 a 100°C. 50% capacidad nominal a 80°C, que es la temperatura mínima de funcionamiento económico
Operación continua 24 horas	SI	NO La solución de Br Li incrementa su concentración en operación requiriendo una operación diaria de dilución. Mientras se diluye la máquina no genera frío
Más de 8000 horas operación al año	SI	Las máquinas de Br Li por mtto debe cada 2000 a 3000 horas añadir Li Br, solución e inhibidor de corrosión. Si este mtto no se realiza, la máquina reduce su vida útil a 4 años
Costo de mantenimiento	Bajo	Necesita análisis periódico de componentes. Para una máquina de 100 TR. A 2000 horas 8000€. A 8000 horas, 20000€. Analítica para componente químico 1500€. Normalmente son 4, ello implica costo de 6000€ cada 3000 horas
Mínima temperatura	Sin límite inferior Circuito	Limitada a 22°C (Válvula de control 3 vías)

agua de refrigeración condensador	menor. Más capacidad. No precisa control	
Cambios de carga, carga mínima	Estándar	Control sofisticado necesario. Por ejemplo para cambiar de 100% a 25% el sistema de absorción necesita depósito tampón para agua caliente y control PID para mantener temperatura. Si no, la máquina para
Refrigerante	Agua de boca	Agua destilada
Adsorbente/Absorbente	Silicagel incluido	Li Br 1200€/100 l
Bomba vacío	Automática	Si
Bomba refrigerante	Solo cuando la enfriadora reduce carga	Siempre funciona
Bomba absorbente	N/A	Siempre funciona
Válvulas automáticas	De mariposa	Válvula control 3 vías
COP	0.7	0.7
Corrosión	No	Elevada, aún con buen mantenimiento
Cristalización	N/A	SI por: Baja temperatura agua refrigeración, fugas de aire, pérdida potencia/fallo solución, funcionamiento incorrecto del sistema de control, fallo en la presión de la válvula reductora, pérdida de la fuente térmica
Tiempo de arranque	Entre 0 y 7 minutos	30 minutos
Parada por ciclo de disolución	N/A	15 minutos de PARADA
Inhibidor	NO	SI, hay que controlarlos
Esperanza de vida	Más de 20 años	7 a 9 años
Intervalo de sustitución Adsorbente/Absorbente	No necesita	Cada 4 a 5 años. Caro de reciclar o verter por presencia de metales pesados. Caro de recargar (1200€/100 l)
Sustitución intercambiador	N/A	Dependiendo de los controles de corrosión será necesario
Caldera de refuerzo convencional	No necesita	Obligado por debajo de 85°C
Temperatura agua caliente	Puede operar por debajo de 50°C 90%, 80°C 70% y 70°C 45% a 50°C	Para por debajo de 80°C 50% a 80°C
Caudal de agua refrigeración	Sin problemas de fluctuaciones o temperatura	Necesita que sea estable entre 24 – 30°C
Control carga frigorífica	Integrado en 7 pasos de reducción de carga	Necesita válvula control 3 vías para by-pasear excedentes de agua de retorno. Sobre costo de instalación
Temperatura agua fría	3°C estándar	7°C estándar
Mantenimiento	Nivel aceite. Bomba vacío. Asientos válvulas mariposa cada 3 años	Análisis de líquidos. Bombas. Controles. Caldera apoyo Br Li. Intercambiador. Fugas de aire
Averías	Tipo mecánicas	Tipo químicas y mecánicas
Confiabilidad	Mejor	Menor
Rentabilidad	Mejor	Menor

Tabla 15 Comparación entre los sistemas de Adsorción y Absorción.

#### 4.4 Recomendación

Como resultado del análisis realizado a cada uno de los sistemas de enfriamiento investigados para la elaboración del presente documento, y teniendo en cuenta los resultados arrojados por los cálculos realizados y por la información recogida en la planta tipo de la empresa escogida, se puede sugerir que el método o sistema apropiado para lograr reducir la temperatura del aire en la admisión del compresor de la turbina de gas es un **CHILLER DE ADSORCIÓN**.

Se sugiere este sistema, ya que dentro de las tecnologías investigadas, el sistema de producción de frío ofrece poder llegar a temperaturas por debajo del punto de rocío del sitio evaluado, frente a los sistemas evaporativos; y en el mismo sentido de conveniencias la refrigeración por absorción y adsorción logra reducir más la temperatura a una inversión económica menor y a un costo ambiental inferior que una refrigeración por compresión mecánica.

Ahora bien, entre los sistemas por absorción y adsorción, y teniendo en cuenta la tabla comparativa 15, podemos concluir imperativamente que el sistema por ADSORCIÓN resulta ser muy ventajoso, y económico que el absorptivo, ya que entre muchas otras, presenta las siguientes ventajas:

- Se puede utilizar como fuente térmica los gases calientes resultantes del proceso y no tener que producir energía adicional.
- Puede mantener una operación continua 24 horas del día, frente a la imposibilidad que presenta la solución de Br Li. Así como puede operar más de 8000 horas al año.
- El refrigerante es agua de la red.
- El elemento adsorbente es Silicagel, que viene incluido y no requiere cambios.
- No se genera corrosión ni cristalización.
- El tiempo de arranque o de parada está entre los 0 y 7 minutos.
- No requiere paradas por disolución ni inhibidores.
- La esperanza de vida es de más de 20 años.
- No requiere de elementos o equipos auxiliares tales como bombas ni calderas convencionales.
- El mantenimiento es sencillo y bajo costo. Las averías son de tipo mecánicas únicamente.
- Presenta un nivel de confiabilidad y de rentabilidad mejor.
- No requiere de un operario presencial durante toda su operación.

Como desventaja se presenta que aún no existen muchas empresas dedicadas a la producción de este tipo de chiller y se centran en unas 3 o 4, lo cual hace que su precio no sea tan competitivo, pero si representa una inversión muy baja; y además se presenta una escasez de variedades para encontrar el adecuado.

Con este sistema se logra reducir la temperatura a 5°C (temperatura óptima), obteniendo un aumento de 3.00 MW y una reducción del Heat Rate a 10 MJ/kWh. Lo cual evitaría comprar energía a la red y lograr un ahorro.

## CONCLUSIÓN

- Se logró hacer una evaluación de los indicadores energéticos de la planta, en los estados reales y bajo las condiciones actuales de operación; la evaluación arrojó resultados tácitos de valores por fuera de los parámetros de diseño establecidos por el fabricante. Generando subutilización de su capacidad para producir energía eléctrica hasta por el 21%, ya que a plena carga está suministrando 11850 MW, que equivale 3150 MW.
- Se determinó que el compresor, debido a la temperatura elevada del aire con la que trabaja, 35°C, esta consumiéndose el 60% de lo que la planta genera en potencia eléctrica, esto quiere decir, que de cada 100kW producido, el compresor se consume alrededor de 50 a 60 kW. Esto traducido en los términos reales nos indica que la planta a carga plena está generando entre 30 y 31 MW, pero se comprobó que como el compresor consume alrededor de 19,1 MW, sólo se puede contar con 11,9 MW.
- Se corroboró la información obtenida, referente a que el calor específico varía según la temperatura cambie y que no es recomendable establecer su valor ni fijo ni constante para cualquier análisis. Con información aportada por estudios técnicos de investigaciones científicas se pudo observar que estas variaciones hacen que los resultados presenten diferencias en el orden del 4%, haciendo esto que los cálculos no sean lo suficientemente precisos, ni fiables para operaciones a futuros y para la toma de decisiones.
- Soportados en la metodología y respaldados por los cálculos realizados, se crearon y entregaron curvas de los comportamientos que tendrán los indicadores energéticos de la planta al trabajar a diferentes temperaturas del aire a la entrada del compresor y a diferentes rangos de carga. Los valores que cada curva toma, varían desde los 40°C hasta 5°C, haciendo los análisis primero con las condiciones actuales de operación, luego las condiciones ISO recomendadas y utilizadas para el diseño y por último se le hace un análisis adicional, y es llegar hasta la temperatura de operación recomendable y óptima para obtener los rendimientos deseados y máximos.
- Se comprobó que los índices del compresor se afectan positivamente al momento de disminuir la temperatura de entrada. Es así como se pudo comprobar a través de la gráfica 117, que el trabajo del compresor se ve reducido desde 19184,6529 KJ/s a 40°C hasta unos 17034,8228 KJ/s a 5°C, lo que equivale a un 15% de reducción en el trabajo, lo cual se ve reflejado en la potencia eléctrica generada, ya que esta se aumentará.
- Se encontró que el valor de calor a ser retirado del aire a la entrada del compresor, está entre los 4.275.912,26882 BTU/ h a los 15°C (condición ISO) y de 5983893,45420 BTU/h a los 5°C (condición óptima). Lo anterior equivale en un consumo eléctrico del sistema empleado para enfriar de 356,02 MW para el primer caso (15°C) y de 498,78 MW para el segundo, todos esto es usando un chiller mecánico. Mientras que si se utiliza un chiller de absorción se estaría en el orden de los 0.5 MW para ambos casos.
- Se obtuvieron los valores de ahorro en unidades de medidas y porcentuales de trabajar a diferentes temperaturas (variaciones grado a grado) de los indicadores energéticos,

determinando fehacientemente que estos son afectados positivamente por la reducción de temperatura en ordenes máximos de hasta 30%. Es así como se observó que las eficiencias aumentan en promedio 54% para las térmicas y 30% para la global de la Planta. En sentido contrario, se observó que el consumo específico de combustible decreció un 32% en promedio para la producción de potencia eléctrica entre los 2 y los 12 MW. Y en lo que respecta a los Heat Rate, se encuentra que en la Turbina a Gas se presenta una reducción del 20%, ya que de los 13044,40 kJ/kWh, se llega a los 10604,57 kJ/kWh. Y de manera similar se presenta en el Heat Rate de la Planta Cogeneradora, ya que de los 7466,96 kJ/kWh, se logra reducir a 6601,22 kJ/kWh, lo que equivale a unos 12%. Estos valores logran ciertas variaciones según sea la carga de potencia a trabajar.

- Se hace entrega de un programa en el programa de Excel, el cual permite determinar nuevos indicadores y realizar análisis con solo ingresar la temperatura del aire a la entrada deseada. Este programa es de fácil manejo y muy didáctico, además incluye todas las memorias de cálculo y gráficas de los mismos.
- Se entrega una recopilación de las tecnologías de enfriamiento disponibles, con sus ventajas, desventajas y recomendaciones de operación. Así como sus costos estimados y la capacidad de operación a la que estaría expuesta. Y se recomienda utilizar entre un sistema de Absorción y de Adsorción.

## REFERENCIAS

- [1] EDUCOGEN. *The European Educational Tool on Cogeneration*. 2001. [www.cogen.org/projects/educogen](http://www.cogen.org/projects/educogen)
- [2] HORLOCK, J. H. *Cogeneration: combined heat and power*. Pergamon Press. New York. 1987.
- [3] WARK, K. J. *Termodinámica*. Quinta Edición. Mc-Graw Hill. New York. 1996.
- [4] CONUEE. *Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía – Cogeneración*. 2010. [www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA\\_25\\_cogeneracion](http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA_25_cogeneracion)
- [5] LI KAM, W. PRIDDY, A. P. *Power Plant System Design*. John Wiley & Sons, Inc. New York. 1985.
- [6] COPPARI, N. R. GÓMEZ DE SOLER, S. M. RAMILO, L. B. *Boletín Energético CNEA*. 2006. [www.cnea.gov.ar/xxi/energe/b7/artic1](http://www.cnea.gov.ar/xxi/energe/b7/artic1)
- [7] BALLING, L. JOYCE, J. S. RUKES, B. *The New Generation of Advanced GUD Combined-Cycle Power Plants*. Siemens Power Journal. 1995.
- [8] FERNÁNDEZ DIEZ, P. *Termodinámica técnica; capítulo XXX. Ciclos Combinados, Recuperación de Calor Residual y otros sistemas*. es.libros.redsauce.net.
- [9] NOVOA GÓMEZ, F. G. *Desarrollo de un Software Virtual del Funcionamiento de una Turbina a Gas*. Universidad de América. Bogotá. 2002.
- [10] DEL RAZO HERNÁNDEZ, A. *Sistemas Neumáticos e Hidráulicos: Apuntes de Teoría*. Editorial UPIICSA. México D.F. 2001.
- [11] DEPPERT, W. STOLL, K. *Aplicaciones de Neumática y Dispositivo Neumáticos*. Editorial Marcombo. Barcelona. 1991.
- [12] GUILLÉN SALVADOR, Antonio. *Introducción a la Neumática*. Editorial Marcombo - Boixerau Editores. Barcelona – México. 1988.
- [13] [www.textoscientificos.com](http://www.textoscientificos.com). 2005
- [14] CHAMBADAL, P. *Los Compresores*. Editorial Labor. Barcelona. 1973.
- [15] ROSALER, R. C. *Manual del Ingeniero de Planta*. 2 Edición. McGraw-Hill. 1997.
- [16] CAPELLA CASTRO, M. VÁSQUEZ SANTOS, D. *Ingeniería & Desarrollo*. Editorial Universidad del Norte. Barranquilla. 2000
- [17] TURBINE INLET COOLING ASSOCIATION. *Technology Overview of Turbine Inlet Cooling*. 2010. [www.turbineinletcooling.org](http://www.turbineinletcooling.org)
- [18] FERNÁNDEZ DÍEZ, P. *Termodinámica técnica; capítulos sobre el aire húmedo y tecnologías de refrigeración*. es.libros.redsauce.net



