

**Actualización de los mapas de
operación del compresor axial y la
generación de las matrices de
diagnóstico de la turbina de gas
PGT25 para evaluar su desempeño a
condiciones reales de operación**

Tesis que presenta

Ing. Juan Carlos Paredes Ramírez

Para obtener el grado de
Maestro en Ciencias (Energía y Medio Ambiente)



**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA
METROPOLITANA UNIDAD
IZTAPALAPA**

**POSGRADO DE ENERGÍA Y MEDIO
AMBIENTE**

**ACTUALIZACIÓN DE LOS MAPAS DE OPERACIÓN
DEL COMPRESOR AXIAL Y LA GENERACIÓN DE LAS MATRICES
DE DIAGNÓSTICO DE LA TURBINA DE GAS PGT25, PARA EVALUAR
SU DESEMPEÑO A CONDICIONES REALES DE OPERACIÓN**

TESIS

Que para obtener el grado de

**MAESTRO EN CIENCIAS
(ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)**

PRESENTA:

Ing. Juan Carlos Paredes Ramírez

Director:

Dr. Raúl Lugo Leyte

Co asesor:

Dr. Fabián Salvador Mederos Nieto

CDMX, 10 de octubre del 2017

Agradecimientos

La Maestría en Ciencias (Energía y Medio Ambiente) de la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa, pertenece al Padrón Nacional de Posgrados de Calidad del CONACyT y cuenta con apoyo del mismo Consejo con el convenio 003893; por lo que agradece la beca recibida, a través del convenio No. 405266 para el desarrollo de esta tesis.

Agradecimientos personales

El científico no estudia la naturaleza porque es útil; la estudia porque se deleita en ella, y se deleita en ella porque es bella. Si la naturaleza no fuese bella, no valdría la pena conocerla, y si no valiese la pena conocer la naturaleza, tampoco valdría la pena vivir la vida.

Jules-Henri Poincaré

Agradezco a dios por darme paciencia e inteligencia en el desarrollo de este tema y por permitirme ver lo que aún desconozco.

A la mujer que dios puso en mi camino para ayudarme a crecer como ser humano y como profesionista, gracias por guiar mi camino.

A toda mi familia, en especial a mis padres y hermano, por brindarme su apoyo incondicional desde que empecé este viaje.

A mis asesores académicos y de vida, por todo el aprendizaje, discusiones y regaños a lo largo de mi formación como ingeniero y maestro en ciencias, de todo corazón gracias.

A los integrantes de la planta piloto 2 y el T-041, porque sin ellos no podría ser el gallo que soy, somos y seremos un gran equipo.

Y a mis amigos y compañeros de generación del Posgrado en Energía y Medio Ambiente, en quienes encontré una gran amistad y apoyo; Alejandría Pérez Valseca y Cesar Augusto Ramírez Cisneros.

Comité tutorial

Director:

Dr. Raúl Lugo Leyte. Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica. División de Ciencias Básicas e Ingenierías. Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa.

Co-asesor:

Dr. Fabián Salvador Mederos Nieto. Posgrado en Tecnología Avanzada IPN-CICATA. Unidad Legarí. Instituto Politécnico Nacional.

El jurado designado por la
Comisión Académica del Posgrado en Energía y Medio Ambiente de
la Unidad Iztapalapa, aprobó la tesis que presentó

Ing. Juan Carlos Paredes Ramírez

El día **10** de **febrero** del año **2017**

Miembros del Jurado

Dr. Miguel Toledo Velázquez

Presidente

M.I.Q. Alejandro Torres Aldaco

Secretario

Dr. Martín Salazar Pereyra

Vocal



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

ACTA DE EXAMEN DE GRADO

No. 00015

Matrícula: 2151800996

ACTUALIZACIÓN DE LOS MAPAS DE OPERACIÓN DEL COMPRESOR AXIAL Y LA GENERACIÓN DE LAS MATRICES DE DIAGNÓSTICO DE LA TURBINA DE GAS PGT-25 PARA EVALUAR SU DESEMPEÑO A CONDICIONES REALES DE OPERACIÓN

En la Ciudad de México, se presentaron a las 15:00 horas del día 10 del mes de febrero del año 2017 en la Unidad Iztapalapa de la Universidad Autónoma Metropolitana, los suscritos miembros del jurado:

DR. MIGUEL TOLEDO VELAZQUEZ
DR. MARTIN SALAZAR PEREYRA
M. EN C. ALEJANDRO TORRES ALDACO



JUAN CARLOS PAREDES RAMIREZ
ALUMNO

Bajo la Presidencia del primero y con carácter de Secretario el último, se reunieron para proceder al Examen de Grado cuya denominación aparece al margen, para la obtención del grado de:

MAESTRO EN CIENCIAS (ENERGIA Y MEDIO AMBIENTE)

DE: JUAN CARLOS PAREDES RAMIREZ

y de acuerdo con el artículo 78 fracción III del Reglamento de Estudios Superiores de la Universidad Autónoma Metropolitana, los miembros del jurado resolvieron:

Aprobado

Acto continuo, el presidente del jurado comunicó al interesado el resultado de la evaluación y, en caso aprobatorio, le fue tomada la protesta.

REVISÓ

LIC. JULIO CÉSAR DE LARA ISASSI
DIRECTOR DE SISTEMAS ESCOLARES

DIRECTOR DE LA DIVISIÓN DE CBI

DR. JOSE GILBERTO CORDOBA HERRERA

PRESIDENTE

DR. MIGUEL TOLEDO VELAZQUEZ

VOCAL

DR. MARTIN SALAZAR PEREYRA

SECRETARIO

M. EN C. ALEJANDRO TORRES ALDACO

Índice de contenido

Resumen	1
Abstract	3
Nomenclatura	4
Introducción	6
Justificación	15
Antecedentes	17
1. Pregunta de investigación y objetivos	21
2.1. Pregunta de investigación	21
2.2. Objetivo general	21
2.2. Objetivos particulares	21
2. Mapas de operación	23
2.1. Metodología para la actualización del mapa de operación de condiciones ISO a condiciones de sitio	26
2.1.1 Corrección por cambio en la presión de entrada	29
2.1.2 Corrección por cambio en la temperatura de entrada	29
2.2. Actualización del mapa de operación de condiciones ISO a condiciones de sitio	30
2.2.1 Corrección por peso molecular	31
2.2.2 Caso práctico	33
2.2.3 Cambio en el peso molecular del aire seco al pasar a oxígeno	34
2.2.4 Corrección del mapa de operación	36
2.2.5 Corrección por cambio en la presión de entrada	38
2.2.6 Corrección por cambio en la temperatura de entrada	39
2.3. Resultados	40

3. Análisis termodinámico de la turbina de gas PGT 25	46
3.1. Análisis Energético	46
3.1.1 Compresor axial	47
3.1.2 Suministro de calor en la cámara de combustión	49
3.1.3 Turbina de alta presión	51
3.1.4 Turbina de baja presión	52
3.2. Segunda ley de la termodinámica	54
3.2.1 Turbina de gas PGT 25 generación de entropía	56
3.2.2 Trabajo perdido	57
3.2.3 Cálculo del trabajo perdido en el compresor axial	58
3.2.4 Trabajo perdido en la cámara de combustión	59
3.2.5 Trabajo perdido en la turbina de alta presión	59
3.2.6 Trabajo perdido en la turbina de baja presión	60
3.3. Análisis exergético	60
3.3.1 Clasificación de las diferentes formas de energía	60
3.3.2 Energía ordenada	60
3.3.3 Energía desordenada	62
3.3.4 Concepto de exergía	63
3.3.5 Equilibrio no restringido	63
3.3.6 Gouy-Stodola	64
3.4. Balances de exergía por componente	65
3.4.2 Compresor axial	65
3.4.3 Cámara de combustión	66
3.4.4 Turbina de alta presión	68
3.4.5 Turbina de baja presión	69
3.5. Resultados	70
4. Matrices de diagnóstico	79
4.1. Sistema de filtros	81

4.2. Compresor axial	83
4.2.1 Factor de contaminación	83
4.3. Cámara de combustión	85
4.4. Turbina de alta presión	86
4.5. Turbina de baja presión	87
Conclusiones	90
Referencias	92
Apéndice A	96
Apéndice B	100

Índice de figuras

I.1.	Evolución de la relación de presiones de los compresores axiales a lo largo del tiempo	7
I.2.	Turbina de gas General Electric PGT 25	10
I.3.	Compresor delantero frame	11
I.4.	Extracciones de aire en el compresor axial	11
I.5.	Tuberías de extracción de aire para sellos y enfriamiento de la turbina de gas PGT 25	12
I.6.	Cámara de combustión anular de la PGT 25	13
I.7.	Turbina de alta presión PGT 25	14
I.8.	Turbina de baja presión PGT 25	14
I.9.	Curva generalizada de la eficiencia isoentrópica para una etapa	18
I.10.	Curva generalizada del coeficiente de presión para una etapa	18
2.1.	Relación de presiones y flujo másico en un compresor (Song, Kim, Kim, & Ro, 2001)	24
2.2.	Mapa de operación del compresor axial de la PGT 25 (Klapproth et al, 1979)	25
2.3.	Pasos para la construcción de un mapa de operación	26
2.4.	Mapa de operación actualizado a condiciones ISO (Klapproth et al, 1979)	26
2.5.	Mapa de operación actualizado a condiciones ISO	36
2.6.	Mapa de operación actualizado a condiciones de sitio	40
2.7.	Mapa de operación actualizado a condiciones de sitio para enero del 2015	42
2.8.	Mapa de operación actualizado a condiciones de sitio para mayo del 2015	43
3.1.	Diagrama esquemático de la turbina de gas PGT 25	46
3.2.	Diagrama temperatura entropía de la turbina de gas de doble flecha	47
3.3.	Diagrama de las máquinas de Carnot reversible e irreversible	54
3.4.	Ejemplos de la transformación de la energía ordenada (Kotas, 2013)	61
3.5.	Planta térmica que ejemplifica la energía desordenada (Kotas, 2013)	62

3.6. Factor de Gouy-Stodola en función de la temperatura T_A	64
3.7. Volumen de control para el balance de exergía del compresor axial	65
3.8. Diagrama temperatura entropía del proceso de compresión	66
3.9. Volumen de control para el balance de exergía de la cámara de combustión	67
3.10. Diagrama temperatura entropía del proceso de combustión	67
3.11. Volumen de control para el balance de exergía de la turbina de alta presión	68
3.12. Diagrama temperatura entropía de la expansión de la turbina de gas	69
3.13. Diagrama esquemático de la turbina libre o de potencia	69
3.14. Flujo másico de combustible en función de la relación de presiones del compresor	71
3.15. Eficiencia térmica en función de la relación de presiones del compresor	72
3.16. Eficiencia térmica en función de la irreversibilidad en el compresor	73
3.17. Eficiencia exergética de la turbina de alta presión en función del flujo másico de combustible	74
3.18. Eficiencia exergética de la turbina de baja presión en función del flujo másico de combustible	74
3.19. Eficiencia exergética del compresor axial en función del flujo másico de combustible	75
3.20. Eficiencia exergética total del ciclo en función de la relación de presiones del compresor axial	76
A.1. Simulación de la PGT 25 en Thermoflex condiciones ISO	98
A.2. Potencia obtenida por la turbina de gas PGT 25	98
A.3. Simulación de la PGT 25 en Thermoflex condiciones sitio	99
A.4. Potencia obtenida por la turbina de gas PGT 25	99
B.1. Flujo másico de NO _x , CO y UCH en función de la temperatura estequiométrica	104
B.2. Generación de NO _x , CO y UHC en función de las irreversibilidades del compresor	105

Índice de tablas

I.1. Características de los compresores de flujo axial (Boyce, 2002)	8
2.1. Humedad relativa en el ambiente y su efecto en las propiedades termodinámicas del aire	33
2.2. Valores obtenidos de la prueba realizada a la turbina de gas PGT 25	37
3.1. Presiones y temperaturas inter etapa del compresor axial	48
3.2. Estados termodinámicos para la turbina de gas de doble flecha PGT 25	56
4.1. Matriz de diagnóstico del compresor axial (Boyce, 2002)	79
4.2. Matriz de diagnóstico del sistema de filtros	83
4.3. Matriz de diagnóstico del compresor axial	85
4.4. Matriz de diagnóstico de la cámara de combustión	86
4.5. Matriz de diagnóstico de la turbina de alta presión	87
4.6. Matriz de diagnóstico de la turbina de baja presión	88
4.7. Diagnostico general de la turbina de gas PGT 25	89
A.1 Parámetros termodinámicos de la turbina de gas PGT 25	96
B.1. Parámetros termodinámicos del gas natural usado como combustible en la PGT 25	100
B.2 Fracción másica del gas natural usado como combustible en la PGT 25	101

Resumen

En este trabajo se realiza un análisis del desempeño de la turbina de gas aeroderivada PGT 25 basado en los mapas de operación del compresor axial así como las matrices de diagnóstico, el desempeño se evaluó en función de parámetros como la eficiencia térmica, el flujo de combustible, la eficiencia exergética global, por equipo, la eficiencia isoentrópica de compresión y expansión entre otros. Se realiza la evaluación de las emisiones de monóxido de carbono (CO), hidrocarburos no quemados UHC (por sus siglas en inglés), dióxido de carbono (CO₂) y óxidos nítricos (NO_x) mediante las correlaciones propuestas por (Rizk & Mongia, 1994), las cuales están en función de la temperatura de la zona primaria en la cámara de combustión y la relación aire combustible, estas se presentan en el apéndice B. Las turbinas de gas aeroderivadas se utiliza en diferentes contextos industriales, como son: generación de energía eléctrica, energía mecánica para procesos de extracción del gas natural y crudo (turbobombas y turbocompresores), en motores de avión entre otros. Mediante el análisis termodinámico es posible determinar los equipos con las mayores irreversibilidades que se cuantifican mediante la generación de entropía, así como la exergía que es la máxima cantidad de trabajo obtenida de una corriente energética llevada al estado muerto o restringido. En este estudio, se toman los valores de presión, temperatura y humedad relativa de 1.021 bar, 22.6 °C y 54% para las condiciones ambientales sitio respectivamente, mientras que para las condiciones ISO se toman valores de presión de 1.013 bar, temperatura de 15°C y 60% de humedad relativa. Mediante la corrección del mapa de operación por medio de cambios en el peso molecular del aire, de presión de succión y temperatura de succión de condiciones ISO a condiciones sitio, se tiene que aumento en la temperatura del aire a la entrada del compresor de 7.6 °C, genera una disminución en la presión de descarga en el compresor del 5%; una disminución en el peso molecular del aire de 0.09kg/kmol, incrementa la presión de descarga en 0.68% y una disminución en la presión de entrada al compresor de 0.01013 bar, disminuye la presión de descarga en 1. Por otra parte, el uso de las matrices de diagnóstico son una herramienta importante en el diagnóstico, desempeño, operación y mantenimiento de las turbinas de gas, al relacionar las diferentes problemáticas que se pueden

presentar en la turbomaquinaria y la repercusión que tienen en parámetros como la eficiencia de compresión isoentrópica, flujo másico, relación de presiones, etc.

Abstract

In this work, an analysis of the performance of the aeroderivative gas turbine PGT 25 based on the operation maps of the axial compressor as well as the diagnostic matrices. The performance evaluated in terms of parameters such as thermal efficiency, fuel flow, the global exergetic efficiency and by equipment between the isentropic efficiency of compression and expansion among others. Carbon monoxide (CO), unburned hydrocarbons (UHC), carbon dioxide (CO₂) and nitric oxides (NO_x) emissions evaluated through the correlations proposed by (Rizk & Mongia, 1994).), Which are a function of the temperature of the primary zone in the combustion chamber and the air-to-fuel ratio, these are presented in appendix B. Aeroderivative gas turbines are used in different industrial contexts, such as: Electric power, mechanical energy for the extraction of natural gas and crude oil (turbines and turbochargers), in aircraft engines, among others. By means of the thermodynamic analysis, it is possible to determine the equipment with the greatest irreversibilities that quantified by the generation of entropy, as well as the exergy that is the maximum amount of work obtained from an energetic current carried to the dead state or by restricting. In this study, the values of pressure, temperature and relative humidity of 1021 bar, 22.6 ° C and 54% are taken respectively for ambient conditions, while for ISO conditions pressure values of 1013 bar are taken, temperature of 15 ° C and 60% relative humidity. By correcting the operating map by changes in the molecular weight of air, suction pressure and suction temperature of ISO conditions at site conditions. The temperature of the air at the compressor inlet of 7.6 ° C, generates a decrease in the discharge pressure in the compressor of 5%; a decrease in the molecular weight of the air of 0.09 kg / kmol, increases the discharge pressure by 0.68% and a decrease in the compressor inlet pressure of 0.01013 bar, decreases the discharge pressure in 1%. On the other hand, the use of the diagnostic matrices is an important tool in the diagnosis, performance, operation and maintenance of the gas turbines, when relating the different problems that can be presented in the turbomachinery and the repercussion that they have in parameters such as the efficiency of isentropic compression, mass flow, pressure ratio, etc.