- [19] SÁNCHEZ LENCERO, T. MUÑOZ BLANCO, A. JIMÉNEZ-ESPADAFOR AGUILAR, F. J. *Apuntes de la asignatura Sistemas de Producción de Potencia de 5º semestre de ingeniería industrial*. Grupo de Máquinas y Motores Térmicos del departamento de Ingeniería Energética de la Universidad de Sevilla.
- [20] CORTES, C. WILLEMS, D. E. *Gas turbine air inlet air cooling techniques: And overview of current technologies*. PowerGEN (Siemens-Westinghouse). Las Vegas. 2003.
- [21] KRAFT, J. E. *Evaporative cooling & wet compression technologies*. Caldwell Energy Company. [www.caldwellenergy.com](http://www.caldwellenergy.com)
- [22] Turbine inlet air chilling. The Stellar Group. York International. [www.thestellargroup.com](http://www.thestellargroup.com)
- [23] ICOGEN. *Cogeneración y Reciclado Energético*. Barcelona. 2011. [www.icogen-sa.com](http://www.icogen-sa.com)
- [24] GONZÁLEZ, M.A. *Process Heat and District Heat Production in Cogeneration Plants*. Editorial Universidad Nacional de Colombia. Bogotá D.C. 2003.
- [25] SDG S.A. *Catalogo de Tecnologías – Plantas de Trigeneración*. 2009.
- [26] Transformer Book. [leeh.ee.tut.fi](http://leeh.ee.tut.fi)
- [27] ASCHNER, F. S. *Planning Fundamentals of Thermal Power Plants*. John Wiley & Sons, Inc. New York. 1978
- [28] GE Power Generation. *37 GE Turbine State of the Art Technology Seminar*. 1993
- [29] FRANGOPOULOS, C. A. *Application of the Thermo-economic Functional Approach to the CGAM Problem*. 1994
- [30] BACKMAN, J, *Jaakko Larjola. Kaasuturbiinikyttökennät ja niiden laskenta*. Lappeenranta. 2002.
- [31] TURNS, S. R. *An Introduction to Combustion*. Mc Graw - Hill. 1996.
- [32] FRANGOPOULOS, C. A. VALERO, A. TSATSARONIS, G. SPAKOVSKY, M. *CGAM Problem: Definition and Conventional Solution*.
- [33] Paroscientific Inc. Precision Pressure Instrumentation. *Calculation of Dew Point*. [www.paroscientific.com/dewpoint](http://www.paroscientific.com/dewpoint)
- [34] WALSH, P. P. FLETCHER, P. *Gas Turbine Performance*. Blackwell Science. 1998.
- [35] WÖRRLEIN, K. *Seminar in Flugantriebe. Fachgebiet Gasturbinen und Flugantriebe*. Technische Universität Darmstadt. Auflage 2000 - 2001.
- [36] CORDES, G. *Strömungstechnik der gasbeaufschlagten Axial turbine*. Springer-Verlag. Berlin.1963
- [37] KEARTON, W. J. *Steam Turbine Theory and Practice*. 7 edición. Editorial Sir Isaac Pitmain & Sons Ltd. Londres. 1961

- [38] SHLYAKHIN, P. *Steam Turbine: Theory and Design*. Monografía. Moscú. Peace Publishes. 1962.
- [39] EASTOP, T. D. *Applied thermodynamics for engineering technologists*. 5 edición. Longman. Edimburgo. 1993.
- [40] TOZER, R. JAMES, R. W. *Fundamental thermodynamics of ideal absorption cycles*. International Journal of Refrigeration. 1997.
- [41] TOZER, R. JAMES, R. W. *Heat powered refrigeration cycles. Applied Thermal Engineering*. 1998.
- [42] HEROLD, K. *Examination and Reconciliation of Aqueous LiBr Thermodynamic Property Data*. Center for Environmental Energy Engineering (CEEE).
- [43] An introduction to absorption cooling. Good Practice Guide 256. Energy Efficiency Enquiries Bureau. 1999
- [44] [www.wordreference.com](http://www.wordreference.com)
- [45] SULLIVAN, W. BONTADELLI, J. WICKS, E. *Engineering economy*. Prentice Hall. New Jersey. 2000.
- [46] [www3.gov.ab.ca/cio/costbenefit/cb\\_capit](http://www3.gov.ab.ca/cio/costbenefit/cb_capit)
- [47] [www.banrep.gov.co](http://www.banrep.gov.co)
- [48] [www.m-w.com/cgi-bin/dictionary](http://www.m-w.com/cgi-bin/dictionary)
- [49] [www.upme.gov.co/GeneradorConsultas](http://www.upme.gov.co/GeneradorConsultas)
- [50] Global Financial Data, Inc. [www.globalfindata.com](http://www.globalfindata.com)
- [51] Vamed-Kmb Krankenhausmanagement und Betriebsführungsgesellschaft m. b. H. Wiener Allgemeines Krankenhaus, Energiebericht. Viena. 2000.
- [52] Regional Economic Research, Inc. (RER). EShapes™. [www.rer.com/eshapes](http://www.rer.com/eshapes)
- [53] Bureau of Labour Statistics of the U.S. Department of Labour (BLS) [data.bls.gov](http://data.bls.gov)
- [54] DE GROOT, A. TILLEMANS, F. GREGOIRE PADRO, C. E. SPATH, P. *Hydrogen Systems for Residential Developments*. World Energy Council 18<sup>th</sup> Congress. Buenos Aires. 2001.
- [55] BALLI, O. ARAS, H. HEPBASLI, A. *Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a trigeneration (TRIGEN) system with a gas-diesel engine: Part II – An application*. Energy Conversion and Management. An International Journal. 2010

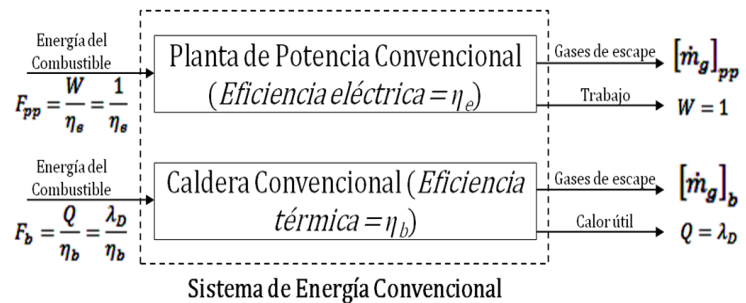
# ANEXOS

## ANEXO 1

## Comparación entre Cogeneración y Generación Convencional de Energía

Se puede ver en la Figura 1-2, la producción separada de electricidad y de un sistema convencional de energía (planta de electricidad convencional y caldera convencional).

Para ilustrar mejor el desempeño, la demanda de electricidad ( $W$ ) es igual a la unidad. La energía total de combustible requerida en un sistema convencional es por consiguiente:



Producción separada de electricidad y calor producida por un sistema convencional de energía.

$$\text{Energía del combustible} = F_c = F_{pp} + F_b = \frac{1}{\eta_e} + \frac{\lambda_D}{\eta_b} = \frac{\eta_b + \lambda_D \eta_e}{\eta_e \eta_b}$$

El flujo másico de combustible requerido en un sistema de energía convencional es:

$$\text{Flujo másico de combustible (planta de electricidad)} = [\dot{m}_f]_{pp} = \frac{F_{pp}}{H_U}$$

$$\text{Flujo másico de combustible (caldera)} = [\dot{m}_f]_b = \frac{F_b}{H_U}$$

$$\text{Flujo másico total de combustible} = \dot{m}_{fc} = \frac{F_{pp} + F_b}{H_U} = \frac{F_c}{H_U}$$

La eficiencia total de un sistema convencional de energía (usualmente llamado factor de utilización de energía) es:

$$\text{Eficiencia total} = \eta_{tc} = \frac{W + Q}{F_c} = \frac{1 + \lambda_D}{F_c} = \frac{(1 + \lambda_D)(\eta_e \eta_b)}{\eta_b + \lambda_D \eta_e}$$

Las emisiones de dióxido de carbono de un sistema convencional de energía son:

$$\text{Emisiones de dióxido de carbono (planta de electricidad)} = \mu_{CO_2} [\dot{m}_f]_{pp} = \frac{\mu_{CO_2} F_{pp}}{H_U}$$

$$\text{Emisiones de dióxido de carbono (caldera)} = \mu_{CO_2} [\dot{m}_f]_b = \frac{\mu_{CO_2} F_b}{H_U}$$

$$\text{Emisiones totales de dióxido de carbono} = \mu_{CO_2} \dot{m}_{fc} = \frac{\mu_{CO_2} (F_{pp} + F_b)}{H_U} = \frac{\mu_{CO_2} F_c}{H_U}$$

## ANEXO 2

Algunos conceptos importantes sobre la termodinámica del aire húmedo:

- ✓ **Punto de rocío:** un constituyente importante que existe en el aire, es el vapor de agua, el cual puede encontrarse en forma de vapor saturado seco o sobrecalentado. Cuando el aire se enfría a presión constante, suponiendo que el vapor de agua se encuentra inicialmente sobrecalentado, el enfriamiento de todos los constituyentes se realiza, (incluido el vapor de agua), a presión constante, porque la composición de la mezcla gaseosa no sufre modificación. Al continuar el enfriamiento llega un momento en que el vapor de agua alcanza el estado de saturación, y una disminución posterior de la temperatura da lugar a la condensación del vapor de agua, modificándose entonces la composición de la fase gaseosa. La temperatura a la cual aparece agua líquida se denomina punto de rocío.
- ✓ **Temperatura seca:** por encima del punto de rocío, el vapor se encuentra sobrecalentado a una temperatura denominada temperatura seca, que se mide con un termómetro normal. Entre el punto de rocío y la temperatura seca del aire en cuestión, si se enfría el vapor, manteniéndose constante la presión parcial del vapor de agua; al alcanzarse el punto de rocío, el vapor de agua recalentado se ha convertido en vapor saturado seco; si la temperatura del aire sigue disminuyendo, para valores inferiores al punto de rocío, el aire seguirá estando saturado, aunque la presión parcial del vapor de agua en el intervalo comprendido entre los puntos anteriores disminuye progresivamente debido a la condensación.
- ✓ **Humedad relativa:** se define la humedad relativa del aire húmedo temperatura a  $T$  como:

$$\phi = \frac{(\text{masa del vapor de agua contenido en el aire})}{(\text{máxima cantidad de agua que acepta el aire a } T)}$$

El valor de la humedad relativa oscila entre 0% - 100% (valor en el punto de rocío).

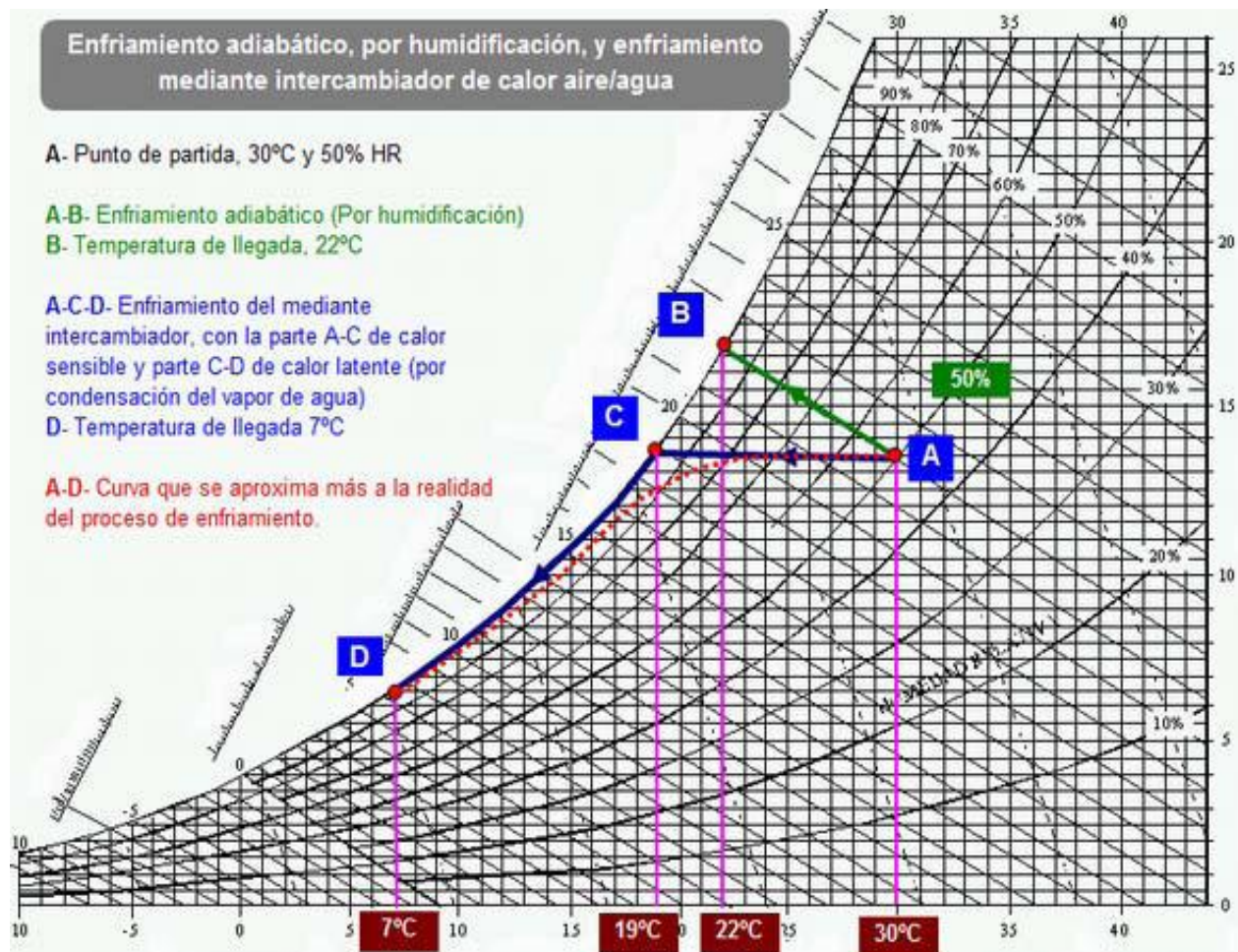
- ✓ **Humedad específica o absoluta:** es la cantidad de vapor de agua en masa por unidad de masa de aire seco.
- ✓ **Grado de saturación:** relación entre humedad absoluta del aire y la humedad absoluta que tendría el aire a la temperatura de la muestra y 100% de humedad relativa.

**Temperatura de bulbo húmedo:** un aparato muy importante en la termodinámica del aire húmedo son los *psicrómetros*. Los psicrómetros son aparatos destinados a la medida de la humedad del aire; constan de dos termómetros de mercurio, uno seco y otro húmedo. El termómetro húmedo difiere del seco en que su depósito de mercurio (bulbo) está envuelto en una mecha de tela mojada en agua. Cuando la corriente de aire húmedo incide sobre los bulbos de estos termómetros, el termómetro seco indica la temperatura del aire húmedo (*es la medida del calor sensible del aire*), mientras que el termómetro húmedo indica la temperatura a que está el agua contenida en la gasa húmeda que envuelve su bulbo; está claro que, cuando el aire sopla sobre el termómetro húmedo, el agua se evapora de la superficie de la mecha mojada (si es aire húmedo o está saturado).

la situación de una turbina de gas en un lugar con aire ambiente a 30°C de temperatura y humedad relativa del 50% (punto A) La forma de mejorar la potencia de la turbina, como se ha visto, consiste en provocar el enfriamiento del aire de admisión a la misma, para aumentar su densidad y, por tanto, el caudal másico del comburente. [23]

Si se elige el proceso de enfriamiento adiabático, por humidificación, sólo se podrá conseguir reducir la temperatura hasta la del bulbo húmedo (Punto B), es decir a 22°C, pero mediante un intercambiador aire/agua, se puede llegar a una temperatura mucho más baja, llegando primero al punto de rocío (C) y posteriormente al punto D, es decir a una temperatura hasta de 7°C, haciendo incrementar la potencia de la turbina de un modo considerable, en función del tipo de turbina de que se trate.

El proceso de enfriamiento que se aproxima más a la realidad está señalado con la línea de puntos de color rojo. La refrigeración sigue inicialmente una línea de humedad específica constante, cuando se aproxima a la saturación, el agua empieza a condensarse de golpe por lo cual se emplean disipadores de niebla. Más intercambiadores de calor enfrían el condensado y el aire, y provoca más condensación. A causa del calor de vaporización relativamente alto del agua, la mayoría de la energía de refrigeración en esta región va a condensación y poco a reducir la temperatura.



**Interpretación de la carta psicométrica.**

Los diagramas que relacionan las diferentes características del aire húmedo se conocen con el nombre de “Cartas Psicométricas”.

Los datos esenciales de la carta psicométricas son los siguientes:

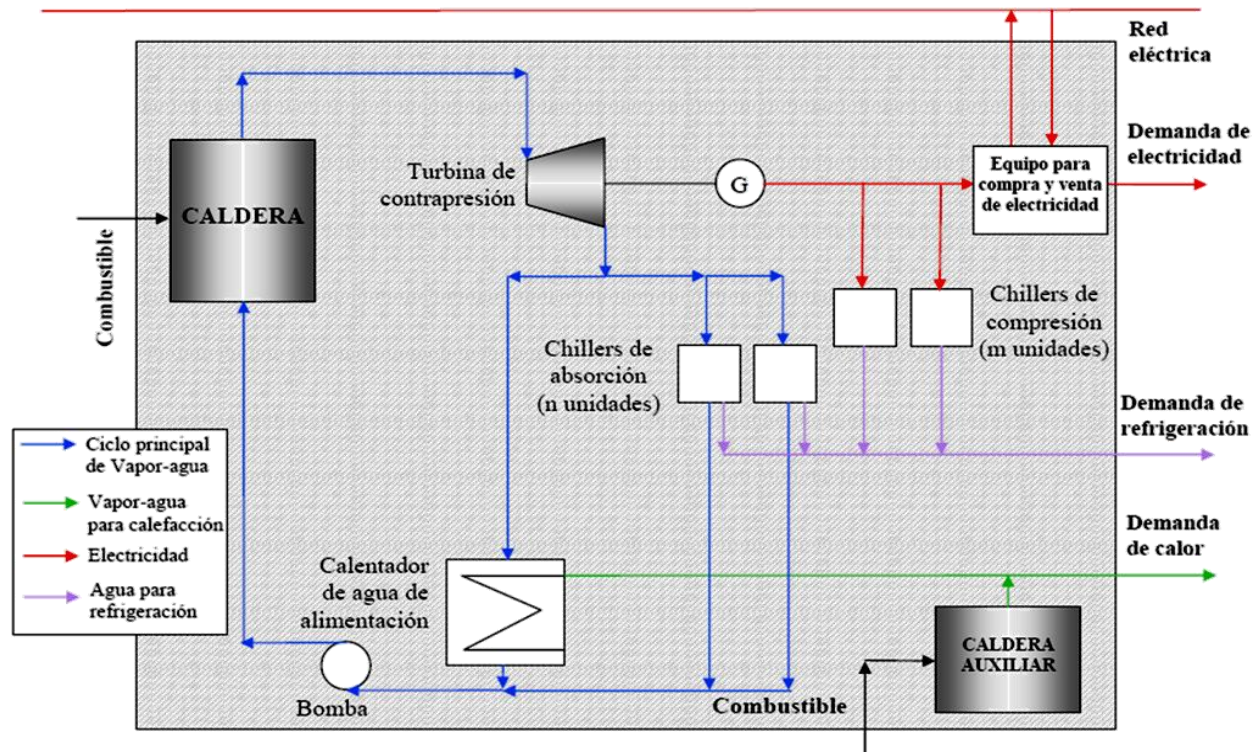
- Temperatura de bulbo seco ( $T_{bs}$ ) sobre la abscisa de la carta (línea horizontal inferior).
- Contenido de agua en el aire, sobre las ordenadas, al lado derecho de la carta.
- Curva de saturación. Curva cóncava hacia arriba en el extremo izquierdo del diagrama.
- Curvas de humedad relativa ( $hr$ ), curvas cóncavas hacia arriba en el interior del diagrama.

Temperaturas de bulbo húmedo ( $T_{bh}$ ). Rectas de pendiente negativa que comienzan en la curva de saturación y descienden en la medida que  $T_{bs}$  aumenta. Estas rectas se denominan también “líneas de saturación adiabáticas” debido a que a  $T_{bh}$  constante no existe transferencia neta de calor entre el bulbo húmedo y sus alrededores. [23]

## ANEXO 3

## Modelo económico de Trigeneración

El modelo de trigeneración fue hecho para un sistema con turbina de vapor a contrapresión, con los equipos auxiliares de una caldera auxiliar y refrigeradores de compresión y de absorción. La Figura 66 muestra el sistema de trigeneración.



Sistema de trigeneración con turbina de vapor a contrapresión.

Este modelo fue diseñado para proveer los tres tipos de energía: electricidad, calor y enfriamiento. La potencia se genera en una turbina de vapor y el sistema tiene la posibilidad de comprar o vender electricidad de y a la red de distribución de electricidad. El vapor que sale de la turbina se divide en dos caminos, uno al calentador del agua de alimentación y otro a los refrigeradores de absorción. El calentador del agua de alimentación es el equipo que le provee calor al usuario.

La demanda de frío se cumple con dos conjuntos de equipos: el conjunto de refrigeradores de absorción (quienes toman el vapor que sale de la turbina) y el conjunto de refrigeradores por compresión (toman la potencia de la turbina de vapor). El modelo de trigeneración consta de dos pasos, en el primero, con el pre modelo se calcula la relación calor-potencia y en el segundo, el modelo completo, y se calcula el tamaño y operación de los equipos. Los objetivos principales del modelo de trigeneración se plantean a continuación:

PREMODELO DE TRIGENERACION	MODELO COMPLETO DE TRIGENERACION
Calcula la relación entre calor y potencia óptima desde el punto de vista económico,	Define el tamaño de los componentes del sistema con turbina de vapor a contrapresión.



teniendo en cuenta que el vapor funciona todo el tiempo a carga plena.	Calcula la energía generada por el sistema de turbina de vapor en todos los periodos.
	Define la potencia vendida o comprada por el sistema en todos los periodos.
	Define el tamaño de la caldera auxiliar y el calor adicional generado en todos los periodos.
	Define el tamaño de los refrigeradores por absorción y por compresión, al igual que el número de unidades que deben estar en servicios en cada periodo.

**Objetivos del modelo de Trigeneración.**

<b>PREMODELO DE TRIGENERACION</b>	<b>MODELO COMPLETO DE TRIGENERACION</b>
La turbina de vapor a contrapresión funciona a carga plena todo el tiempo.	El desempeño a carga parcial del sistema con turbina de vapor a contrapresión se asume tal como en la Figura 42.
El precio de compra de equipos se expresa en términos de cada uno de los componentes del sistema con turbina de vapor a contrapresión (caldera principal, turbina de vapor, calentador de agua de alimentación, etc.).	El punto de diseño se define con la relación calor-potencia, la eficiencia isentrópica de la turbina de vapor, la temperatura de salida, la presión y temperatura de la entrada, siendo estos dos últimos especificados para tres casos distintos.
La demanda de frío se suple con agua a 5°C.	La relación calor-potencia del sistema ya está predefinida por el pre modelo.
El vapor que deja la turbina de vapor se usó como fuente de calor en el generador de los refrigeradores de absorción y para la transferencia de calor al agua para calefacción.	La turbina de vapor puede operar a carga parcial; el límite inferior para la potencia neta entregada en cada periodo es 75% del valor nominal neto de la potencia entregada.
Uso de la caldera auxiliar en un pico de demanda.	El COP se asumió constante para los refrigeradores de compresión y de absorción. Para absorción fue usado 0.68 y para los refrigeradores de compresión 4.5.
El coeficiente de desempeño (COP) se tomó como constante para los refrigeradores de absorción y compresión. $COP_{Absorción} = 0.68$ , $COP_{Compresión} = 4.5$	El vapor que sale de la turbina de vapor se usó como fuente de calor en el generador de los refrigeradores de absorción y para la transferencia de calor al agua. La demanda de frío se suple con agua fría a 5°C.
Posibilidad de comprar y vender electricidad.	Uso de la caldera auxiliar en un pico de demanda.
	Posibilidad de comprar y vender electricidad.

**Suposiciones hechas para el pre modelo y el modelo completo de un sistema de trigeneración.**

La función objetivo del pre modelo y el modelo completo están expresadas en las Tabla 22 y 23. En el

modelo completo la generación de potencia de la turbina varía para cada periodo de tiempo.