Nomenclatura

A área; [m²],
a parámetro de distribución; [-],
BPH potencia al freno; [kW o hp],
c velocidad; [m/s],
CEC consumo específico de combustible; [kg_f/kWh]
c_p calor específico a presión constante; [kJ/kg K],
D diámetro; [m],
 \dot{E} flujo de exergía; [kW],
g aceleración de la gravedad; [m/s²]
H cabeza o trabajo; [m],
h entalpía específica; [kJ/kg],
HR régimen térmico; [kJ/kWh]
i irreversibilidades por unidad de masa; [kJ/kg],
 \dot{I} flujo de irreversibilidades; [kW],
L longitud; [m],
 \dot{m} flujo másico; [kg/s],
N velocidad de giro; [rpm],
n número de etapas, índice politrópico; [-],
P presión; [bar],
PCI poder calorífico inferior; [kJ/kg_f],
q calor por unidad de masa; [kJ/kg],
 \dot{Q} flujo de calor; [kW],
R constante particular del gas; [kJ/kg K],

R_u constante universal; [8.314 kJ/kmol K],
rca relación combustible aire; [kg_f/kg_a]
s entropía específica; [kJ/kg K],
t tiempo; [s],
T temperatura; [°C o K], turbina,
TER fuente de calor; [-],
u energía interna por unidad de masa; [kJ/kg],
U velocidad periférica; [m/s],
V volumen; [m³],
v volumen específico; [m³/kg],
w trabajo por unidad de masa; [kJ/kg],
 \dot{W} potencia; [kW],
x relación del índice adiabático; R/c_p,
X₁ factor de corrección; [-],
X₂ factor de corrección; [-],
y relación de temperaturas; T₃/T₁,
Z altura sobre el nivel del mar; [m].

Letras griegas

γ índice adiabático; [-],
 ρ densidad; [kg/m³],
 ∂ parcial; [-],
 Δ diferencia; [-],
 ε exergía por unidad de masa; [kJ/kg],
 η eficiencia; [-],
 ϕ coeficiente de flujo o humedad relativa; [-],

ψ coeficiente de presión; [-],

κ_p coeficiente de potencia; [-].

π relación de presiones; [-].

Subíndices

0 estado de referencia,

1 condiciones iniciales, entrada,

2 condiciones nuevas al cambiar el peso molecular del gas, salida,

1 entrada del compresor,

2 salida del compresor,

3 salida de la cámara de combustión,

4 salida de la turbina de alta presión,

5 salida de la turbina de baja presión,

a aire,

A fuente de calor,

ah aire húmedo,

amb ambiente,

B sumidero,

b combustión,

C compresor,

cp corrección por presión,

ct corrección por temperatura,

cs compresión isoentrópica,

cc cámara de combustión,

DC descarga del compresor,

e entrada,

ele eléctrico,

exe exergético,

f combustible,

fa flama adiabática,

gc gases de combustión,

i número de etapas,

I irreversible,

jet chorro,

k cinética,

L pérdidas,

m motor,

mec mecánica,

P potencial,

R reversible

r presión corregida

suc succión.

s isoentrópico, salida

sic isoentrópico de compresión,

sit isoentrópico de expansión,

sum suministrado,

stg etapa,

TAP turbina de alta presión,

TBP turbina de baja presión,

TG turbina de gas,

Th térmica,

v vapor,

x dispositivo.

Introducción

El uso de las turbinas de gas se ha incrementado en la producción de energía eléctrica, aviación, en plataformas marinas en la extracción de petróleo y gas natural, entre otros. Su tamaño, peso y el uso de diferentes combustibles, la hace ideal para su uso en plataformas marinas. Hoy en día, las turbinas de gas aeroderivadas usan como combustible al gas natural, diésel, metano, turbosina, gas avión y gases obtenidos a partir de biomasa (Boyce, 2002).

En los últimos 20 años se ha logrado un gran desarrollo en la tecnología de las turbinas de gas aeroderivadas. Debido a los avances en los materiales utilizados en los recubrimientos de los álabes de la turbina de alta presión, que permiten incrementar la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión y por ende su eficiencia térmica. Este incremento, también está relacionado con el aumento de la relación de presiones y nuevos sistemas de enfriamiento en los álabes. El incremento de la relación de presiones en el compresor de 10 a 30, hizo que la eficiencia de la turbina se incrementara del 15% al 45%.

En la Figura I.1 se muestra la evolución de la relación de presiones a través de los años en los sectores de la aviación y el industrial. La eficiencia térmica de las turbinas de gas se ha estado incrementado, debido al aumento en la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión y de la relación de presiones. El compresor de flujo axial de la turbina de gas, es un compresor de etapas múltiples, que se compone de 16 a 22 etapas con una relación de presiones de 18 hasta 23. El sector de la aviación ha sido el de mayor crecimiento a lo largo de los últimos años. El desarrollo de los compresores axiales empieza en 1930, cuando se realizaron las primeras prácticas con compresores axiales. En consecuencia, Suiza emplea la teoría de los perfiles aerodinámicos como base del diseño de los compresores axiales. Pero el primer compresor puesto en funcionamiento fue de origen británico, llamado Anne, en el año de 1938 (Constant, 1945). En los Estados Unidos la National Advisory Committee for Aeronautics (NACA) desarrollaba un compresor de flujo axial en Cleveland en 1940 (Smith, 2002).

El desarrollo de los compresores se dio principalmente por parte del sector militar, en la Segunda Guerra Mundial en 1946, con la implementación de los motores de avión como el J35 en una turbina de gas TG180. Las relaciones de presiones fueron muy bajas, hasta que con estudios posteriores se logró aumentar la relación de presiones de una manera muy rápida

como se muestra en la Figura I.1. A principio de los años 50 el crecimiento en la relación de presiones de la aviación y del sector industrial iba en un rápido crecimiento, para los años 70 la relación de presiones en la aviación era de 17, mientras que el sector industrial tenía una relación de presiones de 15; entre los años 70 y 80, el sector industrial no tuvo un gran desarrollo en la relación de presiones, pero en el sector de aviación ya se había alcanzado una relación de presiones de 25; sin embargo, para el año 2000 ya se tenía un crecimiento sin igual en los dos sectores, alcanzando relaciones de presiones de entre 30 y 35. Debido a los estudios termodinámicos de las turbinas de gas se ha encontrado que incrementar la relación de presiones en el compresor no garantiza que se incremente el trabajo total de la turbina de gas, las turbinas de gas industriales tienen una relación de presiones de entre 16 a 30; en los últimos 7 años se han enfocado en mejorar la resistencia térmica de los álabes de la turbina de alta presión.

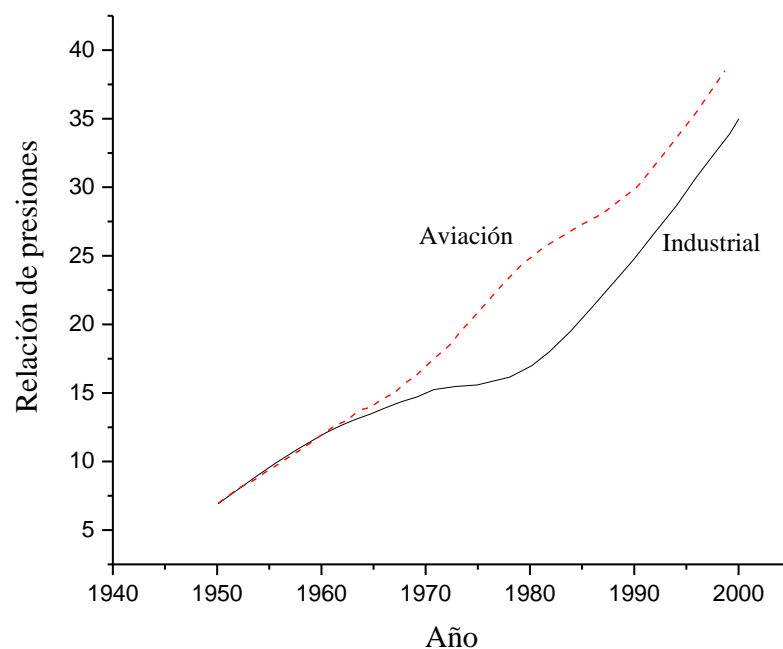


Figura I.1.- Evolución de la relación de presiones de los compresores axiales a lo largo del tiempo.

En la Tabla I.1 se presenta las principales características de operación de los compresores axiales, éstos se engloban en tres categorías: industrial (generación de energía eléctrica mediante turbinas de gas), aeroespacial (aviación) y de investigación; también se presentan los intervalos de los números de Mach a los cuales opera el compresor axial, la relación de presiones y la eficiencia isoentrópica. Los compresores axiales utilizados en la industria

manejan números bajos de Mach y relaciones de presiones bajas con respecto a los utilizados en campo aeroespacial, debido a que las turbinas de gas industriales están diseñadas para generar potencia y no empuje como lo requiere la aeroespacial y la militar, donde se requieren mayores números de Mach para tener mayor empuje.

Tabla I.1.- Características de los compresores de flujo axial (Boyce, 2002).

Aplicación	Flujo	M	π por etapa	η_{sic} (%) por etapa
Industrial	Subsónico	0.4-0.8	1.05-1.2	88-92
Aeroespacial	Transónico	0.8-1.1	1.15-1.6	80-85
Investigación	Supersónicos	1.05-2.5	1.8-2.2	75-85

La evaluación del desempeño en las turbinas de gas así como en los compresores, tanto axiales como centrífugos está dada por las normas internacionales A S M E PTC 22 y la PTC 10 (Performance test code) por sus siglas en inglés, respectivamente. Para obtener el desempeño de una turbina de gas se requiere de diferente información acerca de los parámetros operacionales del equipo, tales como presiones y temperaturas, así como las condiciones ambiente a la cual se somete el equipo. Las turbinas de gas son instrumentadas con sensores y sistemas de medición. Sin embargo, hay varios parámetros termodinámicos que no pueden ser físicamente medidos, como son los flujos másicos y la temperatura a la entrada de la turbina de gas (Tsoutsanis, 2010). Estos parámetros son importantes a la hora de evaluar el desempeño de las turbinas de gas. El análisis energético es uno de las metodologías más usadas a la hora de evaluar el desempeño de las turbinas de gas y los compresores, pero está limitado a la primera ley de la termodinámica, que es una ley conservativa; mientras, que los análisis exergéticos están basados en la segunda ley de la termodinámica, la cual cuantifica la degradación de la energía por medio de las irreversibilidades que se generan en los procesos reales (Kotas, 2013). La implementación de estos dos métodos da paso al análisis termodinámico, el cual se puede aplicar a sistemas o procesos.

Los mapas de operación son una herramienta importante a la hora de predecir el desempeño de la turbina de gas, en especial del compresor axial. Los mapas de operación son como una fotografía en el tiempo del comportamiento del equipo, para una velocidad de giro existe una línea característica que describe el flujo másico contra la relación de presiones del equipo, esto se tiene tanto para compresores axiales como centrífugos (Tsoutsanis, 2010). La

línea de velocidad de giro constante tiene un límite superior llamado surge y un límite inferior conocido como ahogamiento o muro de piedra, como se muestra en la Figura 2.1. Los mapas de operación determinan los valores de los parámetros medibles, como son presiones, temperaturas, potencias entre otros, en condiciones de operación fuera del diseño, así como los límites operacionales del equipo.

Por otra parte, las matrices de diagnóstico, así como los mapas de operación son importantes a la hora de evaluar el desempeño y no sólo el desempeño, si no también alguna problemática con el equipo, debido a la degradación del mismo por el tiempo de operación o las condiciones ambiente a las cuales está expuesto. Los efectos de la degradación en cada uno de los equipos principales de una turbina de gas se pueden poner en una tabla y ser expresados en variaciones de parámetros como el flujo másico, la eficiencia isoentrópica, la relación de presiones, entre otros. Esto se traduce en tendencias y o porcentajes de desviación que se comparan de los parámetros antes mencionados, cuando el equipo es nuevo y después de cierto tiempo, esto ayuda a establecer mantenimientos y recomendaciones de la operación del equipo.

La evaluación del desempeño de las turbinas de gas se debe basar en las relaciones termodinámicas entre los componentes de la turbina mediante un estudio termodinámico, los mapas de operación y las matrices de diagnóstico.

Tipos de turbinas de gas

Las turbinas de gas se pueden clasificar en cuatro grupos:

- Turbinas de gas Heavy-Duty. Este tipo de turbinas de gas son unidades de gran potencia, utilizadas en la generación de energía eléctrica, en especial en ciclos combinados, desde los 60 MW hasta los 519 MW, de una sola flecha, la eficiencia térmica de estos equipos varía de 38 hasta 42%; sin embargo, al acoplar la turbina de gas con una caldera de recuperación y un ciclo de vapor (ciclo combinado) se logran alcanzar eficiencias térmicas del 62%.
- Turbinas de gas aeroderivadas. Son turbinas de gas modificadas que provienen de un motor de avión. Han sido adaptadas para trabajar en tierra en la generación de energía eléctrica, su modificación consta de quitar el by-pass, el fan y adaptar una turbina de potencia en la salida de los gases de escape, su potencia varía de 2.5 a 50 MW y su eficiencia térmica del 25 al 40%.

- Turbinas de gas pequeñas. Su potencia va desde los 0.5 MW hasta los 2.5 MW. El compresor es centrífugo y la turbina radial, su eficiencia térmica varía del 15 al 25%.
- Micro turbinas. La potencia generada por estos equipos va de los 25 kW hasta los 350 kW.

Turbina de gas aeroderivada

Uno de los equipos rotatorios ampliamente usado en plataformas marinas, en la extracción de crudo y gas natural son las bombas y los compresores, estos equipos son accionados por medio de una turbina de gas, en este caso es una turbina de gas aeroderivada de doble flecha. El caso de estudio es la turbina de gas PGT 25, utilizada en la plataforma Akal-Bravo 5 para accionar los compresores centrífugos que comprimen el gas natural proveniente del yacimiento.

La Figura I.2 muestra la turbina de gas PGT 25 de doble flecha, se divide en dos partes, una es el generador de gases marca LM2500 de General Electric y la otra es la turbina de potencia o libre; el generador de gases cuenta con un compresor axial de 16 etapas, con una relación de presiones total de 18:1, álabes guía y siete etapas con estatores variables o IGV's; cámaras de combustión de tipo anular con inyectores de combustible montados externamente; la turbina de alta presión tiene dos etapas de expansión enfriadas por aire, y tiene un recubrimiento de platino con aluminide para mejorar la resistencia a la erosión, corrosión, oxidación y las altas temperaturas; la turbina libre está compuesta de seis etapas de expansión con una velocidad de giro de 3600 rpm. Genera una potencia de 23 MW a condiciones ISO con una eficiencia té

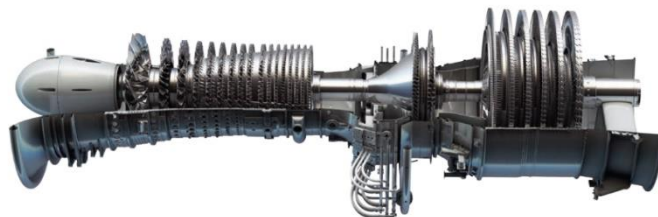


Figura I.2.- Turbina de gas General Electric PGT 25 (LM2500).

El compresor es de 16 etapas y dirección axial. Sus componentes principales son el bastidor delantero, el rotor, el estator y el bastidor posterior. La principal función del compresor es la de elevar la presión del aire. Sin embargo, parte del aire se extrae para el enfriamiento de la turbina, el sumidero del cojinete y la preservación de los sellos. El compresor delantero Frame (CFF) es un conjunto formado a partir de una sola pieza de acero

inoxidable. El CFF también soporta la porción de adelante del estator del compresor, conducto de entrada, del cuerpo central, y la parte frontal de la turbina de gas. La parte exterior del Frame es apoyada por 5 igualmente espaciados puntales que irradian axialmente desde el cubo como se muestra en le Figura I.3. Los puntales son huecos para proporcionar servicios desde y hacia el motor, y tienen la forma de perfiles de ala para proporcionar un camino turbulento libre para la circulación del aire para la entrada del compresor de aire. Datos de placa del motor están situados en el punto 11:00 posición del CFF.



Figura I.3.- Compresor delantero frame.

La parte exterior del frame es apoyada por 5 igualmente espaciados puntales que irradian axialmente desde el cubo. Los puntales son huecos para proporcionar servicios desde y hacia el motor, y tienen la forma de perfiles de ala para proporcionar un camino turbulento libre para la circulación del aire para la entrada del compresor de aire. Datos de placa del motor están situados en el punto 11:00 posición del CFF. Los álabes guía de admisión y las primeras seis etapas de los álabes del estator son variables; la posición cambia del 5 al 24 ° máximo en función de la velocidad del compresor.