<b>Función objetivo (minimizadas)</b>	$Costos\ totales\ anualizados\ (\Phi_T) = C.\ de\ diseño\ (\Phi_D) + C.\ de\ operación\ (\Phi_O)$
<b>Costo de diseño (<math>\Phi_D</math>)</b>	$\Phi_D = \varphi \cdot \psi \cdot [Z_{MB} + Z_{ST} + Z_{FH} + Z_{AB} + Z_{CG} + (\eta_{AC} \cdot Z_{AC}) + (\eta_{CC} \cdot Z_{CC})]$
<b>Costo de operación (<math>\Phi_O</math>)</b>	$\Phi_O = [(C_f \dot{m}_f)(8000\ horas)] + \sum_{n=1}^4 [C_{BY} \dot{W}_{BY} + C_S \dot{W}_S + C_{AH} \dot{Q}_{AH} + (C_{CTA} \cdot n_{AC} \cdot Y_{AC}) + (C_{CTC} \cdot n_{CC} \cdot Y_{CC})] \cdot \Delta t_n$

**Función objetivo del pre modelo de sistema de trigeneración.**

<b>Función objetivo (minimizadas)</b>	$Costos\ totales\ anualizados\ (\Phi_T) = C.\ de\ diseño\ (\Phi_D) + C.\ de\ operación\ (\Phi_O)$
<b>Costo de diseño (<math>\Phi_D</math>)</b>	$\Phi_D = \varphi \cdot \psi \cdot [Z_{MB} + Z_{ST} + Z_{FH} + Z_{AB} + Z_{CG} + (n_{AC} \cdot Z_{AC}) + (n_{CC} \cdot Z_{CC})]$
<b>Costo de operación (<math>\Phi_O</math>)</b>	$\Phi_O = \sum_{n=1}^4 [C_{BY} \dot{W}_{BY} + C_S \dot{W}_S + C_{AH} \dot{Q}_{AH} + (C_{CTA} \cdot n_{AC} \cdot Y_{AC}) + (C_{CTC} \cdot n_{CC} \cdot Y_{CC})] \cdot \Delta t_n$

**Función objetivo del modelo de sistema de trigeneración.**

Esto se hace teniendo en cuenta que el pre modelo define el valor de la relación calor-potencia y posteriormente son establecidos tres casos diferentes para estudiar en el modelo completo del sistema de trigeneración.

Las ecuaciones que definen los costos de compra de los componentes del sistema de trigeneración, que son las mismas para el pre modelo que para el modelo completo, están resumidas en la Tabla 24. Los correspondientes factores de esas ecuaciones son presentados para el modelo y el pre modelo en la Tabla 25. Las variables de diseño empleadas en el pre modelo y en el modelo completo del sistema de generación están resumidas y presentadas en la Tabla 26. Las variables operacionales del pre modelo y el modelo completo del sistema de trigeneración se listan en la Tabla 27. El flujo másico de combustible en la turbina de vapor a contrapresión puede ser expresado como función de la entrada neta de potencia y de la eficiencia isentrópica de la turbina.

Componentes	Costos de compra
Caldera principal	$Z_{MB} = FU_{MB} \cdot C_{81} \cdot (\dot{Q}_{FH})^{C_{82}} \left[ 1 - \left( \frac{1-C_{83}}{1-\eta_{MB}} \right)^{C_{84}} \right] \cdot \left[ 1 + C_{85} e^{\left( \frac{T_2-C_{86}}{C_{87}} \right)} \right] \cdot \left[ e^{\left( \frac{P_2-C_{88}}{C_{89}} \right)} \right]$
Turbina contra presión	$Z_{ST} = FU_{ST} \cdot C_{91} \cdot (W_{ST})^{C_{92}} \left[ 1 - \left( \frac{1-C_{93}}{1-\eta_{ST}} \right)^{C_{94}} \right] \cdot \left[ 1 + C_{95} e^{\left( \frac{T_2-C_{96}}{C_{97}} \right)} \right]$
Calentador de agua	$Z_{FH} = FU_{FH} \cdot C_{51} \cdot \dot{Q}_{FH}$
Caldera auxiliar	$Z_{AB} = FU_{AB} \cdot C_{61} \cdot \dot{Q}_{AB}^{0.8} \left[ 1 + \left( \frac{1-C_{62}}{1-\eta_{AB}} \right)^{C_{63}} \right]$
Chiller de	$Z_{AC} = (C_{AC1} \cdot Y_{AC} + C_{AC2} \cdot Y_{AC}^{C_{AC3}} + C_{CT1} \cdot Y_{CT1}^{C_{CT2}})$

absorción	
Chiller de compresión	$Z_{CC} = (C_{CC1} \cdot Y_{CC} + C_{CC2} \cdot Y_{CC}^{C_{CC3}} + C_{CT1} \cdot Y_{CT2}^{C_{CT2}})$
Conexión a la red	$Z_{CG} = FU_{CG} \cdot C_{71} \cdot Y_{CG}^{0.6}$

Ecuaciones para calcular los costos de compra de los componentes del pre modelo de sistema de trigeneración.

Componentes	Constantes				
Caldera principal	$FU_{MB} = 1.28$	$C_{61} = 360 \frac{\$}{(KW)^{0.8}}$	$C_{82} = 0.8$	$C_{83} = 0.9$	$C_{84} = 7$
	$C_{85} = 5$	$C_{86} = 866K$	$C_{87} = 10.42K$	$C_{88} = 28bar$	$C_{89} = 150bar$
Turbina contra presión	$FU_{ST} = 1.28$	$C_{91} = 3000 \frac{\$}{(KW)^{0.7}}$	$C_{92} = 0.7$	$C_{93} = 0.95$	
	$C_{94} = 3$	$C_{95} = 5$	$C_{96} = 866K$	$C_{87} = 10.42K$	
Calentador de agua	$FU_{FH} = 1.28$		$C_{51} = 10.4 \frac{\$}{(KW)}$		
Caldera auxiliar	$FU_{AB} = 1.28$	$C_{61} = 560 \frac{\$}{(KW)^{0.8}}$	$C_{62} = 0.9$	$C_{63} = 7$	
Chiller de absorción	$C_{AC1} = 23.0179 \frac{\$}{KW}$	$C_{AC2} = 104.81 \frac{\$}{KW^{-0.32}}$	$C_{AC3} = -0.32$		
Torre de enfriamiento	$C_{AT1} = 6.9651 \frac{\$}{KW^{-0.33}}$		$C_{AT2} = -0.33$		
Chiller de compresión	$C_{CC1} = 20.8077 \frac{\$}{KW}$	$C_{CC2} = 62.62 \frac{\$}{KW^{-0.36}}$	$C_{CC3} = -0.36$		
Conexión a la red	$FU_{CG} = 1.28$		$C_{71} = 1000 \frac{\$}{(KW)^{0.6}}$		

Coefficientes y factores de actualización para calcular los costos de compra de los componentes del pre modelo de sistema de trigeneración.

Componentes	Pre modelo	Modelo
Caldera principal	$Q_{MB}$	$Q_{MB}$
Turbina contra presión	$W_{ST}, \lambda_{ST}$	$W_{ST}(\lambda_{ST})$ Definido en pre modelo
Calentador de agua	$Q_{HF}$	$Q_{HF}$
Caldera auxiliar	$Q_{AB}, \eta_{AB}$	$Q_{AB}, \eta_{AB}$
Chiller de absorción	$Y_{AC}, n_{AC}$	$Y_{AC}, n_{AC}$
Torre de enfriamiento	$Y_{CT1}, Y_{CT2}$	$Y_{CT1}, Y_{CT2}$
Chiller de compresión	$Y_{CC}, n_{CC}$	$Y_{CC}, n_{CC}$
Conexión a la red	$Y_{CG}$	$Y_{CG}$

Variables de diseño del pre modelo y modelo completo del sistema de trigeneración.

Componentes	Pre modelo	Modelo Completo	Descripción
-------------	------------	-----------------	-------------

Turbina contra presión	$W_{ST}$ (Poder de generación de las turbinas en todos los periodos a carga plena)	$W_{ST1}, W_{ST2}, W_{ST3}, W_{ST4}$	Poder de generación de la turbina por periodo a carga parcial
		$\eta_{ST1}, \eta_{ST2}, \eta_{ST3}, \eta_{ST4}$	Eficiencia isentrópica de la turbina por periodo a carga parcial
Calentador de agua	$Q_{FW1}, Q_{FW2}, Q_{FW3}, Q_{FW4}$	$Q_{FW1}, Q_{FW2}, Q_{FW3}, Q_{FW4}$	Calor generado por el calentador por periodo
Conexión a la red	$W_{BY1}, W_{BY2}, W_{BY3}, W_{BY4}$	$W_{BY1}, W_{BY2}, W_{BY3}, W_{BY4}$	Calor comprado al sistema por periodo
	$W_{S1}, W_{S2}, W_{S3}, W_{S4}$	$W_{S1}, W_{S2}, W_{S3}, W_{S4}$	Calor vendido al sistema por periodo
Caldera auxiliar	$W_{AH1}, W_{AH2}, W_{AH3}, W_{AH4}$	$W_{AH1}, W_{AH2}, W_{AH3}, W_{AH4}$	Calor generado por la caldera auxiliar
Chiller de absorción	$n_{AC1}, n_{AC2}, n_{AC3}, n_{AC4}$	$n_{AC1}, n_{AC2}, n_{AC3}, n_{AC4}$	El numero de chiller de absorción en servicio por periodo de tiempo
Chiller de compresión	$n_{CC1}, n_{CC2}, n_{CC3}, n_{CC4}$	$n_{CC1}, n_{CC2}, n_{CC3}, n_{CC4}$	El numero de chiller de compresión en servicio por periodo de tiempo

Variables operacionales del pre modelo y modelo completo del sistema de trigeneración.

La diferencia entre las variables operacionales del pre modelo y del modelo, es que en el pre modelo la turbina trabaja todo el tiempo a plena carga. Pero en el modelo completo, la turbina puede trabajar a carga parcial y por eso mismo la generación de potencia en cada periodo es variable; también la eficiencia isentrópica de la turbina cambia. Los coeficientes de costos de operación para el pre modelo y el modelo completo del sistema de trigeneración se muestran en la Tabla 28.

	$C_f = (\$/kWh)$		$C_{BY}$ $\left(\frac{\$}{kWh}\right)$	$C_S$ $\left(\frac{\$}{kWh}\right)$	$C_{AH}$ $(\$/kWh)$ $(\eta_{AB} = 0.8, \text{Fuel Oil})$	$C_s$ $(\$/kWh)$	$C_s$ $(\$/kWh)$
	Gas Natural	Fuel Oil					
Periodo 1	0.0283349	0.020934	0.1002562	0.0802049	0.026168	0.0220	0.0059
Periodo 2			0.1005528	0.0804422			
Periodo 3			0.1041122	0.0832897			
Periodo 4			0.0990697	0.079255			

Coefficientes de la función de costos operacionales para el pre modelo y el modelo completo del sistema de trigeneración.

Los coeficientes  $C_{CTA}$  y  $C_{CTC}$  representan los costos de operación de las torres de enfriamiento, uno para los refrigeradores por absorción y el otro para los refrigeradores por compresión. Esos costos de operación incluyen el consumo de agua, tratamiento químico, limpieza y mantenimiento y

electricidad para el ventilador. Se encontró en la literatura que los costos de mantenimiento de las torres de enfriamiento aumentan linealmente con la generación de refrigeración.

Las restricciones del pre modelo se pueden citar como:

No negatividad: Las variables de diseño y las operacionales deben ser mayores o iguales a cero.

Requerimientos de demanda: El pre modelo del sistema de trigeneración debe satisfacer las siguientes ecuaciones de energía, para suplir la demanda del usuario (potencia, calefacción y enfriamiento) en cada periodo. La potencia generada por el sistema es la misma en todos los periodos. En este modelo los parámetros termodinámicos de la turbina de vapor a contrapresión están expresados en términos de la salida neta de potencia y la relación calor-potencia.

Demanda de potencia:

$$[W_{ST} - (\eta_{AC} \cdot W_{AC}) - (\eta_{CC} \cdot W_{CC}) - W_{BY} + W_S]_n = (W_{Demandado})_n \quad n = 1, \dots, 4 \quad (154)$$

$$\text{Demanda de calor: } [(\lambda_{ST} \cdot W_{ST}) - (\eta_{AC} \cdot Q_{AC}) + Q_{AC}]_n = (Q_{Demandado})_n \quad n = 1, \dots, 4 \quad (155)$$

$$\text{Demanda de refrigeración: } [(\eta_{AC} \cdot Y_{AC}) + (\eta_{CC} \cdot Y_{CC})]_n = (O_{Demandado})_n \quad n = 1, \dots, 4 \quad (156)$$

Capacidad de los equipos: Con estas restricciones los tamaños de los equipos del sistema con turbina de vapor a contrapresión son limitados.

Ecuaciones termodinámicas: Con esas ecuaciones es posible expresar algunos parámetros como el flujo másico de combustible y la generación de calor en función de la generación de potencia y de la relación calor-potencia. También hay ecuaciones, que relacionan la capacidad de refrigeración de los refrigeradores con el consumo de potencia o de calor. Existen igualmente ecuaciones que relacionan la capacidad de las torres de enfriamiento con la capacidad de refrigeración de los correspondientes refrigeradores.

Variables enteras: Las variables  $n_{AC}$  (número total de refrigeradores de absorción instalados u operando durante cada período),  $n_{CC}$  (número total de refrigeradores de compresión instalados u operando durante cada período) deben ser variables enteras, ya que éstas no pueden adoptar valores fraccionales.

Restricciones físicas: La relación calor-potencia está limitada por las presiones y temperaturas a la entrada y la salida del sistema con turbina de vapor a contrapresión. La temperatura de salida de la turbina es conocida, y con este valor es posible saber los valores máximos y mínimos posibles de la temperatura y presión a la entrada. Con la información previa los límites de la relación calor-potencia se puede definir.

Valor de las variables de operación: Una variable operacional no puede tomar un valor superior a la capacidad de su respectivo equipo. Por ejemplo, una caldera auxiliar no puede producir en un periodo más potencia que la que su tamaño le permite.

Todas las restricciones usadas en el pre modelo del sistema con turbina de vapor a contrapresión están resumidas y presentadas en la Tabla 29.

Las restricciones del modelo se pueden citar como:

No negatividad: Las variables de diseño y las operacionales deben ser mayores o iguales a cero.

Variables enteras: Las variables  $n_{AC}$  (número total de refrigeradores de absorción instalados u operando durante cada período),  $n_{CC}$  (número total de refrigeradores de compresión instalados u operando durante cada período) deben ser variables enteras, ya que éstas no pueden adoptar valores fraccionales.

Requerimientos de demanda: El pre modelo del sistema de trigeneración debe satisfacer las siguientes ecuaciones de energía, para suplir la demanda del usuario (potencia, calefacción y enfriamiento) en cada periodo. La potencia generada por el sistema es la misma en todos los periodos. En este modelo los parámetros termodinámicos de la turbina de vapor a contrapresión están expresados en términos de la salida neta de potencia y la relación calor-potencia.

Demanda de potencia, ecuación (129)

Demanda de calor, ecuación (130)

Demanda de refrigeración, ecuación (131)

Capacidad de los equipos: Con estas restricciones los tamaños de los equipos del sistema con turbina de vapor a contrapresión son limitados.

Ecuaciones termodinámicas: Con esas ecuaciones es posible expresar la generación de energía (electricidad, calor y refrigeración) en términos de algunos parámetros técnicos.

Parámetros On design: La relación calor-potencia calculada en el pre modelo sirve como información de entrada para el modelo completo de trigeneración, que en este último es tratada como una restricción. Con esta relación, se definen los tres casos de estudio, y cada uno de los siguientes parámetros debe entrar al modelo completo.

- Entalpía del vapor a la entrada a la caldera (Estado 1) y a la entrada de la turbina (Estado 2).
- Eficiencia isentrópica de la turbina a carga plena.
- Entalpía ideal del vapor a la salida de la turbina (Estado 3').
- Entalpía del vapor saturado a la salida de la turbina (Estado 3).

Restricciones físicas: La relación calor-potencia está limitada por las presiones y temperaturas a la entrada y la salida del sistema con turbina de vapor a contrapresión. La temperatura de salida de la turbina es conocida y con este valor es posible saber los valores máximos y mínimos posibles de la temperatura y presión a la entrada. Con la información previa los límites de la relación calor-potencia se pueden definir.

Una variable operacional no puede tomar un valor superior a la capacidad de su respectivo equipo.

Restricciones off design: La generación de potencia de la turbina de vapor con carga parcial disminuye la eficiencia isentrópica de la turbina. El desempeño de la turbina de vapor a contrapresión usada en el sistema de trigeneración y trabajando con carga parcial es tratada en la misma forma que el desempeño en el modelo completo de la turbina de vapor cargada parcialmente.

Componentes	Costos de compra
Compresor	$Z_{ACO} = FU_{ACO} \cdot \left( \frac{C_{11} \dot{m}_a}{C_{12} - \eta_{ACO}} \right) \cdot r_c \cdot \ln(r_c)$
Cámara de combustión	$Z_{CCH} = FU_{CCH} \cdot \left( \frac{C_{21} \dot{m}_a}{C_{22} - \frac{P_3}{P_2}} \right) [1 + e^{(C_{23} \cdot T_3 - C_{24})}]$
Turbina	$Z_{GT} = FU_{GT} \cdot \left( \frac{C_{31} \dot{m}_g}{C_{32} - \eta_{GT}} \right) \cdot \ln(r_t) [1 + e^{(C_{33} \cdot T_3 - C_{34})}]$
Generador de vapor	$Z_{HRSG} = FU_{HRSG} \cdot C_{41} \left[ \left( \frac{\dot{Q}_{SH}}{(\Delta TLM)_{SH}} \right) + \left( \frac{\dot{Q}_{EV}}{(\Delta TLM)_{EV}} \right) + \left( \frac{\dot{Q}_{PH}}{(\Delta TLM)_{PH}} \right) + C_{42} \dot{m}_{st} + C_{43} \dot{m}_g^{1.2} \right]$
Calentador de agua	$Z_{FH} = FU_{FH} \cdot C_{51} \cdot \dot{Q}_{FH}$
Caldera auxiliar	$Z_{AB} = FU_{AB} \cdot C_{61} \cdot \dot{Q}_{AB}^{0.8} \left[ 1 + \left( \frac{1 - C_{62}}{1 - \eta_{AB}} \right)^{C_{63}} \right]$
Conexión a la red	$Z_{CG} = FU_{CG} \cdot C_{71} \cdot Y_{CG}^{0.6}$

Ecuaciones para calcular los costos de compra de los componentes del pre modelo de turbina de gas.

Componentes	Constante			
Compresor	$C_{11} = \left( 39.5 \frac{\$}{\frac{Kg}{s}} \right)$	$C_{12} = 0.9$		
Cámara de combustión	$C_{21} = \left( 25.6 \frac{\$}{\frac{Kg}{s}} \right)$	$C_{22} = 0.995$	$C_{23} = 0.018 \frac{1}{K}$	$C_{24} = 26.4$
Turbina	$C_{31} = \left( 266.3 \frac{\$}{\frac{Kg}{s}} \right)$	$C_{32} = 0.92$	$C_{33} = 0.036 \frac{1}{K}$	$C_{34} = 54.4$
Generador de vapor	$C_{41} = \left( 3650 \frac{\$}{\left( \frac{Kg}{s} \right)^{0.8}} \right)$	$C_{42} = 11820 \frac{\$}{\frac{Kg}{s}}$	$C_{43} = \left( 658 \frac{\$}{\left( \frac{Kg}{s} \right)^{1.2}} \right)$	
Calentador de agua	$C_{51} = 10.4 \frac{\$}{KW}$			
Caldera auxiliar	$C_{61} = 560 \frac{\$}{(KW)^{0.8}}$	$C_{62} = 0.9$	$C_{63} = 7$	
Conexión a la red	$C_{61} = 1000 \frac{\$}{(KW)^{0.6}}$			

Constantes usadas en las ecuaciones para costos de compra de los componentes del pre modelo de turbina gas.

Componentes	Factores de actualización
Compresor	$FU_{ACO} = 1.24$
Cámara de combustión	$FU_{CCH} = 1.24$

Turbina	$FU_{GT} = 1.24$
Generador de vapor	$FU_{HRSG} = 1.24$
Calentador de agua	$FU_{FH} = 1.28$
Caldera auxiliar	$FU_{AB} = 1.28$
Conexión a la red	$FU_{CG} = 1.28$

Factores de actualización para los componentes del pre modelo de turbina de gas.

		$C_f = (\$/kWh)$		$C_{BY} = (\$/kWh)$	$C_S = (\$/kWh)$	$C_{AH} = (\$/kWh)$ ( $\eta_{AB} = 0.8$ , Fuel Oil)
		Gas Natural	Fuel Oil			
Usuario Comercial	Periodo 1	0.028334942	0.02093491	0.100256202	0.080204961	0.026168638
	Periodo 2			0.100552818	0.080442254	
	Periodo 3			0.104112209	0.083289767	
	Periodo 4			0.099069738	0.07925579	
Usuario Residencial	Periodo 1	0.032947607	0.027913214	0.109390229	0.087512183	0.034891517
	Periodo 2			0.109713868	0.087771095	
	Periodo 3			0.113597545	0.090878036	
	Periodo 4			0.10809567	0.086476536	
Usuario Industrial	Periodo 1	0.015584218	0.02093491	0.055926755	0.044741404	0.026168638
	Periodo 2			0.056092219	0.044873775	
	Periodo 3			0.058077784	0.046462227	
	Periodo 4			0.0552649	0.04421192	

Coefficientes usados en las ecuaciones de costos de operación para el pre modelo de turbina de gas.

Tipo de Restricción	Restricción						
No negatividad	$Y_{CG} \geq 0$	$Q_{AB} \geq 0$	$\dot{m}_a \geq 0$	$\dot{m}_f \geq 0$	$W_{GT} \geq 0$	$Q_{GT} \geq 0$	$\lambda_{GT} \geq 0$
	$W_{BY1} \geq 0$	$W_{BY2} \geq 0$	$W_{BY3} \geq 0$	$W_{BY4} \geq 0$	$T_1 \geq 0$	$T_2 \geq 0$	$T_3 \geq 0$
	$W_{S1} \geq 0$	$W_{S2} \geq 0$	$W_{S3} \geq 0$	$W_{S4} \geq 0$	$T_4 \geq 0$	$T_5 \geq 0$	$r_c \geq 0$
	$Q_{AH1} \geq 0$	$Q_{AH2} \geq 0$	$Q_{AH3} \geq 0$	$Q_{AH4} \geq 0$	$r_t \geq 0$		
Ecuaciones termodinámicas	$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a C_{pa}(T_3 - T_2)}{\eta_{CCH}(H_u + h_f) - (L + 1)C_{pg}T_3 + LC_{pa}T_3}$						
	$W_{GT} = \dot{m}_f(L + 1)C_{pg}T_3 + (\dot{m}_a - L\dot{m}_f)C_{pa}T_3 - (\dot{m}_a - \dot{m}_f)C_{pg}T_4 - \dot{m}_a C_{pa}(T_2 - T_1)$						
	$Q_{GT} = \dot{m}_t C_{pg}(T_4 - T_5)$						
	$\lambda_{GT} = \frac{Q_{GT}}{W_{GT}}$			$\dot{m}_g - \dot{m}_{nb} = \dot{m}_a + \dot{m}_f = \dot{m}_t$			
$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left[ (r_c)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \right\}$				$T_4 = T_3 \left\{ 1 - \eta_{gt} \left[ 1 - \frac{1}{(r_c)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}}} \right] \right\}$			
$r_c \geq 1.5$				$r_c \leq 30$			
$T_2 \geq T_1$		$T_3 \geq T_2$		$T_4 \geq T_2$		$T_4 \geq T_9$	



	$T_3 \leq 1400^\circ\text{C}$		$\dot{m}_a \geq \dot{m}_f$	
	$(Q_{GT} + W_{GT}) \leq \dot{m}_f(H_u + h_f)$			
Requerimientos de demanda	$W_{BY1}$		$[Q_{GT} + Q_{AH1}] \geq [Q_{Demandado}]_1$	
	$W_{BY1}$		$[Q_{GT} + Q_{AH2}] \geq [Q_{Demandado}]_2$	
	$W_{BY1}$		$[Q_{GT} + Q_{AH3}] \geq [Q_{Demandado}]_3$	
	$W_{BY1}$		$[Q_{GT} + Q_{AH4}] \geq [Q_{Demandado}]_4$	
Capacidad de los equipos	$W_{BY1}$		$Q_{AB} \leq 130\text{MW}$	$Y_{CG} \leq 56\text{MW}$
Valor de las variables operacionales	$W_{BY1} \leq Y_{CG}$	$W_{BY2} \leq Y_{CG}$	$W_{BY3} \leq Y_{CG}$	$W_{BY4} \leq Y_{CG}$
	$W_{S1} \leq Y_{CG}$	$W_{S2} \leq Y_{CG}$	$W_{S3} \leq Y_{CG}$	$W_{S4} \leq Y_{CG}$
	$Q_{AH1} \leq Q_{AB}$	$Q_{AH2} \leq Q_{AB}$	$Q_{AH3} \leq Q_{AB}$	$Q_{AH4} \leq Q_{AB}$

Restricciones utilizadas en el pre modelo de turbina de gas.

Componentes	Variables de diseño	Nota
Compresor	$\dot{m}_a, r_c, \eta_{ACO}$	Definidos en el pre modelo
Cámara de combustión	$\dot{m}_a, \frac{P_3}{P_2}, T_3$	Definidos en el pre modelo
Turbina	$\dot{m}_g, r_t, T_3, \eta_{GT}$	Definidos en el pre modelo
Generador de vapor	$\dot{m}_g, \dot{m}_{st}, \dot{Q}_{SH}, \dot{Q}_{EV}, \dot{Q}_{PH}$	Definidos en el pre modelo
Calentador de agua	$\dot{Q}_{FH}$	Definidos en el pre modelo
Caldera auxiliar	$\dot{Q}_{AB}, \eta_{AB}$	Para evaluar en el método completo
Conexión a la red	$\dot{Y}_{CG}$	Para evaluar en el método completo
Sistema de bombas de calor en cascada	$\dot{Q}_{HP}, n_{HP}$	Para evaluar en el método completo

Variables de diseño para el modelo completo de turbina de gas.