El ensamblaje del bastidor forma un paso de corriente de entrada en el compresor. En el bastidor están los pasos de aire para la presurización de sellado y el enfriamiento. El estator del compresor tiene una etapa de álabes guía de admisión (IGVs). El aire se toma de la etapa número ocho, se utiliza para la presurización y además se utiliza en el control de la temperatura de la llama en la cámara de combustión como se muestra en la Figura I.4. El aire de descarga extraído entre las etapas nueve y diez se utiliza para el enfriamiento del bastidor de la turbina y para presurización de la cavidad del pistón de equilibrio.

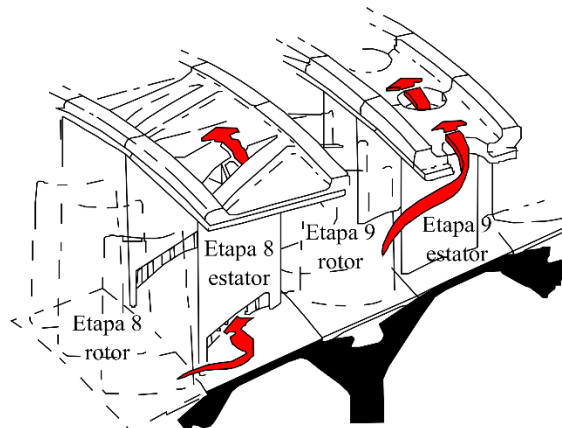


Figura I.4.- Extracciones de aire en el compresor axial.

El aire extraído entre la etapa trece y catorce se utiliza para el enfriamiento de las boquillas de la turbina de alta presión en la segunda etapa y el sellado entre las etapas Figura I.5. El ensamblaje del bastidor posterior del compresor está fabricado de Inconel 718, es una aleación de níquel-cromo-molibdeno diseñado para resistir un amplio rango de ambientes corrosivos. Las seis aberturas del boroscopio localizadas en la caja permiten la inspección de la cámara de combustión y de los pre mezcladores.

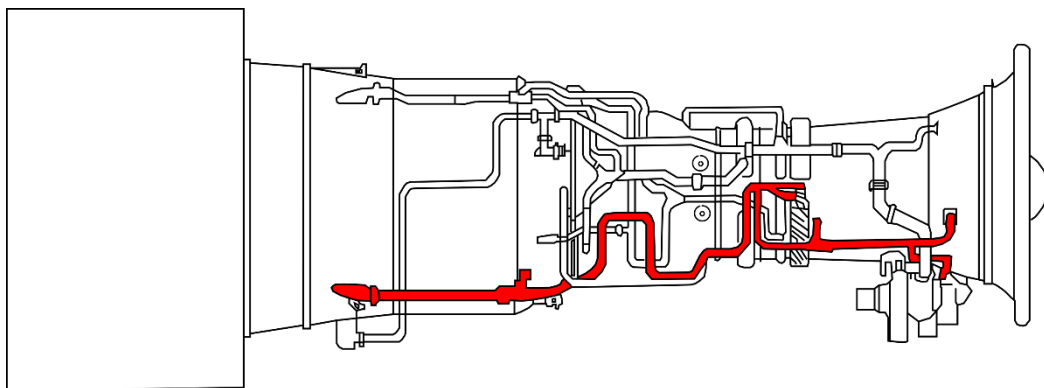


Figura I.5.- Tuberías de extracción de aire para sellos y enfriamiento de la turbina de gas PGT 25.

La cámara de combustión es anular y se compone de cuatro partes principales: ensamblaje (difusor) del cubretablero, bóveda costado interior y costado exterior. El ensamblaje del cubretablero junto con el bastidor posterior del compresor funciona como difusores y distribuidores del aire de descarga del compresor. Provee a la cámara de combustión de una corriente de aire uniforme que genera una combustión y distribución de la temperatura uniforme. La cámara de combustión está colocada dentro del bastidor posterior del compresor, en igual relación de espacio entre los pernos montados en la sección delantera del ensamble del cubretablero. Estos pernos aseguran una colocación axial y radial positiva, aseguran la posición central del ensamble del cubretablero en el paso del difusor. En la bóveda, treinta

copas de remolinos de vórtice y axiales (uno en cada perno de las boquillas de combustible) hacen posible la estabilidad de la llama y la mezcla del aire combustible. La cara interior de la bóveda está protegida de las altas temperaturas mediante una capa de aire.

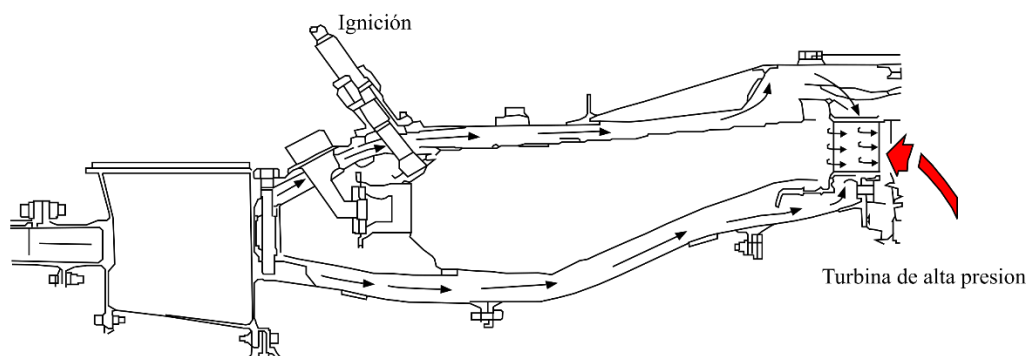


Figura I.6.- Cámara de combustión anular de la PGT 25.

La sección de la turbina de alta presión está formada por un rotor de turbina de alta presión, ensamblajes de boquillas de primera y segunda etapa y un bastidor central de turbina. Las boquillas de la turbina dirigen los gases de combustión, desde la cámara de combustión hasta las aspas del rotor en un ángulo y a una velocidad de giro óptima. El bastidor central de la turbina, además de mantener el extremo posterior del rotor de la turbina, también mantiene el extremo delantero de la turbina de potencia.

El rotor de turbina de alta presión consiste en un árbol de transmisión delantero de forma cónica. La turbina transmite energía al rotor del compresor por medio de una flecha conectada entre ambos. Las aspas de la turbina en ambas etapas están enfriadas internamente por aire y revestidas de cerámica para aumentar la resistencia ante la erosión, la corrosión y la oxidación.

El rotor de la turbina de alta presión se enfría mediante un flujo continuo, que proviene del aire del compresor de la etapa 13 y 14 que pasa a través de los orificios de soporte de las boquillas de la primera etapa y del árbol de transmisión de la turbina delantera.

El bastidor central de la turbina soporta el extremo posterior del rotor de la turbina de alta presión y el extremo delantero del rotor de la turbina de potencia. Está atornillado entre la zapata posterior del bastidor posterior del compresor y la zapata delantera del estator de la turbina de potencia. El bastidor hace posible un paso ligero de los gases de escape de la turbina de alta presión hasta la turbina de potencia. El entubado para la lubricación de los cojinetes y la presurización de sellado está localizado dentro de los puntales del bastidor.

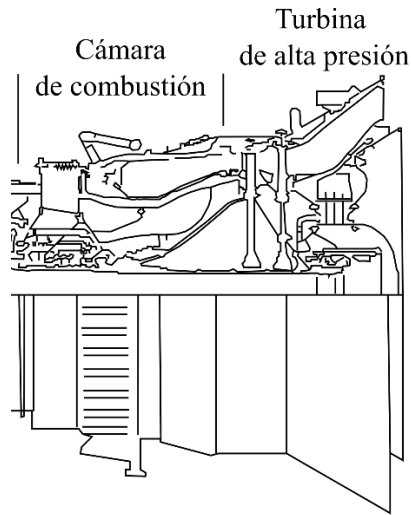


Figura I.7.- Turbina de alta presión PGT 25.

El ensamble de la turbina de potencia PGT 25 está formado por un rotor de turbina, estator, un bastidor posterior y un adaptador de árbol de transmisión de alta velocidad. El estator consiste en tres carcasas externas que sellan los gases calientes y de los siguientes componentes internos: sellos, boquillas y diafragmas de partición. El rotor consiste en dos discos hojeados, un disco espaciador intermedio y un cubo.

El bastidor posterior de la turbina consiste en una carcasa exterior, ocho puntales radiales colocados a espacios iguales, y un cubo de acero fundido de una sola pieza. Funciona como paso del flujo de escape de la turbina de potencia y soporta el extremo posterior de la turbina de potencia y el extremo delantero del adaptador de par flexible Figura I.8. El cubo del bastidor de la turbina soporta el deflector interno del sistema de escape.

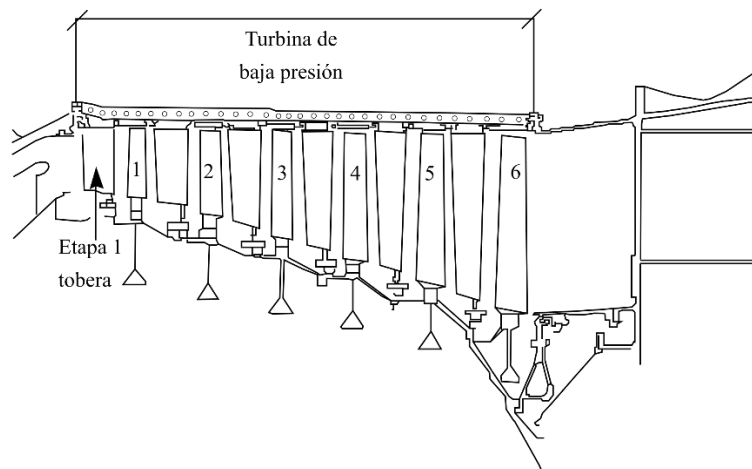


Figura I.8.- Turbina de baja presión PGT 25.

La ventaja, al usar turbinas de gas frente a motores de combustión interna, es primordialmente por las características de peso-potencia, flexibilidad en el uso del combustible, la velocidad variable y las emisiones. A diferencia de los motores reciprocantes, la turbina de gas tiene una combustión continua, con el fin de que el proceso de combustión se lleve a cabo de manera más eficiente, con niveles muy bajos en las emisiones CO o UHC en ciertos rangos de temperatura de la zona primaria de la cámara de combustión. Otras emisiones son, NOx, que no están relacionado con la eficiencia de la combustión, pero sí estrictamente a la temperatura de la flama (y la cantidad de nitrógeno en el combustible). La reducción en las emisiones de NOx, se logra mediante una inyección de agua o vapor en la zona primaria, con el fin de reducir la temperatura en la cámara de combustión (Razak, 2007). Alrededor del 35% de todas las turbinas de gas industriales maneja esta tecnología.

Justificación

Las turbinas de gas aeroderivadas son equipos rotatorios importantes utilizados en los contextos de extracción de gas y crudo en plataformas marinas, no sólo en México, sino en el mundo. La evaluación del desempeño de estos equipos es importante para prevenir y predecir posibles fallas por el tiempo de operación, así como la correcta operación del mismo. Los análisis energéticos y exergéticos han sido de gran utilidad a la hora de evaluar el desempeño de las turbinas de gas, el uso de los mapas de operación y las matrices de diagnóstico complementan la evaluación de estos equipos. Los mapas de operación del compresor axial son una herramienta importante para los operadores de turbinas de gas, a la hora prevenir zonas de operación peligrosas para la turbomáquina. Trabajar en zonas correctas del compresor axial previene caídas en la potencia de la turbina, previene inestabilidades en el equipo y mantienen su eficiencia tanto global como por equipo; por el contrario, operar en zonas inestables provocaría la disminución de las eficiencias y la potencia, lo que ocasiona un mayor flujo de combustible para poder mantener las condiciones de potencia requeridas por el usuario, incrementando la emisión de contaminantes en la turbina de gas. Aunado a otro de los problemas frecuentes en las turbinas de gas es el ensuciamiento de los álabes del compresor axial y de la turbina, esto es un problema que enfrentan los operadores al exponer a la turbina de gas a diferentes condiciones ambiente, donde se tienen variaciones en la humedad, dirección del viento, acumulación de material particulado en los álabes, etc. Los factores

anteriores provocan una disminución en el desempeño del equipo (Kurz & Brun, 2009). Las consecuencias económicas por ensuciamiento impactan en la operación y en la viabilidad económica del proyecto, al tener bajas eficiencias térmicas (Meher, 1992), (Kurz et al, 2013). La turbina de gas de alta presión y el compresor axial están expuestos al ensuciamiento, producido por los gases de escape de la cámara de combustión y del aire del medio ambiente, respectivamente. En la sección caliente de la turbina se generan depósitos de cenizas, metales e hidrocarburos no quemados, debido a las altas temperaturas alcanzadas por los gases de combustión. Los gases, al pasar por la primera etapa de la tobera, tienen una caída en la temperatura, lo que genera el depósito de cenizas en los álabes. En el área de entrada la tobera juega un papel importante, en el desempeño tanto en el compresor y la turbina, que una reducción en el área, provoca que el área la turbina y el compresor trabajen fuera de su punto de diseño ubicando a la turbina en una condición de inestabilidad aerodinámica o de baja eficiencia (Meher, 1992).

Lo que conlleva a un estudio de los mapas de operación y la generación de las matrices de diagnóstico para evaluar el desempeño de la turbina de gas PGT 25, que opera en plataforma marina, pero esta metodología se puede aplicar a cualquier turbina de gas aplicada para cualquier proceso.

Antecedentes

Mapas de operación

(Koch & Schildwachter, 1962) propusieron una metodología para actualizar los mapas de operación de un compresor centrífugo utilizado en el procesamiento del gas natural, propone tres cambios importantes en la operación del compresor que son; peso molecular, presión de succión y la temperatura de succión, que afectan el comportamiento del compresor (P. Lapina, 1982) y por ende la región de operación del mismo, al no trabajar dentro de la región de operación, el compresor puede sufrir averías e inclusive la destrucción y paro temporal del mismo.

(Howell & Calvert, 1978) utilizaron el método de apilamiento secuencial, o el análisis de una sola dimensión, desarrollado con particular referencia a condiciones de paro, por medio de correcciones a las variaciones radiales y en los parámetros de la etapa, tales como el bloqueo y

factores de trabajo. Se tienen buenas predicciones a las condiciones de diseño. Las cuales son más difíciles de aplicar, cuando están operando bajo las condiciones inestables, que pueden ocurrir fuera de las condiciones de diseño del compresor de flujo axial de varias etapas, entre las etapas de media y alta presión.

(Kóbor, 1993) obtuvo los mapas de operación mediante la combinación de la teoría y datos empíricos, con el fin de obtener una mejor aproximación. Es necesario contar con la geometría del compresor y datos empíricos de cada una de las etapas del compresor axial. Para obtener resultados más exactos se necesita describir el ángulo de salida de la etapa de compresión ya que influye en el flujo másico y también, las pérdidas de cada etapa, como función de las condiciones de flujo a la entrada de cada etapa del compresor.

Este tipo de métodos no considera las leyes de la física y, en consecuencia, los mapas generados son válidos sólo en la región de validación (Kurzke, 2011), (Kong et al, 2004). Esta región es a menudo muy estrecha, especialmente en el caso del generador de gas que funciona constantemente, siempre en una única línea operativa. Para esto, es necesario conocer algunos parámetros o coeficientes que relacionan ciertas características fundamentales del fluido de trabajo, con las variables del diseño de la máquina como el radio de entrada del compresor, tamaño del álabe, velocidad del fluido y la velocidad de giro. En este sentido ofrecen particular interés los coeficientes de presión y de flujo.

(Song et al, 2001) propusieron una metodología para la predicción del desempeño de un compresor axial, basado en las características de la etapa como el área, la velocidad, la relación de presiones inter etapa, el incremento de temperatura y del cálculo simultáneo de parámetros entre cada etapa, al utilizar las curvas de desempeño de la etapa, las cuales se muestran en las Figuras I-3 y I-4. Este método difiere del método de etapa de apilamiento secuencial, en el que se emplea el cálculo simultáneo de todas las variables entre etapas.

La Figura I-9 muestra la curva de eficiencia isoentrópica que fue desarrollada a partir de un modelo matemático propuesto por (Howell & Bonham, 1950), en donde define a la eficiencia de cada etapa, respecto a su valor máximo de eficiencia, en función de la relación entre el coeficiente del incremento de temperatura y el coeficiente de flujo; a medida que se aumenta la relación entre el coeficiente de incremento de temperatura y el coeficiente de flujo, la eficiencia relativa aumenta hasta un máximo y después tiende a disminuir. Las metodologías que se mencionan toman de base las curvas generadas por (Howell & Bonham, 1950) para emplearlas en los cálculos inter etapa, las cuales se describen a continuación.