Tipo de Restricción	Restricción				
Variables enteras	$\eta_{HP}$	$\eta_{HP1}$	$\eta_{HP2}$	$\eta_{HP3}$	$\eta_{HP4}$
No negatividad	$Y_{CG} \geq 0$	$Q_{AB} \geq 0$	$Q_{HP} \geq 0$	$W_{HP} \geq 0$	$n_{HP} \geq 0$
	$\dot{m}_{f1} \geq 0$	$\dot{m}_{f2} \geq 0$	$\dot{m}_{f3} \geq 0$	$\dot{m}_{f4} \geq 0$	
	$n_{HP1} \geq 0$	$n_{HP2} \geq 0$	$n_{HP3} \geq 0$	$n_{HP4} \geq 0$	
	$W_{GT1} \geq 0$	$W_{GT2} \geq 0$	$W_{GT3} \geq 0$	$W_{GT4} \geq 0$	
	$Q_{GT1} \geq 0$	$Q_{GT2} \geq 0$	$Q_{GT3} \geq 0$	$Q_{GT4} \geq 0$	
	$W_{BY1} \geq 0$	$W_{BY2} \geq 0$	$W_{BY3} \geq 0$	$W_{BY4} \geq 0$	
	$W_{S1} \geq 0$	$W_{S2} \geq 0$	$W_{S3} \geq 0$	$W_{S4} \geq 0$	
	$Q_{AH1} \geq 0$	$Q_{AH2} \geq 0$	$Q_{AH3} \geq 0$	$Q_{AH4} \geq 0$	
Parámetros on design	$\dot{m}_a, \dot{m}_f, r_c, T_2, T_3, T_4, W_{GT}, \lambda_{GT}$				
Restricciones físicas	$(Q_{GT1} + W_{GT1}) \leq \dot{m}_{f1}(H_u + h_f)$		$(Q_{GT2} + W_{GT2}) \leq \dot{m}_{f2}(H_u + h_f)$		
	$(Q_{GT3} + W_{GT3}) \leq \dot{m}_{f3}(H_u + h_f)$		$(Q_{GT4} + W_{GT4}) \leq \dot{m}_{f4}(H_u + h_f)$		

Requerimientos de demanda	$[W_{GT1} - (\eta_{HP1}W_{HP}) - W_{B1} + W_{S1}] = (W_{Demandado})_1$			
	$[W_{GT2} - (\eta_{HP2}W_{HP}) - W_{B2} + W_{S2}] = (W_{Demandado})_2$			
	$[W_{GT3} - (\eta_{HP3}W_{HP}) - W_{B3} + W_{S3}] = (W_{Demandado})_3$			
	$[W_{GT4} - (\eta_{HP4}W_{HP}) - W_{B4} + W_{S4}] = (W_{Demandado})_4$			
	$[Q_{GT1} + (\eta_{HP1}Q_{HP}) + Q_{AH1}] \geq (Q_{Demandado})_1$			
	$[Q_{GT2} + (\eta_{HP2}Q_{HP}) + Q_{AH2}] \geq (Q_{Demandado})_2$			
	$[Q_{GT3} + (\eta_{HP3}Q_{HP}) + Q_{AH3}] \geq (Q_{Demandado})_3$			
	$[Q_{GT4} + (\eta_{HP4}Q_{HP}) + Q_{AH4}] \geq (Q_{Demandado})_4$			
Capacidad de los equipos	$2kW \leq Q_{HP} \leq 2MW$		$Q_{AB} \leq 130MW$	$Y_{CG} \leq 56MW$
Restricciones off design	$1 \leq \left(\frac{T_3}{T_1}\right)_{periodo 1} \leq 0.45$		$1 \leq \left(\frac{T_3}{T_1}\right)_{periodo 2} \leq 0.45$	
	$1 \leq \left(\frac{T_3}{T_1}\right)_{periodo 3} \leq 0.45$		$1 \leq \left(\frac{T_3}{T_1}\right)_{periodo 4} \leq 0.45$	
	$1.1 \leq \left(\frac{n}{n\sqrt{\theta_1}}\right)_{periodo 1} \leq 0.95$		$1.1 \leq \left(\frac{n}{n\sqrt{\theta_1}}\right)_{periodo 2} \leq 0.95$	
	$1.1 \leq \left(\frac{n}{n\sqrt{\theta_1}}\right)_{periodo 3} \leq 0.95$		$1.1 \leq \left(\frac{n}{n\sqrt{\theta_1}}\right)_{periodo 4} \leq 0.95$	
	$W_{GT1} = f(\dot{m}_{f1})$	$W_{GT2} = f(\dot{m}_{f2})$	$W_{GT3} = f(\dot{m}_{f3})$	$W_{GT4} = f(\dot{m}_{f4})$
	$Q_{GT1} = f(\dot{m}_{f1})$	$Q_{GT2} = f(\dot{m}_{f2})$	$Q_{GT3} = f(\dot{m}_{f3})$	$Q_{GT4} = f(\dot{m}_{f4})$
	$(\dot{m}_f)_{Produciendo 75\% de carga nominal} \leq \dot{m}_{f1} \leq (\dot{m}_f)_{Máximo en clima 1}$			
	$(\dot{m}_f)_{Produciendo 75\% de carga nominal} \leq \dot{m}_{f2} \leq (\dot{m}_f)_{Máximo en clima 2}$			
	$(\dot{m}_f)_{Produciendo 75\% de carga nominal} \leq \dot{m}_{f3} \leq (\dot{m}_f)_{Máximo en clima 3}$			
	$(\dot{m}_f)_{Produciendo 75\% de carga nominal} \leq \dot{m}_{f4} \leq (\dot{m}_f)_{Máximo en clima 4}$			
Valor de las variables operacionales	$n_{HP1} \leq n_{HP1}$	$n_{HP2} \leq n_{HP1}$	$n_{HP3} \leq n_{HP1}$	$n_{HP4} \leq n_{HP1}$
	$W_{BY1} \leq Y_{CG}$	$W_{BY2} \leq Y_{CG}$	$W_{BY3} \leq Y_{CG}$	$W_{BY4} \leq Y_{CG}$
	$W_{S1} \leq Y_{CG}$	$W_{S2} \leq Y_{CG}$	$W_{S3} \leq Y_{CG}$	$W_{S4} \leq Y_{CG}$
	$Q_{AH1} \leq Q_{AB}$	$Q_{AH2} \leq Q_{AB}$	$Q_{AH3} \leq Q_{AB}$	$Q_{AH4} \leq Q_{AB}$

Restricciones para el modelo completo de turbina de gas.

Tipo de Restricción	Restricción			
No negatividad	$Q_{MB} \geq 0$	$Q_{FH} \geq 0$	$Y_{CG} \geq 0$	$Q_{AB} \geq 0$
	$\dot{m}_{fst} \geq 0$	$W_{ST} \geq 0$	$Q_{ST} \geq 0$	$\lambda_{ST} \geq 0$
	$W_{BY1} \geq 0$	$W_{BY2} \geq 0$	$W_{BY3} \geq 0$	$W_{BY4} \geq 0$
	$W_{S1} \geq 0$	$W_{S2} \geq 0$	$W_{S3} \geq 0$	$W_{S4} \geq 0$
	$Q_{AH1} \geq 0$	$Q_{AH2} \geq 0$	$Q_{AH3} \geq 0$	$Q_{AH4} \geq 0$

	$Y_{AC} \geq 0$	$Y_{CC} \geq 0$	$n_{AC} \geq 0$	$n_{CC} \geq 0$
	$n_{AC1} \geq 0$	$n_{AC2} \geq 0$	$n_{AC3} \geq 0$	$n_{AC4} \geq 0$
	$n_{CC1} \geq 0$	$n_{CC2} \geq 0$	$n_{CC3} \geq 0$	$n_{CC4} \geq 0$
Ecuaciones termodinámicas	$COP_{AC} = \frac{Y_{AC}}{Q_{AC}} = 0.68$		$COP_{CC} = \frac{Y_{CC}}{W_{CC}} = 4.5$	
	$Y_{CT1} = Y_{AC} \cdot \left[1 + \left(\frac{1}{COP_{AC}}\right)\right]$		$Y_{CT2} = Y_{CC} \cdot \left[1 + \left(\frac{1}{COP_{CC}}\right)\right]$	
	$\dot{m}_{fst} = \frac{W_{ST} \cdot (1 + \lambda_{ST})}{\eta_B H_U}$		$Q_{ST} = \lambda_{ST} \cdot W_{ST}$	
	$Q_{ST} = Q_{FW1} + (n_{AC1} \cdot Q_{AC})$		$Q_{ST} = Q_{FW2} + (n_{AC2} \cdot Q_{AC})$	
	$Q_{ST} = Q_{FW3} + (n_{AC3} \cdot Q_{AC})$		$Q_{ST} = Q_{FW4} + (n_{AC4} \cdot Q_{AC})$	
Restricciones físicas	$(W_{ST} + Q_{ST}) \leq Q_{MB}$		$2.8 \leq \lambda_{ST} \leq 5.4$	
Requerimientos de demanda de poder	$[W_{ST} - (n_{AC1}W_{AC}) - (n_{CC1}W_{CC}) - W_{BY1} + W_{S1}] = (W_{Demandado})_1$			
	$[W_{ST} - (n_{AC2}W_{AC}) - (n_{CC2}W_{CC}) - W_{BY2} + W_{S2}] = (W_{Demandado})_2$			
	$[W_{ST} - (n_{AC3}W_{AC}) - (n_{CC3}W_{CC}) - W_{BY3} + W_{S3}] = (W_{Demandado})_3$			
	$[W_{ST} - (n_{AC4}W_{AC}) - (n_{CC4}W_{CC}) - W_{BY4} + W_{S4}] = (W_{Demandado})_4$			
Requerimientos de demanda de calor	$[(\lambda_{ST}W_{ST}) + (n_{AC1}Q_{AC}) + Q_{AH1}] \geq (Q_{Demandado})_1$			
	$[(\lambda_{ST}W_{ST}) + (n_{AC2}Q_{AC}) + Q_{AH2}] \geq (Q_{Demandado})_2$			
	$[(\lambda_{ST}W_{ST}) + (n_{AC3}Q_{AC}) + Q_{AH3}] \geq (Q_{Demandado})_3$			
	$[(\lambda_{ST}W_{ST}) + (n_{AC4}Q_{AC}) + Q_{AH4}] \geq (Q_{Demandado})_4$			
Requerimientos de demanda de frío	$[(n_{AC1}Y_{AC}) + (n_{CC1}Y_{CC})] = (O_{Demandado})_1$			
	$[(n_{AC2}Y_{AC}) + (n_{CC2}Y_{CC})] = (O_{Demandado})_2$			
	$[(n_{AC3}Y_{AC}) + (n_{CC3}Y_{CC})] = (O_{Demandado})_3$			
	$[(n_{AC4}Y_{AC}) + (n_{CC4}Y_{CC})] = (O_{Demandado})_4$			
Variables enteras	$n_{AC1}, n_{AC2}, n_{AC3}, n_{AC4}$		$n_{CC1}, n_{CC2}, n_{CC3}, n_{CC4}$	
Capacidad de los equipos	$Q_{MB} \leq 130MW$		$W_{ST} \leq 56MW$	
	$Q_{AB} \leq 130MW$		$Y_{CG} \leq 56MW$	
	$300kW \leq Y_{AC} \leq 4000kW$		$300kW \leq Y_{CC} \leq 4000kW$	
Valor de las variables operacionales	$W_{BY1} \leq Y_{CG}$	$W_{BY2} \leq Y_{CG}$	$W_{BY3} \leq Y_{CG}$	$W_{BY4} \leq Y_{CG}$
	$W_{S1} \leq Y_{CG}$	$W_{S2} \leq Y_{CG}$	$W_{S3} \leq Y_{CG}$	$W_{S4} \leq Y_{CG}$
	$Q_{AH1} \leq Q_{AB}$	$Q_{AH2} \leq Q_{AB}$	$Q_{AH3} \leq Q_{AB}$	$Q_{AH4} \leq Q_{AB}$
	$n_{AC1} \leq n_{AC}$	$n_{AC2} \leq n_{AC}$	$n_{AC3} \leq n_{AC}$	$n_{AC4} \leq n_{AC}$
	$n_{CC1} \leq n_{CC}$	$n_{CC2} \leq n_{CC}$	$n_{CC3} \leq n_{CC}$	$n_{CC4} \leq n_{CC}$

Restricciones usadas en el pro modelo del sistema de trigeneración.

Tipo de Restricción	Restricción			
No negatividad	$Q_{MB} \geq 0$	$Q_{FH} \geq 0$	$Y_{CG} \geq 0$	$Q_{AB} \geq 0$

	$\dot{m}_{fst} \geq 0$	$W_{ST} \geq 0$	$Q_{ST} \geq 0$	$\lambda_{ST} \geq 0$
	$W_{ST1} \geq 0$	$W_{ST2} \geq 0$	$W_{ST3} \geq 0$	$W_{ST4} \geq 0$
	$Q_{FW1} \geq 0$	$Q_{FW2} \geq 0$	$Q_{FW3} \geq 0$	$Q_{FW4} \geq 0$
	$\eta_{ST1} \geq 0$	$\eta_{ST2} \geq 0$	$\eta_{ST3} \geq 0$	$\eta_{ST4} \geq 0$
	$\lambda_{ST1} \geq 0$	$\lambda_{ST2} \geq 0$	$\lambda_{ST3} \geq 0$	$\lambda_{ST4} \geq 0$
	$W_{BY1} \geq 0$	$W_{BY2} \geq 0$	$W_{BY3} \geq 0$	$W_{BY4} \geq 0$
	$W_{S1} \geq 0$	$W_{S2} \geq 0$	$W_{S3} \geq 0$	$W_{S4} \geq 0$
	$Q_{AH1} \geq 0$	$Q_{AH2} \geq 0$	$Q_{AH3} \geq 0$	$Q_{AH4} \geq 0$
	$Y_{AC} \geq 0$	$Y_{CC} \geq 0$	$n_{AC} \geq 0$	$n_{CC} \geq 0$
	$n_{AC1} \geq 0$	$n_{AC2} \geq 0$	$n_{AC3} \geq 0$	$n_{AC4} \geq 0$
	$n_{CC1} \geq 0$	$n_{CC2} \geq 0$	$n_{CC3} \geq 0$	$n_{CC4} \geq 0$
	$Q_{ST1} \geq 0$	$Q_{ST2} \geq 0$	$Q_{ST3} \geq 0$	$Q_{ST4} \geq 0$
Parámetros on design	$[\lambda_{ST}]_{plena}, [\eta_{ST}]_{plena}, h_1, h_2, h_3, h_4$			
Ecuaciones termodinámicas	$COP_{AC} = \frac{Y_{AC}}{Q_{AC}} = 0.68$		$COP_{CC} = \frac{Y_{CC}}{W_{CC}} = 4.5$	
	$Y_{CT1} = Y_{AC} \cdot \left[1 + \left(\frac{1}{COP_{AC}}\right)\right]$		$Y_{CT2} = Y_{CC} \cdot \left[1 + \left(\frac{1}{COP_{CC}}\right)\right]$	
	$Q_{ST1} = \lambda_{ST1} \cdot W_{ST1}$		$Q_{ST2} = \lambda_{ST2} \cdot W_{ST2}$	
	$Q_{ST3} = \lambda_{ST3} \cdot W_{ST3}$		$Q_{ST4} = \lambda_{ST4} \cdot W_{ST4}$	
	$Q_{ST} = Q_{FW1} + (n_{AC1} \cdot Q_{AC})$		$Q_{ST} = Q_{FW2} + (n_{AC2} \cdot Q_{AC})$	
	$Q_{ST} = Q_{FW3} + (n_{AC3} \cdot Q_{AC})$		$Q_{ST} = Q_{FW4} + (n_{AC4} \cdot Q_{AC})$	
Restricciones físicas	$W_{ST1} \cdot (1 + \lambda_{ST1}) \leq Q_{MB}$		$W_{ST2} \cdot (1 + \lambda_{ST2}) \leq Q_{MB}$	
	$W_{ST3} \cdot (1 + \lambda_{ST3}) \leq Q_{MB}$		$W_{ST4} \cdot (1 + \lambda_{ST4}) \leq Q_{MB}$	
	$h_2 - [\eta_{ST1} \cdot (h_2 - h_{3'})] \leq h_{3s}$		$h_2 - [\eta_{ST2} \cdot (h_2 - h_{3'})] \leq h_{3s}$	
	$h_2 - [\eta_{ST3} \cdot (h_2 - h_{3'})] \leq h_{3s}$		$h_2 - [\eta_{ST4} \cdot (h_2 - h_{3'})] \leq h_{3s}$	
Requerimientos de demanda de poder	$[W_{ST} - (n_{AC1}W_{AC}) - (n_{CC1}W_{CC}) - W_{BY1} + W_{S1}] = (W_{Demandado})_1$			
	$[W_{ST} - (n_{AC2}W_{AC}) - (n_{CC2}W_{CC}) - W_{BY2} + W_{S2}] = (W_{Demandado})_2$			
	$[W_{ST} - (n_{AC3}W_{AC}) - (n_{CC3}W_{CC}) - W_{BY3} + W_{S3}] = (W_{Demandado})_3$			
	$[W_{ST} - (n_{AC4}W_{AC}) - (n_{CC4}W_{CC}) - W_{BY4} + W_{S4}] = (W_{Demandado})_4$			
Requerimientos de demanda de calor	$[(\lambda_{ST1}W_{ST1}) + (n_{AC1}Q_{AC}) + Q_{AH1}] \geq (Q_{Demandado})_1$			
	$[(\lambda_{ST2}W_{ST2}) + (n_{AC2}Q_{AC}) + Q_{AH2}] \geq (Q_{Demandado})_2$			
	$[(\lambda_{ST3}W_{ST3}) + (n_{AC3}Q_{AC}) + Q_{AH3}] \geq (Q_{Demandado})_3$			
	$[(\lambda_{ST4}W_{ST4}) + (n_{AC4}Q_{AC}) + Q_{AH4}] \geq (Q_{Demandado})_4$			
Requerimientos de demanda de frio	$[(n_{AC1}Y_{AC}) + (n_{CC1}Y_{CC})] = (O_{Demandado})_1$			
	$[(n_{AC2}Y_{AC}) + (n_{CC2}Y_{CC})] = (O_{Demandado})_2$			
	$[(n_{AC3}Y_{AC}) + (n_{CC3}Y_{CC})] = (O_{Demandado})_3$			
	$[(n_{AC4}Y_{AC}) + (n_{CC4}Y_{CC})] = (O_{Demandado})_4$			

Variables enteras	$n_{AC1}, n_{AC2}, n_{AC3}, n_{AC4}$			
	$n_{CC1}, n_{CC2}, n_{CC3}, n_{CC4}$			
Capacidad de los equipos	$Q_{MB} \leq 130MW$		$W_{ST} \leq 56MW$	
	$Q_{AB} \leq 130MW$		$Y_{CG} \leq 56MW$	
	$300kW \leq Y_{AC} \leq 4000kW$		$300kW \leq Y_{CC} \leq 4000kW$	
Restricciones off design	$\dot{m}_{fst1} = \left(\frac{W_{ST1}}{\eta_B H_U}\right) \left(\frac{1}{\eta_{ST1}}\right) (h_2 - h_1)$		$\dot{m}_{fst2} = \left(\frac{W_{ST2}}{\eta_B H_U}\right) \left(\frac{1}{\eta_{ST2}}\right) (h_2 - h_1)$	
	$\dot{m}_{fst3} = \left(\frac{W_{ST3}}{\eta_B H_U}\right) \left(\frac{1}{\eta_{ST3}}\right) (h_2 - h_1)$		$\dot{m}_{fst4} = \left(\frac{W_{ST4}}{\eta_B H_U}\right) \left(\frac{1}{\eta_{ST4}}\right) (h_2 - h_1)$	
	$\eta_{ST1} = \frac{J \cdot W_{ST1}}{W_{ST} + (J \cdot W_{ST1})}$		$\eta_{ST2} = \frac{J \cdot W_{ST2}}{W_{ST} + (J \cdot W_{ST2})}$	
	$\eta_{ST3} = \frac{J \cdot W_{ST3}}{W_{ST} + (J \cdot W_{ST3})}$		$\eta_{ST4} = \frac{J \cdot W_{ST4}}{W_{ST} + (J \cdot W_{ST4})}$	
	$\lambda_{ST1} = \frac{h_2 - h_4}{\eta_{ST1} \cdot (h_2 - h_{3'})} - 1$		$\lambda_{ST2} = \frac{h_2 - h_4}{\eta_{ST2} \cdot (h_2 - h_{3'})} - 1$	
	$\lambda_{ST3} = \frac{h_2 - h_4}{\eta_{ST3} \cdot (h_2 - h_{3'})} - 1$		$\lambda_{ST4} = \frac{h_2 - h_4}{\eta_{ST4} \cdot (h_2 - h_{3'})} - 1$	
	$0.75 \cdot W_{ST} \leq W_{ST1}$		$0.75 \cdot W_{ST} \leq W_{ST2}$	
	$0.75 \cdot W_{ST} \leq W_{ST3}$		$0.75 \cdot W_{ST} \leq W_{ST4}$	
Valor de las variables operacionales	$W_{ST1} \leq W_{ST}$	$W_{ST2} \leq W_{ST}$	$W_{ST3} \leq W_{ST}$	$W_{ST4} \leq W_{ST}$
	$\eta_{ST1} \leq [\eta_{ST}]_{plena}$	$\eta_{ST2} \leq [\eta_{ST}]_{plena}$	$\eta_{ST3} \leq [\eta_{ST}]_{plena}$	$\eta_{ST4} \leq [\eta_{ST}]_{plena}$
	$n_{AC1} \leq n_{AC}$	$n_{AC2} \leq n_{AC}$	$n_{AC3} \leq n_{AC}$	$n_{AC4} \leq n_{AC}$
	$n_{CC1} \leq n_{CC}$	$n_{CC2} \leq n_{CC}$	$n_{CC3} \leq n_{CC}$	$n_{CC4} \leq n_{CC}$
	$W_{BY1} \leq Y_{CG}$	$W_{BY2} \leq Y_{CG}$	$W_{BY3} \leq Y_{CG}$	$W_{BY4} \leq Y_{CG}$
	$W_{S1} \leq Y_{CG}$	$W_{S2} \leq Y_{CG}$	$W_{S3} \leq Y_{CG}$	$W_{S4} \leq Y_{CG}$
	$Q_{AH1} \leq Q_{AB}$	$Q_{AH2} \leq Q_{AB}$	$Q_{AH3} \leq Q_{AB}$	$Q_{AH4} \leq Q_{AB}$

Restricciones usadas en el modelo completo del sistema de trigeneración.

## ANEXO 4

Día	Turno	Consumo Combustible Hora [Nm <sup>3</sup> /h]	Consumo Calor [KJ/h]	Heat Rate Turbina [kJ/kWh]	Consumo Especifico Combustible [Nm <sup>3</sup> /kWh]	Eficiencia Térmica [%]	Eficiencia Global Central Cogeneración [%]	Heat Rate Planta Cogeneradora [kJ/kWh]
1	1	3744.09	138278725.20	13138.12	0.3557	27.40	47.63	7565.75
	2	3372.60	124558863.97	13502.32	0.3656	26.66	46.70	7715.30
	3	3313.29	122368297.89	12847.07	0.3479	28.02	47.90	7523.10
2	1	3464.28	127944835.91	13432.53	0.3637	26.80	45.42	7932.70
	2	3561.88	131549257.66	13154.93	0.3562	27.37	46.90	7683.07
	3	3543.15	130857499.95	12988.34	0.3517	27.72	46.93	7678.58
3	1	3180.53	117465313.43	13819.45	0.3742	26.05	45.25	7964.13
	2	3094.44	114285655.19	14022.78	0.3797	25.67	43.96	8197.71
	3	3082.12	113830551.43	14053.15	0.3805	25.62	43.05	8369.75
4	1	3796.66	140220501.22	12604.09	0.3413	28.56	48.70	7398.90
	2	3873.06	143042144.51	12575.13	0.3405	28.63	48.80	7383.46
	3	3876.18	143157437.46	12557.67	0.3400	28.67	50.49	7137.22
5	1	3552.18	131191242.71	13455.51	0.3643	26.75	48.42	7441.77
	2	3440.46	127064968.65	17346.75	0.4697	20.75	41.41	8702.13
	3	3465.43	127987312.26	13262.93	0.3591	27.14	46.98	7670.70
6	1	3723.38	137514150.89	12881.89	0.3488	27.95	48.14	7484.89
	2	3763.14	138982619.01	12780.01	0.3460	28.17	49.55	7272.10
	3	3803.23	140463223.23	12430.37	0.3366	28.96	49.59	7266.97
7	1	3652.41	134892753.25	12816.41	0.3470	28.09	40.59	8877.44
	2	3709.42	136998366.63	12773.74	0.3459	28.18	41.61	8660.57
	3	3773.50	139364906.16	12669.54	0.3430	28.41	47.43	7598.03
8	1	3365.54	124297937.82	13734.58	0.3719	26.21	45.87	7855.67
	2	3506.83	129516460.88	13182.34	0.3569	27.31	47.40	7601.67
	3	3458.20	127720318.06	13133.19	0.3556	27.41	47.26	7624.92
9	1	3769.55	139219272.96	12430.29	0.3366	28.96	49.56	7270.35
	2	3793.38	140099140.22	12425.64	0.3364	28.97	49.57	7269.12
	3	3888.18	143600405.12	12764.48	0.3456	28.20	48.70	7399.39
10	1	3772.02	139310293.71	12751.51	0.3453	28.23	54.93	6559.74
	2	3812.43	140803034.03	12684.96	0.3435	28.38	58.31	6180.12
	3	3748.52	138442562.55	12878.38	0.3487	27.95	52.74	6831.85
11	1	3768.57	139182864.66	12739.85	0.3449	28.26	49.31	7307.49
	2	3744.74	138302997.40	12348.48	0.3344	29.15	50.50	7134.91
	3	3614.62	133497101.74	12594.07	0.3410	28.58	48.98	7357.27
12	1	2318.78	85638390.76	19353.31	0.5240	18.60	52.74	6832.00
	2	2222.17	82070377.32	19895.85	0.5387	18.09	55.88	6448.85
	3	2257.99	83393212.23	19855.53	0.5376	18.13	54.29	6637.12
13	1	2893.50	106864429.94	15051.33	0.4075	23.92	43.04	8373.04
	2	3238.70	119613403.15	13748.67	0.3723	26.18	45.54	7912.31
	3	3033.16	112022272.51	14501.27	0.3926	24.83	42.59	8460.18
14	1	3132.39	115687374.75	13772.31	0.3729	26.14	47.68	7557.58
	2	3064.21	113169133.97	14235.11	0.3854	25.29	45.37	7942.05
	3	3074.23	113539285.03	14463.60	0.3916	24.89	45.11	7987.32
15	1	3605.91	133175495.08	13729.43	0.3717	26.22	49.13	7334.53
	2	2994.22	110584144.64	14177.45	0.3839	25.39	45.30	7954.95
	3	3274.02	120918033.92	13586.30	0.3679	26.50	45.70	7884.10
16	1	3754.60	138667080.40	13020.38	0.3525	27.65	52.93	6807.51
	2	3796.00	140196229.02	12630.29	0.3420	28.50	56.13	6419.37
	3	3835.11	141640424.94	12703.18	0.3440	28.34	50.43	7145.45
17	1	3720.75	137417062.09	12933.37	0.3502	27.83	49.10	7339.24
	2	3844.47	141986303.80	12677.35	0.3433	28.40	48.66	7405.04
	3	3779.57	139589424.01	12325.78	0.3337	29.21	49.81	7234.44
18	1	3886.21	143527588.52	12617.81	0.3416	28.53	49.58	7268.36
	2	3888.18	143600405.12	12596.53	0.3411	28.58	49.93	7216.53