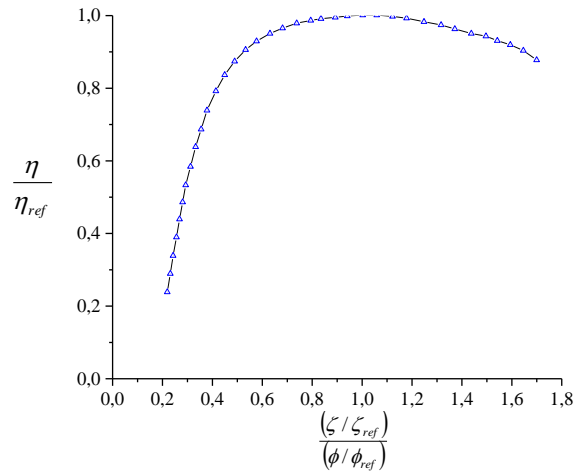


Figura I-9.- Curva generalizada de la eficiencia isoentrópica para una etapa.

La Figura I-10 muestra la curva del coeficiente de presión en función del coeficiente de flujo. Construida a partir de datos del incremento de la presión de cada etapa, de un número de fuentes bibliográficas diferentes. Esta línea representa valores obtenidos de modelos propuestos por (Balsa & Mellor, 1975), (Budinger & Kaufman, 1955), (Carchedi & Wood, 1975) y (Milner & Wenzel, 1975) para la LM2500 en el incremento de presión por etapa, que está relacionado con coeficientes adimensionales del compresor, la curva se determina los procedimientos de estimación de las características de cada etapa descritas por (Muir et al, 1989).

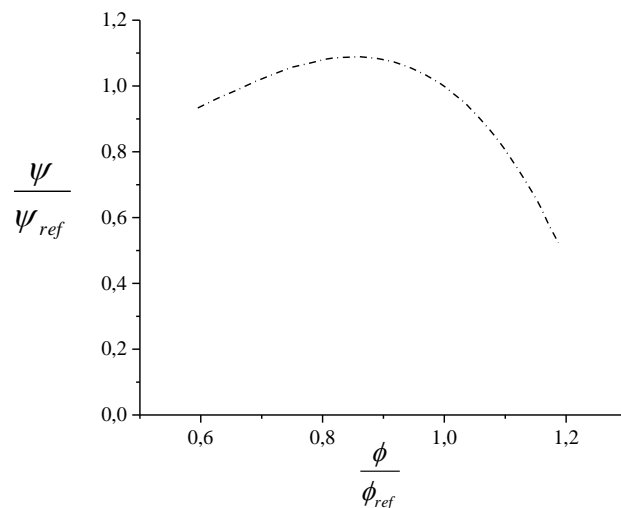


Figura I-10.- Curva generalizada del coeficiente de presión para una etapa.

(Zachos et al, 2011) propusieron la generación de mapas de operación en la región de ralenti, que es una región de operación a bajas velocidades de giro, las condiciones de ralenti presentan cambios significativos en comparación con la condición de diseño y por ende al desempeño de una turbina de gas. Los valores obtenidos de ensayos en un banco de pruebas son insuficientes a bajas velocidades, creando la necesidad de la generación de mapas de operación dentro del régimen de ralenti. (Zachos et al, 2011) proponen el uso de un proceso de extrapolación. Este es un proceso puramente matemático y por lo general los resultados no son lo suficientemente válidos.

(Tsoutsanis et al, 2014) presenta un método novedoso para la generación del mapa del compresor, con el objetivo principal de mejorar la exactitud y fidelidad de los modelos de las turbinas de gas, para la predicción de su desempeño y de su diagnóstico. Se introduce un nuevo mapa del compresor, por medio del método de ajuste y modelación, para determinar simultáneamente las mejores curvas elípticas a los mapas del compresor. Los coeficientes que determinan la forma de las curvas en el mapa del compresor, se analizan y se sintonizan a través de un esquema de optimización multi-objetivo, a fin de hacer coincidir simultáneamente múltiples conjuntos de mediciones del desempeño de la turbina de gas.

(Albusaidi & Pilidis , 2015) presentan un nuevo método iterativo para predecir el desempeño de un compresor centrífugo a diversas condiciones de operación, aunque la metodología es para compresores centrífugos, algunos parámetros como los coeficientes de flujo, y de presión etc. son aplicables también a los compresores axiales. El análisis teórico presentado y las correlaciones empíricas proporcionan un nuevo enfoque para derivar todo el mapa del compresor correspondiente a diversas condiciones de succión, sin un conocimiento previo de la geometría detallada.

Capítulo 1

1.1 Pregunta de Investigación

¿Cómo relacionar los parámetros obtenidos de la actualización de los mapas de operación con las matrices de diagnóstico, para dar recomendaciones de operación y mantenimiento de la turbina de gas?

1.2 Objetivo general

Actualizar los mapas de operación del compresor axial del generador de gases y generar las matrices de diagnóstico mediante el análisis termodinámico de la turbina de gas PGT 25, para la evaluación de su desempeño a condiciones de operación reales.

1.3 Objetivos particulares

- Actualizar los mapas de operación del compresor axial considerando cambios en el peso molecular, presión y temperatura de entrada al compresor.
- Realizar el análisis termodinámico en el generador de gases y en la turbina libre.
- Generar las matrices de diagnóstico del generador de gases y la turbina libre.

Capítulo 2

Mapas de operación

Un mapa de operación se puede considerar como una fotografía que muestra las zonas de operación de un compresor, para diferentes velocidades de giro y eficiencias, los mapas de operación son una familia de curvas, que representan diferentes velocidades de giro de la máquina, el eje de las ordenadas o la variable dependiente está representada por la cabeza politrópica (H_p) o isoentrópica (H_s), la relación de presiones (π), la presión de descarga entre otras, y en el eje de las abscisas se tiene el flujo volumétrico o másico, también relaciona los valores de la eficiencia isoentrópica por medio de las islas de eficiencia. El flujo de entrada en el compresor y la operación del mismo está relacionado en el peso molecular, la relación de calores específicos, el factor de compresibilidad, la presión y la temperatura. Si cualquiera de estos parámetros cambia, el mapa de operación también cambia y requiere de una actualización. Si las variaciones antes mencionadas son pequeñas, el mapa de operación puede ser válido con un cierto rango de desviación (Boyce, 2003).

La Figura 2.1 muestra dos diferentes velocidades de giro para un compresor axial y la relación de presiones en función del flujo másico. La región (A) representa la región de *surge*, la operación de un compresor puede volverse inestable debido al cambio en el flujo másico, presión y en el peso molecular del gas. Esto causa cambios bruscos en flujo, lo que se conoce como *surge*, una zona operacional no deseada e inestable, ningún compresor o sistema es inmune a que esto ocurra alguna vez (Staroselsky & Ladin, 1979), la inestabilidad genera vibraciones en el compresor este puede sufrir daños internos o incluso la destruirse. El *surge* se puede alcanzar al tener una disminución en el flujo másico y como consecuencia el flujo se invierte dentro del compresor, lo que puede conducir a la destrucción total del compresor. Mientras que en la región (B) se encuentra el ahogamiento, en donde la capacidad de la máquina para comprimir cierto flujo másico se sobrepasa debido a que el flujo alcanza un

número de Mach=0.8 y por consecuencia no puede pasar más flujo. Las condiciones de ahogamiento causan una gran caída en la eficiencia y por tanto un aumento en la potencia requerida pero no conducen a la destrucción de la unidad.

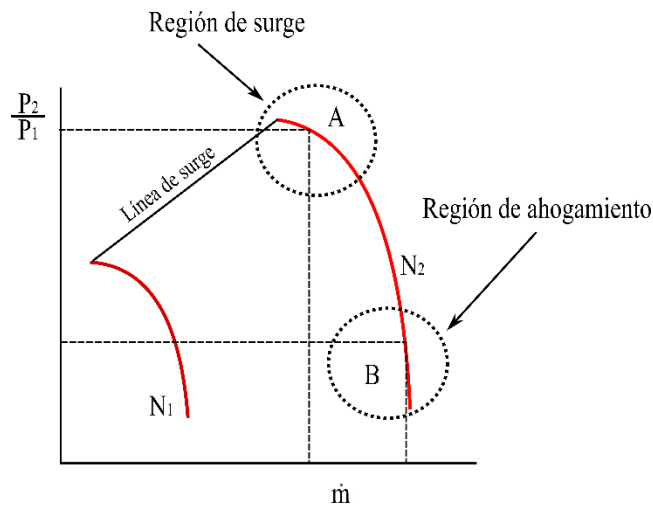


Figura 2.1-Relación de presiones y flujo másico en un compresor (Song et al, 2001).

Los mapas de operación son importantes para obtener mejores condiciones de operación en las turbinas de gas; pero los mapas de operación del compresor axial no son proporcionados por el fabricante las personas que adquieren el equipo a diferencia de los compresores centrífugos y deben ser aproximados mediante modelos teóricos o a partir de literatura.

Los mapas de operación presentados en la literatura se han utilizado para probar la validez de nuevos métodos y metodologías. La Figura 2.2 muestra un mapa de operación de un compresor axial del generador de gases LM2500 reproducido por (Klapproth et al, 1979) y retomado por (Tsoutsanis et al, 2014). También se muestran las islas de eficiencias isoentrópicas del compresor, la máxima eficiencia isoentrópica para una velocidad de giro del 100% es del 86%, para una misma velocidad de giro se pueden tener varias eficiencias, a medida que las eficiencias disminuyen para una cierta velocidad de giro el compresor puede tender al surge, esto va a depender del flujo y la relación de presiones que se tengan para esa velocidades, bajas eficiencias hacen que la relación de presiones se acerque a la línea de surge.

Los mapas de operación de los compresores axiales son difíciles de encontrar en la literatura o en su caso, no son proporcionados por los fabricantes de turbinas de gas, por otra parte los mapas de operación de los compresores centrífugos son proporcionados por el fabricante junto con sus pruebas de desempeño. En este trabajo se parte de un mapa de

operación a condiciones ISO tomado de (Tsoutsanis et al, 2014), que corresponde al compresor axial de la turbina de gas PGT 25, para realizar la actualización de dicho mapa, mediante correcciones de peso molecular, presión de succión y de la temperatura de succión del aire que entra en el compresor axial.

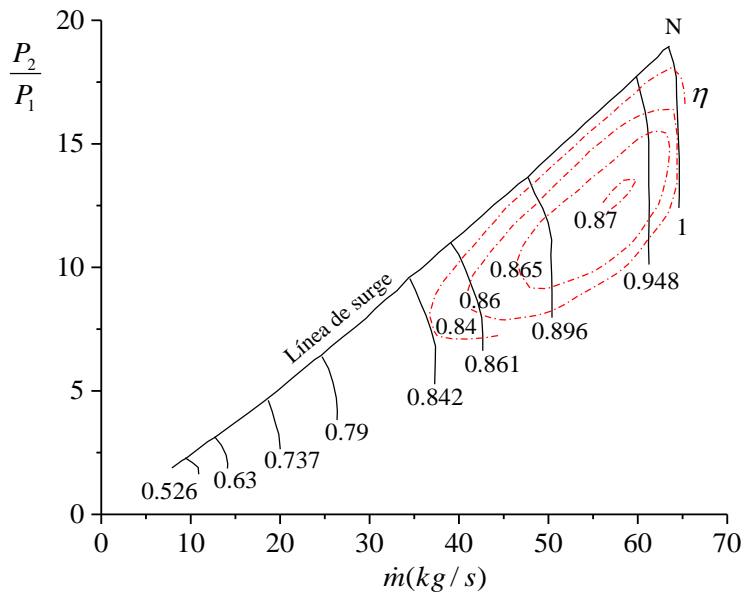


Figura 2.2.- Mapa de operación del compresor axial de la PGT 25 (Klaproth et al, 1979).

Un mapa de operación puede construirse a partir de datos monitoreados como la presión de descarga, la velocidad de giro, el flujo y la potencia suministrada. La Figura 2.3 muestra los pasos necesarios para construir un mapa de operación a partir de la variación del flujo de descarga por medio de una válvula para diferentes velocidades de giro.

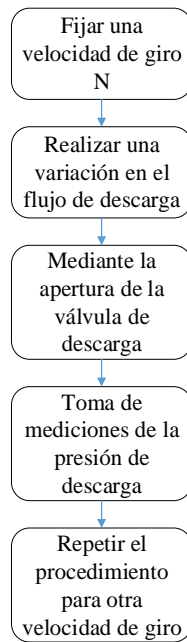


Figura 2.3.- Pasos para la construcción de un mapa de operación.

2.1 Metodología para la actualización del mapa de operación de condiciones ISO a condiciones en sitio

Las correcciones por peso molecular, presión de succión y temperatura de succión se realizan para una relación de presiones dada, a una velocidad de giro constante seleccionada del mapa de operación del compresor axial a condiciones ISO presentado en la Figura 2.4 (Klapproth et al, 1979).

Paso 1

Se selecciona la velocidad de giro de 1; que representa el 100% de la velocidad de giro del compresor axial, después se selecciona una relación de presiones, una vez que se tenga la relación de presiones se procede a realizar la corrección del peso molecular mediante factores X_1 y X_2 , que son presentados más adelante. Para poder tener todo el mapa se deben seleccionar varias relaciones de presiones a una velocidad de giro dada, hasta completar las nueve velocidades de giro, con estas relaciones de presiones se procede a realizar las actualizaciones correspondientes.

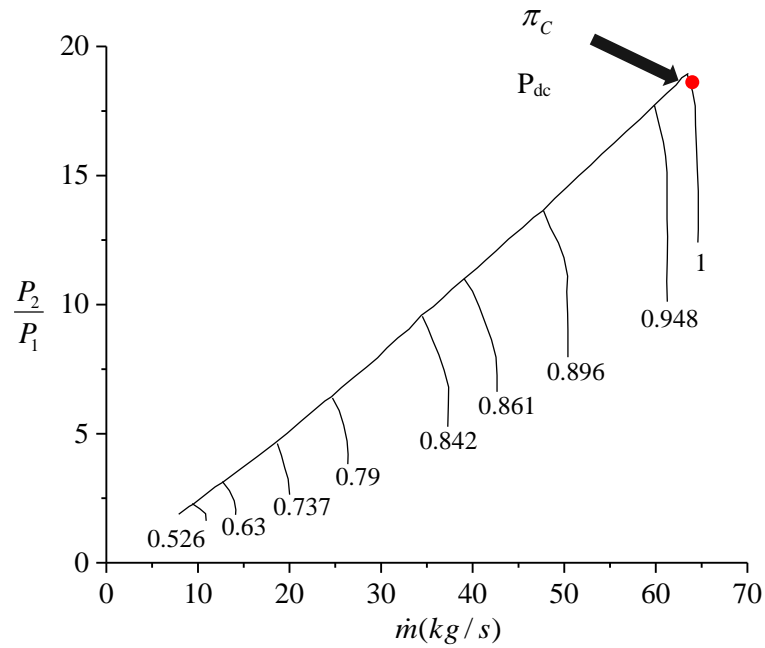


Figura 2.4.- Mapa de operación del compresor axial a condiciones ISO (Klapproth et al, 1979).

Paso 2 Determinar el factor X_1 , donde gamma es función de la composición del gas con el que se esté trabajando.

$$X_1 = \pi_1^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1}} - 1 \quad (2.1)$$

Paso 3 Para determinar el factor X_2 o trabajo de compresión isoentrópico adimensional en función de los pesos moleculares PM_1 y PM_2 , y de la relación del índice adiabático del fluido γ_1 y γ_2 se considera el trabajo de compresión isoentrópico:

$$w_{cs_1} = \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1} \right) \frac{R_u}{PM_1} T_{suc} \left[\pi_1^{\frac{\gamma_1}{\gamma_1-1}} - 1 \right] \quad (2.2)$$

también se debe considerar el trabajo de compresión isoentrópico para las nuevas propiedades del fluido como se muestra en la siguiente ecuación:

$$w_{cs_2} = \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1} \right) \frac{R_u}{PM_2} T_{suc} \left[\pi_2^{\frac{\gamma_2}{\gamma_2-1}} - 1 \right] \quad (2.3)$$

el trabajo de compresión isoentrópico adimensional se va a obtener al relacionar el trabajo de compresión isoentrópico del fluido con cierto peso molecular PM_1 y γ_1 entre el trabajo

isoentrópico del fluido al cambiar el peso molecular y el índice adiabático, se obtiene la siguiente relación:

$$\frac{w_{cs_1}}{w_{cs_2}} = 1 = \frac{\left(\frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1}\right) \frac{R_u}{PM_1} T_{suc} \left[\pi_1^{\frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1}} - 1 \right]}{\left(\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1}\right) \frac{R_u}{PM_2} T_{suc} \left[\pi_2^{\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1}} - 1 \right]} \quad (2.4)$$

pero el factor X_1 es una función del índice adiabático y de la relación de presiones

$$\left[\pi_1^{\frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1}} - 1 \right] = X_1 \quad (2.5)$$

y el factor X_2 es una función del índice adiabático y de la relación de presiones después del cambio en las condiciones del fluido

$$\left[\pi_2^{\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1}} - 1 \right] = X_2 \quad (2.6)$$

considerando que las temperatura de succión son iguales en la ecuación (2.4), se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{\left(\frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1}\right) \frac{R_u}{PM_1} T_{suc} \left[\pi_1^{\frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1}} - 1 \right]}{\left(\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1}\right) \frac{R_u}{PM_2} T_{suc} \left[\pi_2^{\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1}} - 1 \right]} = \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2}\right) \left(\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_1 - 1}\right) \left(\frac{PM_2}{PM_1}\right) \frac{X_1}{X_2} = 1 \quad (2.7)$$

despejando a X_2 se tiene obtiene una expresión que contempla el cambio del peso molecular del gas de trabajo, así como sus índices adiabáticos:

$$X_2 = X_1 \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2}\right) \left(\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_1 - 1}\right) \left(\frac{PM_2}{PM_1}\right) \quad (2.8)$$

Paso 4 Determinar la relación de presiones corregida, en función del factor X_2 :

$$\pi_r = \left(1 + X_2\right)^{\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1}} \quad (2.9)$$

Paso 4ª Para determinar la nueva potencia requerida por el compresor BHP₂ break horsepower (BHP) o potencia al freno, que es la potencia requerida por el compresor u obtenida en una turbina considerando las pérdidas por fricción dentro de la máquina, debido al cambio en sus propiedades el fluido se debe considerar lo siguiente:

$$BHP_2 \neq BHP_1 \quad (2.10)$$

La potencia va a estar dada por la multiplicación del flujo másico y el trabajo de compresión isoentrópico, se toma la ecuación (2.2) así como (2.3) al multiplica por un flujo másico se obtiene la potencia requerida como se muestra en la siguiente expresión:

$$BHP_1 = \dot{m} \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1} \right) \left(\frac{R_u}{PM_1} \right) T_{suc} \left(\pi_1^{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1}} - 1 \right) \quad (2.11)$$

se obtiene también una expresión de la potencia requerida por el compresor al cambiar las propiedades del fluido:

$$BHP_2 = \dot{m} \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1} \right) \left(\frac{R_u}{PM_2} \right) T_{suc} \left(\pi_2^{\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_2}} - 1 \right) \quad (2.12)$$

se realiza un cociente entre estas dos potencias:

$$\frac{BHP_2}{BHP_1} = \frac{\dot{m} \left(\frac{g_2}{g_2 - 1} \right) \left(\frac{R_u}{PM_2} \right) T_{suc} \left(p_2^{\frac{g_2 - 1}{g_2}} - 1 \right)}{\dot{m} \left(\frac{g_1}{g_1 - 1} \right) \left(\frac{R_u}{PM_1} \right) T_{suc} \left(p_1^{\frac{g_1 - 1}{g_1}} - 1 \right)} \quad (2.13)$$

considerando gas ideal se tiene la siguiente expresión:

$$Pv = RT \quad (2.14)$$

sustituyendo (2.14) en (2.13) se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{BHP_2}{BHP_1} = \frac{\dot{m} \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1} \right) P_{succ2} v_2 \left(\pi_2^{\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_2}} - 1 \right)}{\dot{m} \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1} \right) P_{succ1} v_1 \left(\pi_1^{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1}} - 1 \right)} \quad (2.15)$$

Debido a que el flujo másico con el que opera el compresor axial es el mismo antes y después del cambio en el peso molecular y que la relación de presión de succión, el volumen específico no cambia, se puede sustituirla ecuación (2.5) y (2.6) en (2.15) se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{BHP_2}{BHP_1} = \left(\frac{\gamma_2 (\gamma_1 - 1) X_2}{\gamma_1 (\gamma_2 - 1) X_1} \right) \quad (2.16)$$

Como se conoce la potencia inicial del compresor se puede despejar la nueva potencia BHP_2 en función de los índices adiabáticos y los factores de corrección X_1 y X_2 .

2.1.1 Corrección por cambio en la presión de entrada

Paso 5 Determinar la presión de descarga corregida en función de la relación de presiones, obtenida en el paso 4:

$$P_{DC_r} = P_{suc} \pi_r \quad (2.17)$$

Paso 5 bis Determinar la temperatura de descarga en función de la relación de presiones, obtenida en el paso 4 y la temperatura de succión:

$$\frac{T_{DC}}{T_{suc}} = \pi_r^{\frac{\gamma_2-1}{\gamma_2}} \quad (2.18)$$

despejando a la temperatura de descarga se tiene que:

$$T_{DC} = T_{suc} \pi_r^{\frac{\gamma_2-1}{\gamma_2}} \quad (2.19)$$

2.1.2 Corrección por cambio en la temperatura de entrada

Paso 7 Determinar el factor X_{cp} correspondiente a la relación de presiones obtenida del **paso 4**

$$X_{cp} = \pi_c^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1}} - 1 \quad (2.20)$$

Paso 8 Corregir el factor X_{cp} en función de la temperatura de succión nueva que presenta el compresor axial al cambiar las condiciones ambiente, denotada por T_{sucr} y por la temperatura T_{suc} de diseño ISO.

$$X_{cT} = \frac{X_{cp} T_{suc}}{T_{suc_r}} \quad (2.21)$$

Paso 9 Determinar la relación de presiones corregida a partir de un cambio en la temperatura de succión en el compresor axial en función del índice adiabático γ_1 , como se muestra a continuación:

$$\pi_{cT} = (X_{cT} + 1)^{\frac{\gamma_1}{\gamma_1-1}} \quad (2.22)$$

Paso 10 Con la relación de presiones obtenida mediante la corrección por la temperatura de entrada, en los pasos anteriores, se calcula la nueva presión de descarga del compresor axial, mediante la siguiente ecuación:

$$P_{DC(T)} = \pi_{cT} P_{suc} \quad (2.23)$$

2.2 Actualización del mapa de operación de condiciones ISO a condiciones de sitio

En las turbinas de gas se consideran diferentes condiciones ambientales al llevar a cabo una prueba del desempeño. Las condiciones ISO se consideran a una presión de 1.013 bar (1 atmósfera), una temperatura de 15 °C y una humedad relativa del 60%. Las condiciones de sitio son las condiciones ambiente del lugar donde opera el equipo.

El equipo de estudio es el compresor axial de la turbina de gas PGT 25, que opera en una plataforma marina. Es necesario tener el mapa de operación a condiciones ISO del compresor axial, el cual se toma de (Klapproth et al, 1979) y (Tsoutsanis et al, 2014) para realizar las siguientes correcciones:

2.2.1 Corrección por peso molecular

Para predecir el comportamiento del compresor (Koch & Schildwachter, 1962) proponen la corrección de tres parámetros que son; Presión, Temperatura y Peso molecular, se comienza con la corrección por **peso molecular**.

Al considerar la composición del aire que entra al compresor axial, se pueden encontrar dos composiciones, en este caso el aire seco, llamado así porque no considera agua en forma de vapor relativa del ambiente y sólo se compone de dos elementos, nitrógeno y oxígeno, en un porcentaje del 79 y el 21%, respectivamente y el aire húmedo, el cual considera una cierta fracción de agua en el ambiente. El peso molecular para el aire seco se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$PM_a = x_{O_2} PM_{O_2} + x_{N_2} PM_{N_2} \quad (2.24)$$

al considerar una cierta cantidad de agua en el ambiente se puede considerar la siguiente expresión:

$$PM_{ah} = x_{O_2} PM_{O_2} + x_{N_2} PM_{N_2} + x_{H_2O} PM_{H_2O} \quad (2.25)$$

Calcular la fracción de agua presente en el ambiente, va a depender de la presión, temperatura y humedad relativa; la humedad relativa se define como la presión de vapor entre la presión de saturación a una cierta temperatura de bulbo húmedo:

$$\phi = \frac{P_{vapor}}{P_{sat_T}} \quad (2.26)$$

La fracción de agua va estar dada por la humedad relativa del ambiente, la presión de saturación a una temperatura dada y la presión del sistema o el ambiente:

$$x_{H_2O} = \frac{\phi P_{sat_T}}{P_{sistema}} \quad (2.27)$$

de la ecuación (2.26) se despeja la presión de vapor que representa al numerador de la ecuación (2.27) y poder encontrar la fracción de agua presente en el aire.

Al cambiar la composición del aire, también cambian las propiedades termodinámicas del aire, como el calor específico a presión y volumen constante, la constante particular del aire y el índice adiabático del aire. El calor específico a presión constante para el aire húmedo va a estar dada por la siguiente expresión:

$$c_{p_{ah}} = c_{p_a} + c_{p_v} \omega \quad (2.28)$$

donde ω es la humedad absoluta en función de la presión de vapor y la presión del sistema:

$$\omega = 0.622 \left(\frac{P_{vapor}}{P_{sistema} - P_{vapor}} \right) \quad (2.29)$$

La constante particular del aire húmedo va a estar dada por:

$$R_{ah} = \frac{R_u}{PM_{ah}} \quad (2.30)$$

Mediante la ecuación (2.28) y (2.30) se puede obtener el calor específico a volumen constante mediante la relación de Mayer:

$$c_{v_{ah}} = c_{p_{ah}} - R_{ah} \quad (2.31)$$

Y por lo tanto, el índice adiabático del aire húmedo es:

$$\gamma_{ah} = \frac{c_{p_{ah}}}{c_{v_{ah}}} \quad (2.32)$$

En la Tabla 2.1 se muestran los diferentes valores del peso molecular, fracción de agua, el índice adiabático, el calor específico a presión constante y la constante particular del aire húmedo, se considera una temperatura de 15°C y una presión del sistema de 1.013 bar. Se varía la humedad relativa del 10 hasta el 100%.

Tabla 2.1 Humedad relativa en el ambiente y su efecto en las propiedades termodinámicas del aire.

ϕ (%)	x_{H_2O} (-)	PM(kg/kmol)	R_{ah} (kJ/kgK)	γ_{ah} (-)
10	0.001688	29.0304	0.2864	1.3983
20	0.003376	29.0608	0.2861	1.3967
30	0.005064	29.0912	0.2858	1.3951
40	0.006752	29.1215	0.2855	1.3934
50	0.008440	29.1519	0.2852	1.3918
60	0.010128	29.1823	0.2849	1.3902
70	0.011816	29.2127	0.2846	1.3886
80	0.013504	29.2431	0.2843	1.3870
90	0.015192	29.2735	0.2840	1.3854
100	0.016881	29.3038	0.2837	1.3838

2.2.2 Caso práctico

Al aumentar la humedad relativa del aire, el peso molecular del aire aumenta y el índice adiabático disminuye.

Para una temperatura ambiente de 22.6°C y una presión de 1.021 bar, se registró una humedad relativa del 54%. Se puede calcular el efecto de la humedad en el aire para esas condiciones ambientales.

La presión de saturación del vapor de agua para una temperatura de 22.6 °C es:

$$P_{sat_{T=22.6}} = 0.0274 \text{ bar} \quad (2.33)$$

Al sustituir el valor de (2.33) en (2.27), el valor de la humedad relativa y la presión del sistema se obtiene que:

$$x_{H_2O} = \frac{0.54(0.0274)}{1.021} = 0.0145 \quad (2.34)$$

El peso molecular del aire para una humedad relativa del 54% se obtiene sustituyendo (2.34) en (2.25) y considerando que la fracción de oxígeno y nitrógeno es del 0.21 y del 0.79 respectivamente se obtiene:

$$PM_{ah} = 0.21(32)_{O_2} + 0.79(28)_{N_2} + 0.0145(18)_{H_2O} = 29.261 \text{ kg/kmol} \quad (2.35)$$

La humedad absoluta es la cantidad de vapor de agua que se encuentra por unidad de volumen en el aire del ambiente; para este caso es de:

$$\omega = 0.622 \left(\frac{0.54(0.0274)}{1.021 - (0.54(0.0274))} \right) = 0.00915 \text{ g/m}^3 \quad (2.36)$$

sustituyendo el valor de (2.36) en (2.28) y considerando al calor específico a presión constante del aire y del vapor de 1.00345 y 1.82 respectivamente se obtiene que:

$$c_{p_{ah}} = 1.00345 + 1.82(0.00915) = 1.0201 \text{ kJ/kgK} \quad (2.37)$$

La constante particular del aire húmedo para estas condiciones es:

$$R_{ah} = \frac{8.314}{29.261} = 0.2841 \text{ kJ/kgK} \quad (2.38)$$

Se puede obtener el calor específico a volumen constante sustituyendo el valor obtenido de (2.38) y (2.37) en (2.31) se obtiene lo siguiente:

$$c_{v_{ah}} = 1.0201 - 0.2841 = 0.7359 \text{ kJ/kgK} \quad (2.39)$$

Y por último, el índice adiabático del aire húmedo se obtiene al sustituir los valores obtenidos anteriormente en la ecuación (2.32):

$$\gamma_{ah} = \frac{1.0201}{0.7359} = 1.386 \quad (2.40)$$

2.2.3 Cambio en el peso molecular del aire seco al pasar a solamente oxígeno

Un cambio en el peso molecular del gas que esté comprimiendo el compresor, modificaría la potencia requerida por el compresor, la presión de descarga y la temperatura de descarga. Para determinar la presión de descarga real al cambiar el peso molecular del fluido de trabajo se propone el siguiente ejemplo; un compresor maneja aire seco con un peso molecular de 29 kg/kmol se descarga a 16 bar absolutos y lo succiona del ambiente a una presión de 1.013 bar, el índice adiabático del aire es 1.4; al cambiar de aire a oxígeno, el peso molecular del gas que

comprimía el compresor aumenta a 32 kg/kmol y su índice adiabático del oxígeno es de 1.3947, se determina la presión de descarga mediante los siguientes paso.

Paso 1

Determinar la relación de presiones:

$$\pi_c = \frac{P_2}{P_1} = \frac{16}{1.013} = 15.7646 \quad (2.41)$$

Paso 2 Determine el factor X_1 , donde gamma es función de la composición del gas con el que se esté trabajando:

$$X_1 = \left(\pi_c^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1}} - 1 \right) = \left(15.764^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right) = 1.2 \quad (2.42)$$

Paso 3 Determinar el factor X_2

$$X_2 = X_1 \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} \right) \left(\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_1 - 1} \right) \left(\frac{PM_2}{PM_1} \right) = 1.2 \left(\frac{1.4}{1.3947} \right) \left(\frac{1.3947 - 1}{1.4 - 1} \right) \left(\frac{32}{29} \right) = 1.311 \quad (2.43)$$

Paso 4 Determinar la relación de presiones corregida, en función del factor X_2 :

$$\pi_r = \left(1 + X_2 \right)^{\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1}} = \left(1 + 1.311 \right)^{\frac{1.3947}{1.3947 - 1}} = 19.3127 \quad (2.44)$$

Paso 5 Determinar la presión de descarga corregida en función de la relación de presiones, obtenida en el paso 4:

$$P_{DC_r} = P_{suc} \pi_r = 1.013(19.3127) = 19.5637 \text{ bar} \quad (2.45)$$

Al aumentar el peso molecular del gas que maneja el compresor de 29 a 32 kg/kmol; genera un aumento en la relación de presiones del 22.27% y por lo tanto un aumento en la presión de descarga del compresor de 16 a 19.56 bar.

En caso de que el peso molecular del gas que maneja el compresor disminuya, se presenta el siguiente ejemplo; un compresor que maneja aire húmedo con un peso molecular de 29.261 kg/kmol y un índice adiabático de 1.386 obtenido mediante las ecuaciones (2.35) y (2.40), se descarga con una presión de 16 bar se succiona a una presión de 1.013 bar, se le retira el contenido de humedad quedando aire seco con un peso molecular de 29 kg/kmol y un índice adiabático de 1.4, para encontrar la relación de presiones y la presión corregida se procede igual que en el caso anterior:

Paso 1

Determinar la relación de presiones:

$$\pi_c = \frac{P_2}{P_1} = \frac{16}{1.013} = 15.7646 \quad (2.46)$$

Paso 2 Determine el factor X_1 , donde gamma es función de la composición del gas con el que se esté trabajando:

$$X_1 = \left(\pi_c^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1}} - 1 \right) = \left(15.764^{\frac{1.386-1}{1.386}} - 1 \right) = 1.1566 \quad (2.47)$$

Paso 3 Determinar el factor X_2

$$X_2 = X_1 \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} \right) \left(\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_1 - 1} \right) \left(\frac{PM_2}{PM_1} \right) = 1.156 \left(\frac{1.386}{1.4} \right) \left(\frac{1.4 - 1}{1.386 - 1} \right) \left(\frac{29}{29.261} \right) = 1.1759 \quad (2.48)$$

Paso 4 Determinar la relación de presiones corregida, en función del factor X_2 :

$$\pi_r = (1 + X_2)^{\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1}} = (1 + 1.1759)^{\frac{1.4}{1.4 - 1}} = 15.1982 \quad (2.49)$$

Paso 5 Determinar la presión de descarga corregida en función de la relación de presiones, obtenida en el paso 4:

$$P_{DC_r} = P_{suc} \pi_r = 1.013(19.3127) = 15.395 \text{ bar} \quad (2.50)$$

Caso contrario a lo anterior, una disminución en el peso molecular del gas que maneja el compresor, genera una disminución en la relación de presiones del 3.77% y por lo tanto una disminución en la presión de descarga de 16 a 15.395 bar.