	3	975.62	36032081.37	12532.90	0.3393	28.72	109.08	3303.46
19	1	3697.26	136549330.92	12882.01	0.3488	27.95	49.78	7238.95
	2	3785.82	139820009.92	12682.09	0.3434	28.39	49.85	7228.36
	3	3739.16	138096683.69	12816.40	0.3470	28.09	49.96	7212.78
20	1	3818.68	141033619.93	12480.85	0.3379	28.84	48.82	7380.47
	2	3852.85	142295774.35	12509.52	0.3387	28.78	49.47	7284.09
	3	3891.79	143733902.22	12311.26	0.3333	29.24	48.72	7396.64
21	1	3762.85	138971696.52	12897.61	0.3492	27.91	49.40	7294.38
	2	3684.12	136063886.92	12958.47	0.3509	27.78	49.33	7304.67
	3	3391.82	125268825.83	13616.18	0.3687	26.44	45.79	7869.35
22	1	3782.20	139686512.82	12698.77	0.3438	28.35	44.37	8121.12
	2	3764.46	139031163.41	12582.01	0.3407	28.61	39.45	9133.56
	3	3773.33	139358838.11	12554.85	0.3399	28.67	40.92	8806.11
23	1	3655.36	135001978.15	13043.67	0.3532	27.60	48.41	7443.52
	2	3659.47	135153679.41	12995.55	0.3519	27.70	48.41	7443.53
	3	3659.63	135159747.46	12781.06	0.3461	28.17	48.61	7412.47
24	1	1340.53	49509220.59	12533.98	0.3394	28.72	56.20	6411.78
	2	1586.82	58605227.66	13550.34	0.3669	26.57	47.99	7509.01
	3	2780.30	102683543.43	13249.49	0.3587	27.17	36.11	9980.25
25	1	3855.32	142386795.10	12600.60	0.3412	28.57	50.12	7190.16
	2	3851.54	142247229.95	12757.60	0.3454	28.22	52.17	6906.56
	3	3832.48	141543336.14	12751.65	0.3453	28.23	49.42	7291.88
26	1	2594.47	95820578.80	16664.45	0.4512	21.60	42.21	8536.92
	2	3614.12	133478897.58	12865.44	0.3483	27.98	47.65	7562.18
	3	3695.78	136494718.47	12816.41	0.3470	28.09	47.86	7529.68
27	1	3736.20	137987458.79	13268.02	0.3592	27.13	47.47	7591.51
	2	2720.33	100468705.16	12880.60	0.3488	27.95	40.84	8824.27
	3	1805.01	66663598.17	13135.68	0.3557	27.41	47.10	7651.24
28	1	3769.88	139231409.06	12571.68	0.3404	28.64	50.83	7088.46
	2	1856.27	68556829.79	12874.52	0.3486	27.96	72.62	4961.69
	3	3650.11	134807800.55	12900.27	0.3493	27.91	38.70	9311.42
29	1	3890.31	143679289.77	12466.75	0.3376	28.88	49.41	7292.32
	2	3835.11	141640424.94	12343.39	0.3342	29.17	49.58	7267.35
	3	3860.90	142593108.80	12399.40	0.3357	29.03	49.24	7318.55
30	1	3066.73	113262096.50	23844.65	0.6456	15.10	22.59	15951.79
	2	2936.71	108460327.11	13772.74	0.3729	26.14	50.08	7195.80
	3	3720.75	137417062.09	12107.23	0.3278	29.73	49.02	7350.30
31	1	2836.16	104746680.46	12971.73	0.3512	27.75	63.53	5671.77
	2	2408.16	88939410.01	14230.31	0.3853	25.30	58.67	6142.03
	3	3195.98	118035710.13	14010.17	0.3793	25.70	54.26	6641.22
32	1	3835.93	141670765.19	12565.03	0.3402	28.65	49.14	7332.22
	2	3803.07	140457155.18	12429.84	0.3366	28.96	48.77	7388.02
	3	3859.59	142544564.40	12422.18	0.3363	28.98	48.70	7399.39
33	1	3870.10	142932919.61	12348.42	0.3344	29.15	49.35	7301.64
	2	3517.84	129923020.24	13190.15	0.3571	27.29	46.87	7687.28
	3	3471.67	128217898.17	13083.46	0.3543	27.52	46.71	7713.75
34	1	2887.42	106639912.09	12582.88	0.3407	28.61	40.99	8790.51
	2	2613.70	96530540.65	13133.41	0.3556	27.41	54.74	6582.84
	3	3129.27	115572081.80	13717.75	0.3714	26.24	44.55	8088.84
35	1	3870.10	142932919.61	12348.42	0.3344	29.15	49.35	7301.64
	2	3658.65	135123339.16	15896.86	0.4304	22.65	44.36	8122.78
	3	3873.72	143066416.71	12386.70	0.3354	29.06	49.19	7325.00
36	1	2965.63	109528303.92	14178.42	0.3839	25.39	43.91	8206.30
	2	3432.74	126779770.30	13103.85	0.3548	27.47	45.58	7905.89
	3	3073.08	113496808.68	14055.33	0.3806	25.61	43.86	8215.66
37	1	3781.38	139656172.57	12497.20	0.3384	28.81	50.85	7085.77
	2	3830.51	141470519.54	12275.10	0.3324	29.33	50.67	7111.13
	3	3822.46	141173185.08	12275.93	0.3324	29.33	50.17	7181.70
38	1	3883.74	143436567.76	12749.92	0.3452	28.24	48.10	7491.54

39	2	3835.76	141664697.14	12399.54	0.3357	29.03	49.34	7302.51
	3	3891.46	143721766.12	12443.44	0.3369	28.93	48.90	7368.27
	1	2893.83	106876566.04	15159.80	0.4105	23.75	55.79	6458.50
40	2	3295.71	121719016.53	13599.89	0.3682	26.47	56.53	6374.19
	3	3754.11	138648876.25	12927.63	0.3500	27.85	53.58	6725.57
41	1	3832.64	141549404.19	12335.46	0.3340	29.18	49.54	7273.20
	2	3818.02	141009347.73	12618.29	0.3417	28.53	48.67	7404.08
	3	3841.68	141883146.94	12473.24	0.3377	28.86	49.04	7348.23
42	1	3081.79	113818415.33	13838.11	0.3747	26.02	44.45	8105.97
	2	3103.97	114637602.09	13895.47	0.3762	25.91	43.98	8193.56
	3	2939.18	108551347.86	14619.71	0.3958	24.62	44.78	8046.28
43	1	3787.62	139886758.47	12462.07	0.3374	28.89	49.39	7295.97
	2	3883.41	143424431.66	12636.51	0.3422	28.49	49.62	7262.63
	3	3924.98	144959648.33	12232.88	0.3312	29.43	50.17	7182.64
44	1	3597.69	132872092.58	12868.97	0.3484	27.97	48.97	7358.91
	2	3295.54	121712948.48	14030.31	0.3799	25.66	45.11	7988.49
	3	3082.45	113842687.53	14230.34	0.3853	25.30	44.63	8074.00
45	1	3874.87	143108893.06	12614.27	0.3415	28.54	50.47	7139.59
	2	3721.25	137435266.24	11950.89	0.3236	30.12	52.05	6922.61
	3	3882.92	143406227.51	12256.94	0.3319	29.37	50.04	7201.61
46	1	3846.28	142053052.35	12433.53	0.3367	28.95	50.35	7156.57
	2	3880.62	143321274.81	12355.28	0.3345	29.14	50.39	7150.66
	3	3854.00	142338250.70	12485.81	0.3381	28.83	49.97	7211.80
47	1	3741.13	138169500.30	12560.86	0.3401	28.66	40.79	8833.68
	2	3750.49	138515379.15	12563.75	0.3402	28.65	41.45	8694.15
	3	940.95	34751722.80	12752.93	0.3453	28.23	53.75	6703.78
48	1	3876.02	143151369.41	12529.66	0.3393	28.73	50.57	7125.51
	2	3801.75	140408610.77	12793.50	0.3464	28.14	48.76	7389.40
	3	3817.36	140985075.53	12701.36	0.3439	28.34	48.05	7499.77
49	1	2877.23	106263692.98	12538.49	0.3395	28.71	42.47	8485.46
	2	3804.88	140523903.73	12491.01	0.3382	28.82	49.89	7222.46
	3	3901.49	144091917.17	12315.55	0.3335	29.23	50.08	7195.44
50	1	3775.80	139449858.86	12852.52	0.3480	28.01	49.87	7225.09
	2	3802.74	140445019.08	12539.73	0.3395	28.71	50.25	7171.64
	3	3780.07	139607628.16	12634.17	0.3421	28.49	49.92	7218.40
51	1	2292.00	84649298.60	18916.04	0.5122	19.03	45.55	7910.65
	2	2371.19	87574098.74	18436.65	0.4992	19.53	41.63	8656.37
	3	2348.19	86724571.73	19272.13	0.5218	18.68	38.61	9332.31
52	1	3538.05	130669390.40	13505.88	0.3657	26.66	46.71	7714.85
	2	3693.97	136427969.92	13149.68	0.3560	27.38	47.38	7604.62
	3	3764.62	139037231.46	12755.71	0.3454	28.22	47.77	7543.55
53	1	2445.78	90328993.47	17625.17	0.4772	20.43	46.13	7811.05
	2	2402.08	88714892.15	18197.93	0.4927	19.78	50.03	7201.85
	3	2301.52	85001245.50	20000.29	0.5415	18.00	47.83	7534.09
54	1	3775.14	139425586.66	12420.99	0.3363	28.98	50.07	7196.10
	2	3814.24	140869782.58	12438.83	0.3368	28.94	49.48	7282.43
	3	3807.18	140608856.43	12415.79	0.3362	29.00	49.16	7330.00
55	1	2332.58	86148106.97	19144.02	0.5184	18.80	54.22	6645.88
	2	2816.11	104006378.35	15523.34	0.4203	23.19	57.68	6247.61
	3	2781.78	102738155.89	15685.21	0.4247	22.95	54.36	6628.73
56	1	3068.64	113332971.32	13695.83	0.3708	26.29	46.73	7710.59
	2	3388.21	125135328.73	13638.73	0.3693	26.40	44.08	8175.43
	3	3850.39	142204753.60	12501.52	0.3385	28.80	49.45	7286.62
57	1	3830.67	141476587.59	13009.34	0.3522	27.67	48.73	7394.11
	2	3788.61	139923166.77	12577.36	0.3405	28.62	49.31	7308.22
	3	3128.78	115553877.65	15055.88	0.4077	23.91	44.97	8012.42
58	1	3869.78	142920783.51	12619.94	0.3417	28.53	48.78	7387.31
	2	3830.18	141458383.44	12435.90	0.3367	28.95	49.26	7314.41
	3	3835.27	141646492.99	12618.84	0.3417	28.53	48.48	7432.48



58	1	3814.41	140875850.63	12522.30	0.3391	28.75	48.53	7424.57
	2	3794.53	140141616.57	12429.41	0.3365	28.96	49.51	7278.49
	3	3794.69	140147684.62	12402.45	0.3358	29.03	49.70	7250.95
59	1	3464.28	127944835.91	13432.53	0.3637	26.80	45.42	7932.70
	2	3561.88	131549257.66	13154.93	0.3562	27.37	46.90	7683.07
	3	3543.15	130857499.95	12988.34	0.3517	27.72	46.93	7678.58
60	1	3132.39	115687374.75	13772.31	0.3729	26.14	47.68	7557.58
	2	3064.21	113169133.97	14235.11	0.3854	25.29	45.37	7942.05
	3	3074.23	113539285.03	14463.60	0.3916	24.89	45.11	7987.32

**Cálculos de los índices energéticos de la planta**