2.2.4 Corrección del mapa de operación

A continuación se presenta la corrección por peso molecular para el mapa de operación del compresor axial de la PGT 25. Las correcciones por peso molecular, presión de succión y temperatura de succión se realizan para una relación de presiones dada a una velocidad de giro constante seleccionada del mapa de operación del compresor axial a condiciones ISO.

Paso 1

Determinar la relación de presiones a condiciones dadas en la Tabla 2.2 obtenidas de la prueba 1 que se le realizó a la turbina de gas PGT 25, para la corrección por peso molecular se consideran dos índices adiabáticos del aire el primero representado por γ_1 que es igual a 1.4 y el segundo representado por γ_2 que va a ser tomado de la Tabla 2.2.

Tabla 2.2.- Datos de la prueba realizada a la turbina de gas PGT 25.

Variable	Valor
Temperatura de entrada, °C	22
Presión de entrada, bar	1.00287
Presión de descarga del compresor axial, bar	15.2
Peso molecular del aire, kg/kmol	28.91
Humedad relativa, %	54
Índice adiabático del aire, -	1.3924

Mediante la Figura 2.5, se selecciona la velocidad de giro de 1; que representa el 100% de la velocidad de giro del compresor axial, después se selecciona una relación de presiones, en este caso es de 17.92, una vez que se tenga la relación de presiones se procede a realizar la corrección del peso molecular mediante factores X_1 y X_2 . Para poder tener todo el mapa se deben seleccionar varias relaciones de presiones a una velocidad de giro dada, hasta completar las nueve velocidades de giro, con estas relaciones de presiones se procederá a realizar las actualizaciones correspondientes.

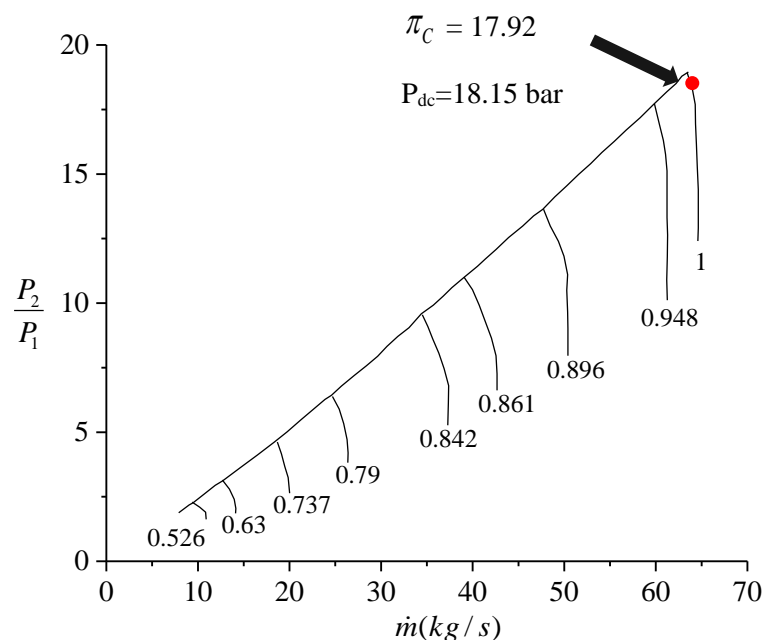


Figura 2.5.- Mapa de operación del compresor axial a condiciones ISO.

Paso 2 Determine el factor X_1 , donde gamma es función de la composición del gas con el que se esté trabajando; en este caso el índice adiabático del aire es $\gamma_1 = 1.4$ y la relación de presiones se obtiene de la Figura 2.3.

$$X_1 = \pi_1^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1}} - 1 \quad (2.51)$$

sustituyendo los valores, se obtiene:

$$X_1 = (17.92)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1$$

$$X_1 = 1.2807$$

Paso 3 Al sustituir la ecuación (2.8) con cada uno de los valores obtenidos anteriormente y considerando el $PM_1=29$ kg/kmol, se obtiene lo siguiente:

$$X_2 = 1.2807 \left(\frac{1.4}{1.3924} \right) \left(\frac{1.3924-1}{1.4-1} \right) \left(\frac{28.91}{29} \right)$$

$$X_2 = 1.2593$$

Paso 4 Determinar la relación de presiones corregida, en función del factor X_2 :

$$\pi_r = (1 + X_2)^{\frac{\gamma_2}{\gamma_2-1}} \quad (2.52)$$

sustituyendo valores en (2.52) se obtiene:

$$\pi_r = (1 + 1.2593)^{\frac{1.3924}{1.3924-1}}$$

$$\pi_r = 18.032$$

A medida que el peso molecular, disminuye la relación de presiones del compresor axial aumenta.

Paso 4^a Determinar el BHP_2 mediante la ecuación (2.16) se despeja a BPH_2 :

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{\gamma_2 (\gamma_1 - 1) X_2}{\gamma_1 (\gamma_2 - 1) X_1} \right) \quad (2.53)$$

sustituyendo los valores de X_2 , X_1 , el índice adiabático y mediante la potencia reportada del compresor es 41,491.22 hp se obtiene la nueva potencia requerida por el compresor:

$$BHP_2 = 41,491.22 \left(\frac{1.3924(1.4-1)1.2593}{1.4(1.3924-1)1.2807} \right)$$

$$BHP_2 = 41,362.32 \text{ hp}$$

Como se conoce la potencia inicial del compresor se puede despejar la nueva potencia BHP_2 en función de los índices adiabáticos y los factores de corrección X_1 y X_2 .

2.2.5 Corrección por cambio en la presión de entrada

Paso 5 Determinar la presión de descarga corregida en función de la relación de presiones, obtenida en el paso 4:

$$P_{DC_r} = P_{suc} \pi_r \quad (2.54)$$

la presión de descarga corregida sería:

$$P_{DC_r} = 1.00287(18.032)$$

$$P_{DC_r} = 18.0837 \text{ bar}$$

Paso 5 bis Determinar la temperatura de descarga en función de la relación de presiones, obtenida en el paso 4 y la temperatura de succión:

$$\frac{T_{DC}}{T_{suc}} = \pi_r^{\frac{\gamma_2-1}{\gamma_2}} \quad (2.55)$$

despejando a la temperatura de descarga se tiene que:

$$T_{DC} = T_{suc} \pi_r^{\frac{\gamma_2-1}{\gamma_2}} \quad (2.56)$$

sustituyendo valores se obtiene la temperatura de descarga del compresor corregida:

$$T_{DC} = 288.15(18.032)^{\frac{1.3924-1}{1.3924}}$$

$$T_{DC} = 651.01 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.2.6 Corrección por cambio en la temperatura de entrada

Paso 7 Se determina el factor X_{cp} correspondiente a la relación de presiones obtenida del **paso 4**

$$X_{cp} = \pi_c^{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1}} - 1 \quad (2.57)$$

Sustituyendo valores de la relación de presiones obtenida del mapa de operación a condiciones ISO y utilizando $\gamma_1 = 1.4$ se obtiene el siguiente resultado:

$$X_{cp} = 17.92^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1$$

$$X_{cp} = 1.2807$$

Paso 8 Al sustituir la ecuación (2.21) con los valores obtenidos anteriormente, la temperatura de diseño ISO del compresor axial de 15 °C y la temperatura nueva tomada de la Tabla 2.1, se obtiene el siguiente resultado:

$$X_{c_T} = \frac{1.2807(288.15)}{295.75}$$

$$X_{c_T} = 1.2477$$

Paso 9 Sustituyendo en la ecuación (2.22) el valor obtenido anteriormente se obtiene:

$$\pi_{c_T} = (1.2477 + 1)^{3.5}$$

$$\pi_{c_T} = 17.024$$

Paso 10 Con la relación de presiones obtenida mediante la corrección por la temperatura de entrada, en los pasos anteriores, se calcula la nueva presión de descarga del compresor axial, mediante la siguiente expresión:

$$P_{DC(T)} = \pi_{c_T} P_{suc} \quad (2.58)$$

se obtiene lo siguiente:

$$P_{DC(T)} = 17.024(1.00287)$$

$$P_{DC(T)} = 17.072 \text{ bar}$$

2.3 RESULTADOS

Las correcciones anteriores se aplican para diferentes relaciones de presiones correspondientes a las líneas de velocidad de giro del compresor axial presentado en la Figura 2.2. En la Figura 2.6 se muestra el mapa de operación del compresor axial para la PGT 25,

para diferentes velocidades de giro, donde el 1 representa el 100% de la velocidad de giro ó 10, 000 rpm. La línea en negro es el mapa de operación del compresor axial a condiciones ISO; es decir, a una presión de 1.013 bar, una temperatura ambiente de 15°C, un peso molecular del aire de 29 kg/kmol, un índice adiabático del aire de 1.4 y una humedad relativa del 60%. Al variar las condiciones ambientales del sitio, a una presión de 1.021 bar, una temperatura ambiente de 22.6°C, un peso molecular del aire de 28.91 kg/kmol, un índice adiabático del aire de 1.3924 y una humedad relativa del 54% se debe corregir el mapa de operación ISO, al mapa de operación en sitio (línea azul). Un aumento en la temperatura del aire a la entrada del compresor de 7.6 °C, genera una disminución en la presión de descarga en el compresor del 5%; una disminución en el peso molecular del aire, incrementa la presión de descarga en 0.68% y una disminución en la presión de entrada al compresor de 0.01013 bar, disminuye la presión de descarga en 1%. También se muestra que el punto de surge en el mapa de operación con líneas negras punto A y una velocidad de giro de 1 representa una presión de descarga máxima antes de entrar al surge, al corregir el mapa de operación líneas punteadas azules, el punto de surge representado por el punto B disminuye en un 5.75% con respecto al punto A, si se quisiera operar el equipo a la velocidad de giro de 1 con respecto al mapa de operación corregido se muestra que esta tendría que ser menor para no entrar en surge.

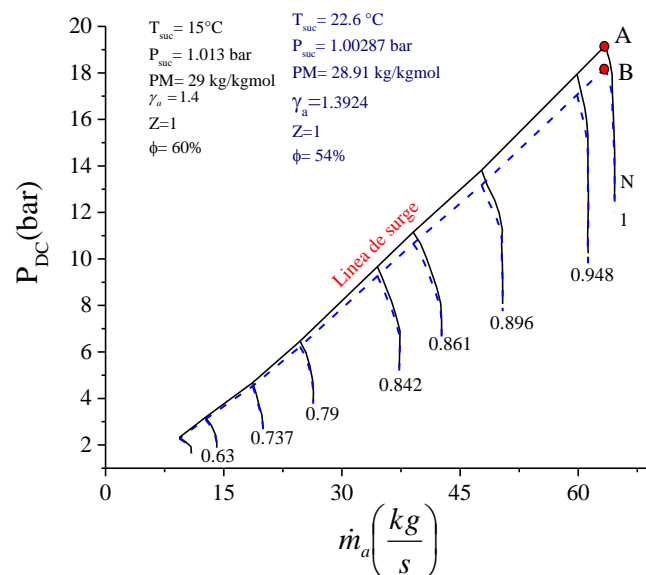


Figura 2.6.- Mapa de operación actualizado a condiciones de sitio.

Los cambios de presión, temperatura y peso molecular en el aire que comprime el compresor axial, generan una pérdida de potencia en la turbina de gas PGT 25 del 3.22%, alrededor de 1 MW, esto se verificó mediante la simulación de la turbina PGT 25 en el simulador comercial (Thermoflex, 2017). Esto representa un incremento en el flujo de combustible del 2.24%, para compensar esa pérdida de potencia.

Por medio de datos meteorológicos de temperatura ambiente, presión ambiente y humedad relativa de enero a mayo del 2015, proporcionados por el departamento de Hidrografía y Meteorología de la SEMAR de la estación meteorológica Cayo Arcas, ubicada en la zona de Campeche, se presentan los mapas de operación de enero y mayo.

2.3.1 Comparación del mapa de operación a condiciones ambientales de enero y mayo

En la Figura 2.7 se muestra el mapa de operación a condiciones de sitio para el mes de enero de 2015, se tomó un promedio de las mediciones de presión, temperatura y humedad relativa para ese mes. Al variar las condiciones ambientales del sitio, a una presión de 1.017 bar, una temperatura ambiente de 23.84°C, un peso molecular del aire de 28.79 kg/kmol, un índice adiabático del aire de 1.3924 y una humedad relativa del 79.86% se debe corregir el mapa de operación ISO al mapa de operación sitio (línea azul). Un aumento en la temperatura de entrada del compresor de 8.84 °C, genera una disminución en la presión de descarga en el compresor del 5.79%, una disminución en el peso molecular del aire de 29 a 28.79 kg/kmol, incrementa la presión de descarga en 0.41% y una disminución en la presión de entrada al compresor disminuye la presión de descarga en 0.99%. El punto de surge en el mapa de operación con líneas negras para un punto A y una velocidad de giro de 1 representa una presión de descarga máxima antes de entrar al surge, al corregir el mapa de operación líneas azules, el punto de surge representado por el punto B disminuye para el mes de enero en un 6.38% con respecto al punto A, si se quisiera operar el equipo a la velocidad de giro de 1 con respecto al mapa de operación corregido se observa que esta tendría que ser menor para no entrar en surge.

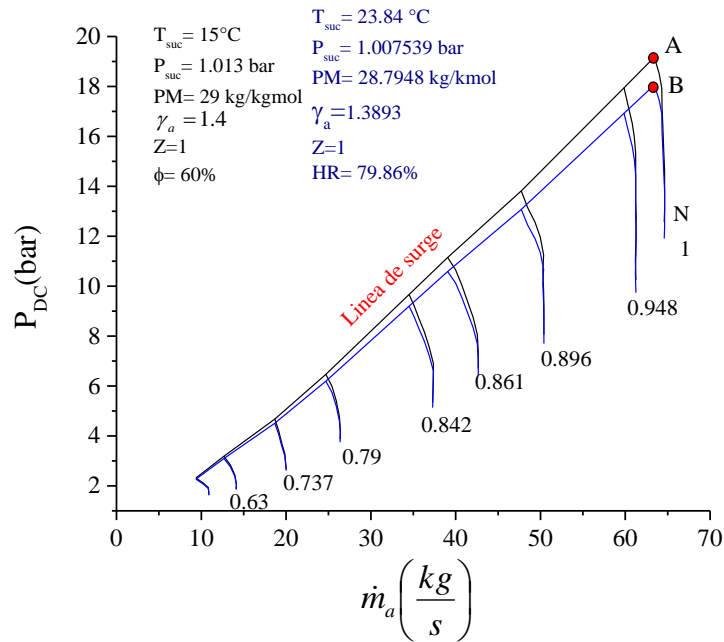


Figura 2.7.- Mapa de operación actualizado a condiciones de sitio para enero del 2015.

En la Figura 2.8 se muestra el mapa de operación a condiciones de sitio para el mes de mayo de 2015, se tomó un promedio de las mediciones de presión, temperatura y humedad relativa para ese mes. Al variar las condiciones ambientales del sitio, a una presión de 1.014 bar, una temperatura ambiente de 26.81°C, un peso molecular del aire de 28.79 kg/kmol, un índice adiabático del aire de 1.3924 y una humedad relativa del 73.25% se debe corregir el mapa de operación ISO al mapa de operación sitio (línea azul). Un aumento en la temperatura de entrada del compresor de 8.84 °C, genera una disminución en la presión de descarga en el compresor del 7.61%, una disminución en el peso molecular del aire de 29 a 28.76 kg/kmol, incrementa la presión de descarga en 0.156% y una disminución en la presión de entrada al compresor disminuye la presión de descarga en 0.99%. El punto de surge en el mapa de operación con líneas negras para un punto A y una velocidad de giro de 1, representa una presión de descarga máxima antes de entrar al surge, al corregir el mapa de operación líneas azules, el punto de surge representado por el punto B disminuye para el mes de mayo en un 7.79% con respecto al punto A, si se quisiera operar el equipo a la velocidad de giro de 1 con respecto al mapa de operación corregido se observa que esta tendría que ser menor para no entrar en surge, a medida que el mapa de operación cambia debido a las condiciones ambientales del equipo, esto genera que los límites tanto superior (surge) como inferior (ahogamiento) cambien y se requiera operar el compresor a diferente revolución, flujo y presión de descarga.

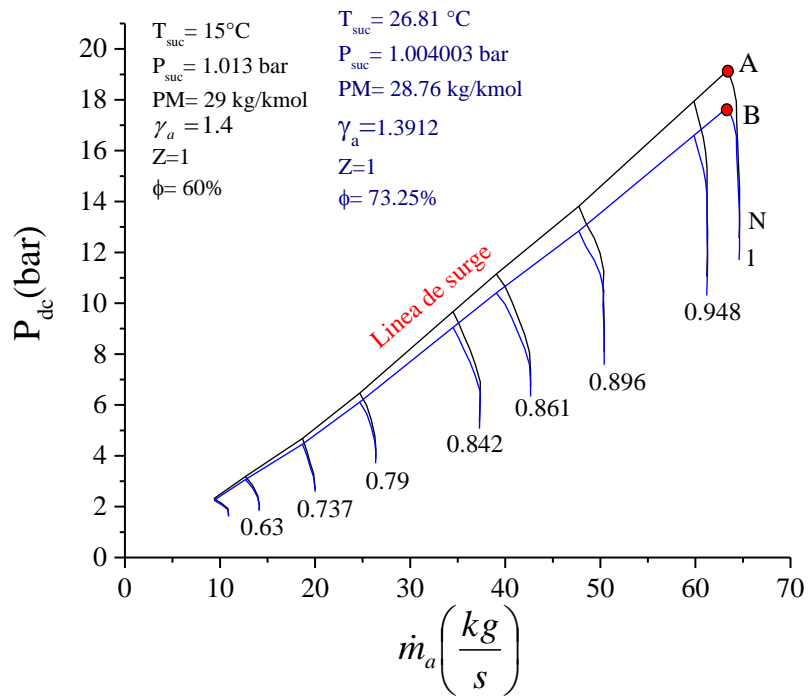


Figura 2.8.- Mapa de operación actualizado a condiciones de sitio para mayo del 2015.

Capítulo 3

Análisis termodinámico de la turbina de gas PGT 25

3.1 Análisis Energético

En este capítulo se desarrollan los balances de primera ley de la termodinámica y de la segunda ley de la termodinámica, así como los balances de exergía en los componentes de la turbina de gas PGT 25. En la Figura 3.1 se muestra el diagrama esquemático de la turbina de gas PGT 25. La turbina de gas PGT 25 es una turbina de ciclo simple aeroderivada que consisten en un generador de gas y una turbina de potencia. Se tienen los filtros de aire antes de la entrada del compresor, la turbina libre o de potencia está acoplada a una caja de engranes, que a su vez está acoplada mediante una flecha a un tren de compresión de gas natural. En este caso, la función de la PGT 25, no es generar energía eléctrica, sino energía mecánica para los compresores centrífugos que se utilizan en el proceso de compresión de gas natural.

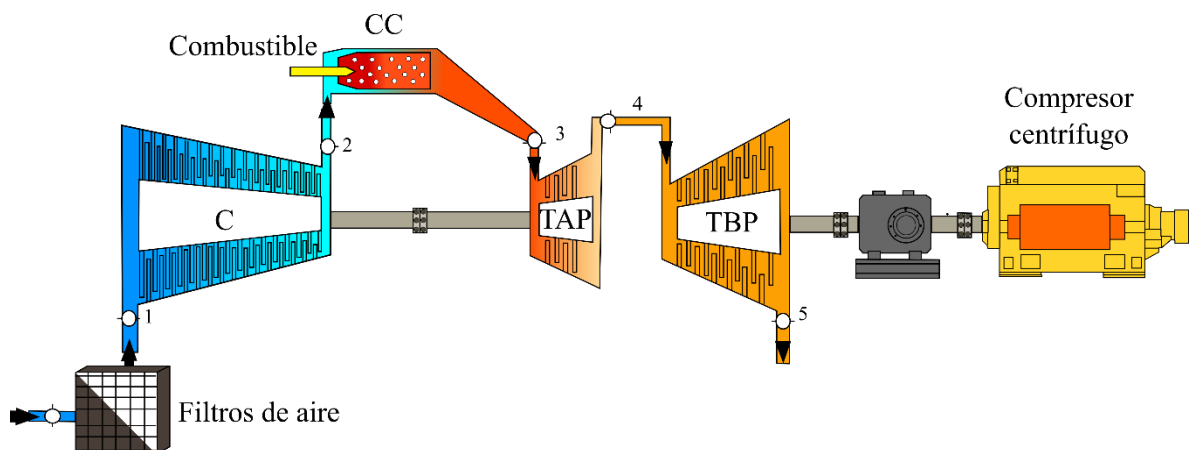


Figura 3.1.- Diagrama esquemático de la turbina de gas de doble flecha.

La Figura 3.2 muestra los procesos termodinámicos de la turbina de gas aeroderivada; el aire entra al compresor axial a una presión y temperatura en el estado 1; se comprime, aumentando su presión, temperatura y densidad hasta el estado 2; el aire entra a la cámara de

combustión, donde se le suministra calor por medio de la combustión de un combustible y sale de ésta (estado 3) como gases de combustión; que entran a la turbina de gas de alta presión y se expanden generando el trabajo necesario para accionar al compresor axial hasta el estado 4; por último, entran en la turbina de baja presión o libre y se expanden hasta el estado 5, generando un trabajo.

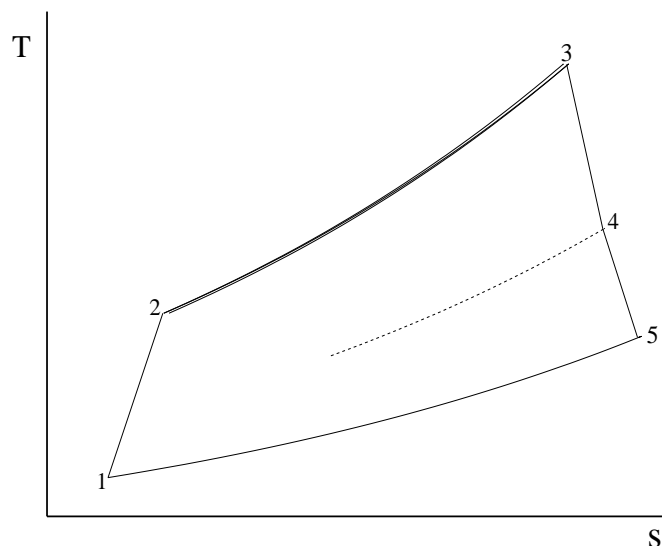


Figura 3.2.- Diagrama temperatura entropía de la turbina de gas de doble flecha.

La sección de entrada del generador de gas, que consiste en una boca de campana y una ojiva, y sirve para dirigir el aire hacia la entrada del generador de gas, de tal manera que, se cree una corriente de aire tenue y sin turbulencia que entre a la sección del compresor axial. La boca de campana estándar contiene un tubo de distribución de automatización que sirve para inyectar soluciones limpiadoras en el compresor.

3.1.1 Compresor

La temperatura de descarga del compresor isoentrópica, está en función de la temperatura a la entrada del compresor y de la relación de presiones del compresor:

$$T_{2s} = T_1 \pi_C^{\gamma_a} \quad (3.1)$$

donde, π_C es la relación entre la presión de descarga del compresor axial y la presión de admisión del mismo

$$\pi_C = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.2)$$

La relación del índice adiabático del aire, es la relación entre la constante particular del aire y el calor específico a presión constante

$$x_a = \frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} = \frac{R_a}{c_{p_a}} \quad (3.3)$$

Para un compresor axial, se puede calcular la relación de presiones inter etapa, mediante la expresión propuesta por (Jun et al, 2011):

$$\pi_c = \prod_{i=1}^{n_c} \pi_i a_c^{\frac{n_c(n_c-1)}{2}} \quad (3.4)$$

donde a_c es el parámetro de distribución de la relación de presiones y se expresa de la siguiente manera:

$$a_c = \left(\frac{\pi_c}{\pi_{1etapa}^{n_c}} \right)^{\frac{2}{n_c(n_c-1)}} \quad (3.5)$$

La distribución de la relación de presiones está en función del número de etapas del compresor axial (n_c), la relación de presión total del compresor y de la relación de presiones de la primera etapa.

A partir de las ecuaciones (3.4) y (3.5) se pueden estimar las presiones inter-etapa para el compresor axial de la turbina PGT 25. A su vez, se pueden estimar la temperatura de las inter-etapas. En este caso, se encuentra la relación de presiones de la primera etapa por medio de una iteración, proponiendo un valor para la primera etapa hasta que converja. En la Tabla 3.1 se muestran los valores calculados para el compresor axial, considerando a la entrada del compresor una presión y temperatura de 1.013 bar y 22.6 °C, respectivamente. La relación de presiones inter-etapa encontrada es de 1.2 y se mantiene constante para cada etapa y el incremento de temperatura inter-etapa es de 20 °C.

Tabla 3.1- Presiones y temperaturas inter etapa del compresor axial.

Etapa	Temperatura (K)	Presión (bar)	π_c (-)
1	305.91	1.214	1.198
2	324.77	1.454	1.198
3	344.79	1.742	1.198
4	366.05	2.087	1.198
5	388.61	2.500	1.198
6	412.57	2.995	1.198

7	438.01	3.587	1.198
8	465.01	4.298	1.198
9	493.67	5.149	1.198
10	524.11	6.168	1.198
11	556.42	7.389	1.198
12	590.72	8.852	1.198
13	627.13	10.605	1.198
14	665.79	12.705	1.198
15	706.84	15.220	1.198
16	750.41	18.234	1.198

La temperatura de descarga del compresor está en función de la relación de presiones, de la eficiencia isoentrópica de compresión, del índice adiabático del aire y de la temperatura de succión del compresor, y se expresa de la siguiente manera:

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_C^{x_a} - 1) \right] \quad (3.6)$$

El trabajo de compresión por unidad de masa se puede expresar en función de la eficiencia de compresión, de la relación de presiones del compresor, de la eficiencia isoentrópica de compresión, del calor específico a presión constante y del índice adiabático del aire

$$w_C = \frac{c_{pa} T_1}{\eta_{sic}} [\pi_C^{x_a} - 1] \quad (3.7)$$

El incremento de la entropía en el proceso de compresión se expresa en función de la relación de presiones del compresor, de la eficiencia isoentrópica de compresión, del calor específico a presión constante, de la constante particular del gas y del índice adiabático del aire

$$s_2 - s_1 = c_{pa} \ln \left(1 + \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_C^{x_a} - 1) \right) - R_a \ln(\pi_C) \quad (3.8)$$

3.1.2 Suministro de calor en la cámara de combustión

La eficiencia de combustión es la relación entre el calor que se le suministra de forma real y el calor suministrado teóricamente

$$\eta_b = \frac{\Delta \dot{H}_{real}}{\Delta \dot{H}_{teórica}} \quad (3.9)$$

el suministro de calor real se obtiene mediante un balance de masa y energía en la cámara de combustión

$$\Delta \dot{H}_{real} = \dot{m}_{gc} h_3 - \dot{m}_a h_2 \quad (3.10)$$

pero el flujo másico de los gases de combustión es:

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (3.11)$$

por lo tanto (3.10) queda de la siguiente manera:

$$\Delta \dot{H}_{real} = (\dot{m}_f + \dot{m}_a) c_{p_{gc}} T_3 - \dot{m}_a c_{p_a} T_2 \quad (3.12)$$

y el suministro de calor teórico está dado por la siguiente expresión:

$$\Delta \dot{H}_{teórico} = \dot{m}_f PCI \quad (3.13)$$

sustituyendo las ecuaciones (3.12) y (3.13) en (3.9) la eficiencia de combustión se expresa como sigue:

$$\eta_b = \frac{(\dot{m}_f + \dot{m}_a) c_{p_{gc}} T_3 - \dot{m}_a c_{p_a} T_2}{\dot{m}_f PCI} \quad (3.14)$$

y en función de la relación combustible aire se tiene la siguiente expresión:

$$\eta_b = \frac{(rfa + 1) c_{p_{gc}} T_3 - c_{p_a} T_2}{(rfa) PCI} \quad (3.15)$$

La relación entre la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión y la temperatura ambiente es:

$$y = \frac{T_3}{T_1} \quad (3.16)$$

Haciendo un balance de energía en la cámara de combustión se obtiene el flujo de calor suministrado

$$\dot{Q}_{sum} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) c_{p_{gc}} T_3 - \dot{m}_a c_{p_a} T_2 \quad (3.17)$$

dividiendo y multiplicando (3.17) por el flujo de aire, se obtiene el flujo de calor suministrado en función de la relación combustible aire (rfa), de la eficiencia de compresión isoentrópica, de la relación de presiones del compresor y de la relación de la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión:

$$\dot{Q}_{sum} = \dot{m}_a \left[(rfa + 1) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_a}} y - 1 - \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_C^{x_a} - 1) \right] \quad (3.18)$$

El incremento de entropía en el proceso de suministro de calor está dado por la siguiente expresión:

$$s_3 - s_2 = c_{p_{gc}} \ln \left(\frac{y}{1 + \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_C^{x_a} - 1)} \right) - R_{gc} \ln \left(1 - \frac{\Delta P_{cc}}{\pi_C P_1} \right) \quad (3.19)$$

La ecuación (3.19) está en función de la eficiencia de compresión isoentrópica, la relación de presiones en el compresor, la relación de la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión entre la temperatura ambiente y la caída de presión en la cámara de combustión, cuyos valores se encuentra entre el 1 y el 3%.

3.1.3 Turbina de alta presión

La turbina de alta presión genera la potencia requerida por el compresor; entonces el trabajo por unidad de masa del compresor es:

$$w_C = \eta_{mec} w_{TAP} \quad (3.20)$$

la ecuación (3.20) se puede escribir de la siguiente manera:

$$\dot{m}_a c_{p_a} (T_2 - T_1) = \eta_{mec} \dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} (T_3 - T_4) \quad (3.21)$$

La temperatura de los gases de combustión a la salida de la turbina de alta presión es un parámetro que se debe conocer, en el monitoreo de las turbinas de gas se puede medir este parámetro o no dependiendo del fabricante, si no se conoce este valor se puede calcular de la siguiente:

$$T_4 = T_3 - \frac{\dot{m}_a c_{p_a}}{\dot{m}_{gc} \eta_{mec} c_{p_{gc}}} (T_2 - T_1) \quad (3.22)$$

sustituyendo (3.6) en (3.22) se obtiene la siguiente expresión para la temperatura a la salida de la turbina de alta presión:

$$T_4 = T_3 - \frac{\dot{m}_a c_{p_a} T_1}{\dot{m}_{gc} \eta_{sic} \eta_{mec} c_{p_{gc}}} (\pi_C^{x_a} - 1) \quad (3.23)$$

Para una expansión isoentrópica de los gases de combustión en la turbina de alta presión, la relación de temperaturas es:

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{1}{\pi_{TAP}^{x_{gc}}} \right) \quad (3.24)$$

donde π_{TAP} es la relación de presiones entre la presión de descarga de la turbina de alta presión y la presión de entrada de la misma:

$$\pi_{TAP} = \frac{P_3}{P_4} \quad (3.25)$$

La relación de presiones de la turbina de alta presión se puede encontrar en función de las temperaturas de entrada y salida de la turbina de alta presión así como de la eficiencia isoentrópica de expansión:

$$\pi_{TAP} = \left(\frac{1}{1 - \frac{T_3 - T_4}{\eta_{sit} T_3}} \right)^{\frac{1}{x_{gc}}} \quad (3.26)$$

El incremento de entropía generada por el proceso de expansión en la turbina de alta presión, en función de la eficiencia de expansión isoentrópica, la eficiencia mecánica, la relación de presiones de la turbina de alta presión y del compresor es:

$$s_4 - s_3 = c_{pgc} \ln \left(1 - \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TAP}^{x_{gc}}} \right) \right) - R_{gc} \ln \left(\frac{1}{\pi_{TAP}} \right) \quad (3.27)$$

3.1.4 Turbina de baja presión

La presión a la salida de la turbina de baja presión está en función de la presión ambiente y la caída de presión en el ducto de descarga, y se expresa de la siguiente manera:

$$P_5 = P_{amb} (1 + \Delta P_{TBP}) \quad (3.28)$$

La temperatura a la salida de la turbina de baja presión en función de la eficiencia isoentrópica de la turbina, la relación de presiones, el índice adiabático de los gases de escape y la temperatura a la salida de la turbina de alta presión:

$$T_5 = T_4 - T_4 \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TBP}^{x_{gc}}} \right) \quad (3.29)$$

El trabajo por unidad de masa entregado por la turbina de baja presión en términos de la eficiencia de expansión isoentrópica de la turbina de baja presión, la temperatura a la salida de la turbina de alta presión y de la relación de presiones se expresa de la siguiente manera:

$$w_{TBP} = c_{p_{gc}} \eta_{sit} T_4 \left(1 - \frac{1}{\pi_{TBP}^{x_{gc}}} \right) \quad (3.30)$$

la eficiencia térmica se define como:

$$\eta_{Th} = \frac{w_M}{q_{sum}} \quad (3.31)$$

El trabajo motor es la suma de los trabajos generados por las turbinas de gas menos el trabajo requerido por el compresor:

$$w_M = w_{TBP} + w_{TAP} - w_C \quad (3.32)$$

Sustituyendo (3.32) en (3.31) se tiene que:

$$\eta_{Th} = \frac{w_{TBP} + w_{TAP} - w_C}{q_{sum}} \quad (3.33)$$

Sustituyendo (3.30), (3.21), (3.7) y (3.18) en (3.33) se obtiene la eficiencia térmica:

$$\eta_{Th} = \frac{\dot{m}_{gc} \left\{ T_4 c_{p_{gc}} \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TBP}^{x_{gc}}} \right) + T_3 c_{p_{gc}} \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TAP}^{x_{gc}}} \right) \right\} - \dot{m}_a c_{p_a} T_1 \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_C^{x_a} - 1)}{\dot{m}_a \left[(rfa + 1) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_a}} y - 1 - \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi_C^{x_a} - 1) \right]} \quad (3.34)$$

El flujo de aire requerido para generar una potencia dada, está dado por la siguiente expresión:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}_m}{w_m} \quad (3.35)$$

El cambio de entropía generada por la expansión de la turbina de baja presión está dado por la siguiente expresión:

$$s_5 - s_4 = c_{p_{gc}} \ln \left(1 - \eta_{sit} \left(1 - \frac{1}{\pi_{TBP}^{x_{gc}}} \right) \right) - R_{gc} \ln \left(\frac{1}{\pi_{TBP}} \right) \quad (3.36)$$

El régimen térmico o heat rate es la energía necesaria para producir un kWh, es usado como un parámetro de desempeño en las turbinas de gas y está en función de la eficiencia térmica del ciclo:

$$HR = \frac{3600}{\eta_{Th}}; \left[\frac{kJ}{kWh} \right] \quad (3.37)$$

El flujo de combustible se obtiene de realizar un balance de masa y energía en la cámara de combustión, está en función de la temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión, el poder calorífico inferior del combustible, el flujo de aire y los calores específicos del aire y los gases de combustión:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} T_3 - \dot{m}_a c_{p_a} T_2}{PCI - c_{p_{gc}} T_3} \quad (3.38)$$

El consumo específico de combustible relaciona los kilogramos de combustibles necesarios para producir un kWh, al igual que el régimen térmico, es otro parámetro del desempeño en las turbinas de gas:

$$CEC = \frac{\dot{m}_f (3600)}{\dot{W}_m} ; \left[\frac{kg_f}{kWh} \right] \quad (3.39)$$

3.2 Segunda ley de la termodinámica

Históricamente, el segundo principio de la termodinámica nace como consecuencia del problema de la transformación de calor en trabajo, que se presentaba en las máquinas térmicas. En la Figura 3.3 se muestra la máquina térmica de Carnot, que consta de una fuente a alta temperatura T_A , que cede calor a una máquina térmica, la cual produce un trabajo reversible, pero no todo el calor es aprovechado para generar trabajo, cierta cantidad de calor se manda a un sumidero que está a una temperatura T_B .

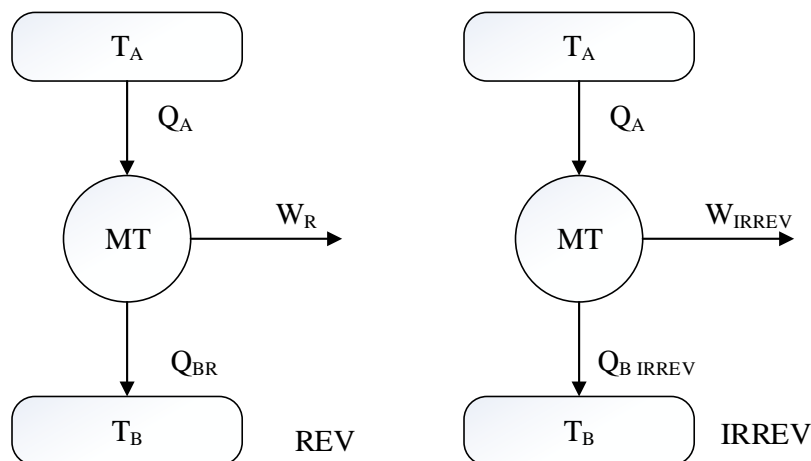


Figura 3.3.- Diagramas de la máquina de Carnot reversible e irreversible.

Carnot, quien al estudiar un problema eminentemente técnico, como es el relacionado con la eficiencia de las máquinas térmicas, desarrolló una serie de conceptos que iban a ser de una

importancia fundamental en la termodinámica. El concepto clave de su teoría, es la idea de la máquina reversible. De la cual surge la eficiencia termodinámica y la eficiencia de Carnot que se expresan de la siguiente manera:

$$\eta_{Th} = \frac{W_R}{Q_A} \quad (3.40)$$

o bien, como la eficiencia máxima del ciclo o eficiencia de Carnot:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_B}{T_A} \quad (3.41)$$

De la eficiencia de Carnot se desarrolla el coeficiente de Gouy-Stodola, que relaciona el medio ambiente con la temperatura de la fuente:

$$\eta = 1 - \frac{T_o}{T_A} \quad (3.42)$$

de la máquina térmica de Carnot y del ciclo de Carnot, se obtienen la siguiente expresión:

$$\frac{Q_{B_R}}{Q_A} = \frac{T_{B_R}}{T_A} \quad (3.43)$$

o bien

$$\frac{Q_A}{T_A} - \frac{Q_{B_R}}{T_{B_R}} = 0 \quad (3.44)$$

En el caso de la máquina irreversible, el trabajo producido siempre será menor y por lo tanto se tendrá un mayor calor cedido a la atmósfera a diferencia de la máquina reversible o de Carnot es decir:

$$W_R > W_{IRREV} \quad (3.45)$$

$$Q_{B_R} < Q_{B_{IRREV}} \quad (3.46)$$

En la máquina irreversible, se obtiene la siguiente relación:

$$\frac{Q_A}{T_A} - \frac{Q_{B_{IRREV}}}{T_B} < 0 \quad (3.47)$$

Clausius, retomó estos dos términos y desarrolló la desigualdad de Clausius; para un suministro de calor Q_A y un rechazo de calor Q_B :

$$\frac{Q_A}{T_A} - \frac{Q_B}{T_B} \leq 0 \quad (3.48)$$

cuando es igual cero el proceso es reversible y cuando es menor a cero el proceso es irreversible.

Cualquier sistema cerrado que efectúa un proceso cíclico, la suma de todos los términos $\delta Q/T$ en cada incremento diferencial del proceso será siempre igual o menor a cero:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (3.49)$$

3.2.1 Turbina de gas PGT 25 generación de entropía

Se considera al ciclo de turbina de gas aeroderivada de doble flecha, considerando al suministro de calor como Q_A y al rechazo de calor como Q_B y con los cálculos de los estados termodinámicos presentados en la Tabla 3.2, que se obtiene al realizar el análisis energético de la turbina de gas:

Tabla 3.2.- Estados termodinámicos para la turbina de gas de doble flecha PGT 25.

Estado	T (K)	P (bar)	v (m ³ /kg)	s (kJ/kg K)
1	288.15	1.013	0.815	6.6487
2	733.796	18.234	0.115	6.7577
3	1473.15	17.686	0.238	7.6129
4	1075.806	4.509	0.683	7.6841
5	768.848	1.043	2.113	7.7612

En la cámara de combustión no se genera ni se suministra trabajo y despreciando las energías cinética y potencial se tiene la siguiente expresión:

$$q_A = q_{sum} = c_{pgc} T_3 - c_{pa} T_2 \quad (3.50)$$

sustituyendo los valores correspondientes se tiene lo siguiente:

$$q_A = (1.148)(1473.15 - 1.00345)733.79$$

$$q_A = 954.85 \frac{kJ}{kg}$$

En el rechazo de calor se tiene la siguiente expresión:

$$q_B = c_{pgc} T_5 - c_{pa} T_1 \quad (3.51)$$

sustituyendo los valores correspondientes se tiene que:

$$q_B = 1.148(768.84 - 1.00345)288.15$$

$$q_B = 593.484 \frac{kJ}{kg}$$

Utilizando la ecuación (3.47) para una máquina irreversible, se puede comprobar que esta máquina cumple con la desigualdad de Clausius, y por lo tanto, con la segunda ley de la termodinámica, comprueba que el proceso es posible:

$$\frac{Q_A}{T_A} - \frac{Q_B}{T_B} = -1.41478 \frac{kJ}{kgK} < 0$$

3.2.2 Trabajo perdido

El ciclo irreversible de la máquina térmica genera un incremento en la entropía del sistema, la irreversibilidad tiene una influencia en la entropía, por lo tanto, se debe cumplir la siguiente expresión:

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (3.52)$$

Para eliminar la desigualdad se considera el término de trabajo perdido, mediante la primera ley de la termodinámica para un proceso irreversible, se tiene la siguiente expresión:

$$\delta q + \delta w = du \quad (3.53)$$

despejando δq y sustituyendo $\delta w = -Pdv$ en la ecuación (3.53) se tiene que:

$$\delta q = du + Pdv \quad (3.54)$$

de la segunda ley de la termodinámica se tiene que:

$$\delta q = Tds \quad (3.55)$$

sustituyendo la ecuación (3.54) en (3.55) se tiene una expresión que relaciona la primera ley de la termodinámica y la segunda como se muestra a continuación:

$$Tds = du + Pdv \quad (3.56)$$

A todo proceso irreversible se le asocia una cierta cantidad de trabajo perdido; el trabajo perdido puede variar desde cero, que es el caso ideal, hasta un cierto valor máximo, por lo tanto, el trabajo hidrostático se puede expresar de la siguiente manera:

$$Pdv = \delta w + \delta w_L \quad (3.57)$$

donde δw_L es el trabajo perdido asociado a que el proceso es irreversible, al sustituir la ecuación (3.53) y (3.57) en (3.56), considerando que el sistema no genera ni recibe trabajo, se tiene la siguiente expresión:

$$Tds = du + \delta w + \delta w_L \quad (3.58)$$

pero

$$du + \delta w = \delta q \quad (3.59)$$

por lo tanto:

$$Tds = \delta q + \delta w_L \quad (3.60)$$

o bien

$$ds = \frac{\delta q}{T} + \frac{\delta w_L}{T} \quad (3.61)$$

La ecuación (3.61) representa el incremento de entropía, en función del calor y el trabajo perdido, el cambio de entropía debido a las irreversibilidades internas se llama producción irreversible de entropía. En este entendido, no se puede evitar que haya pérdidas, pero si tratar de minimizarlas.

El análisis de segunda ley para un volumen de control, son una herramienta importante para cuantificar las irreversibilidades o el trabajo perdido, este análisis se puede realizar a cada uno de los componentes de la turbina de gas, mediante la siguiente expresión:

$$\left(\frac{dS}{dt} \right)_{vc} + \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e = \int_A \left(\frac{\dot{Q}}{T} \right) dA + \int_V \left(\frac{\dot{W}_L}{T} \right) dV \quad (3.62)$$

El primer término representa la rapidez del cambio de entropía dentro del volumen de control, el segundo término es el flujo neto de entropía hacia afuera del volumen de control, como resultado del flujo de masa, el cuarto término es la transferencia de calor debido a la diferencia de temperaturas entre el medio ambiente y el área del volumen de control y el quinto término involucra el trabajo perdido a través del volumen de control.

3.2.3 Cálculo del trabajo perdido en el compresor axial

Los valores presentados en esta sección son tomados de la Tabla 3.2. En el compresor axial se realiza el balance de segunda ley, considerando flujo estable, la ecuación (3.62) queda expresada de la siguiente manera:

$$\dot{m}_a (s_s - s_e) = \int_A \left(\frac{\dot{Q}}{T} \right) dA + \int_V \left(\frac{\dot{W}_L}{T} \right) dV \quad (3.63)$$

considerando la entrada e=2 y la salida del compresor s=1

$$\dot{m}_a (s_2 - s_1) = \frac{\dot{Q}}{T} + \frac{\dot{W}_L}{T} \quad (3.64)$$

considerando que el compresor está asilado, por lo tanto, se tiene un proceso adiabático, (3.64)

y se divide entre el flujo másico se obtiene el trabajo perdido en el compresor:

$$\frac{\dot{W}_{Lc}}{\dot{m}_a} = w_{Lc} = T (s_2 - s_1) \quad (3.65)$$

sustituyendo los valores correspondientes y considerando una temperatura T=15 °C, se tiene:

$$w_{Lc} = 288.15 (6.7577 - 6.4877)$$

$$w_{Lc} = 77.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

3.2.4 Trabajo perdido en la cámara de combustión

En la cámara de combustión se tiene el balance de segunda ley, considerando al proceso adiabático y flujo estable se tiene la siguiente expresión de la potencia pérdida:

$$\frac{\dot{W}_{Lcc}}{\dot{m}_{gc}} = w_{Lcc} = T (s_3 - s_2) \quad (3.66)$$

sustituyendo los valores correspondientes se tiene que:

$$w_{Lcc} = 288.15 (7.6129 - 6.7577)$$

$$w_{Lcc} = 246.42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

3.2.5 Trabajo perdido en la turbina de alta presión

La producción de entropía en la turbina de alta presión y baja presión están dadas por las siguientes expresiones:

$$\frac{\dot{W}_{LTAP}}{\dot{m}_{gc}} = w_{LTAP} = T (s_4 - s_3) \quad (3.67)$$

$$\frac{\dot{W}_{LTBP}}{\dot{m}_{gc}} = w_{LTBP} = T (s_5 - s_4) \quad (3.68)$$

sustituyendo los valores correspondientes se tiene que:

$$w_{L_{TAP}} = 288.15(7.6841 - 7.6129)$$

$$w_{L_{TAP}} = 20.51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

3.2.6 Trabajo perdido en la turbina de baja presión

Y en el caso de la turbina de baja presión se tiene que:

$$w_{L_{TBP}} = 288.15(7.7612 - 7.6841)$$

$$w_{L_{TBP}} = 22.21 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Se puede ver que la mayor producción de entropía se tiene en la cámara de combustión, esto se debe a la quema del combustible; en el compresor axial se tiene la segunda mayor generación de entropía. Mientras que la turbina de alta presión y la de baja presión generan la menor producción de entropía.

3.3 Análisis exergético

Los análisis energéticos convencionales se basan en la primera ley de la termodinámica. Este tipo de análisis constituyen una contabilidad energética, al relacionar las entradas y salidas de energía en un sistema. Por el contrario, el análisis exergético basado en la segunda ley de la termodinámica no solamente tiene en cuenta la cantidad de energía, sino también su calidad.

3.3.1 Clasificación de las diferentes formas de energía

Calidad de la energía es sinónimo de la “capacidad de causar un cambio”. Por ejemplo, es más valioso tener 100 J de energía eléctrica, que tener los mismos 100 J de energía térmica. Puede ser útil examinar las características de las diferentes formas de energía y clasificarlas, con el fin de establecer un estándar adecuado de la calidad en la energía. La calidad de una forma de energía depende del modo de su almacenamiento. Esto se puede ver de una manera ordenada o desordenada (Kotas, 2013).

3.3.2 Energía ordenada

Se puede clasificar en dos categorías:

- Energía potencial, esta energía se almacena de forma gravitacional, eléctrica y en campos magnéticos.

- Energía cinética, un ejemplo es una rueda que gira libremente por la inercia de un chorro de agua o un fluido ideal, en donde toda esta energía se puede convertir en trabajo.

La Figura 3.4 muestra una serie de aparatos interconectados, la energía ordenada pasa por una serie de transformaciones. Se tiene una turbina hidráulica, que se mueve debido a la energía cinética que le proporciona un chorro de agua que incide en las paletas de la turbina.

Esto genera una potencia mecánica, la cual pasa a un generador eléctrico, en donde es convertida en potencia eléctrica, \dot{W}_{ele} , que es una forma de energía ordenada; ésta es suministrada a un motor eléctrico, en donde se convierte una vez más en energía mecánica, que activa una polea con una masa suspendida a una cierta altura.

Bajo condiciones ideales, no se tienen efectos disipativos como: fricción, resistencia eléctrica, histéresis etc., cada dispositivo opera con una eficiencia del 100%. Después de cierto número de transformaciones, la energía cinética del chorro de agua será igual al incremento de la energía potencial en la masa (Kotas, 2013).

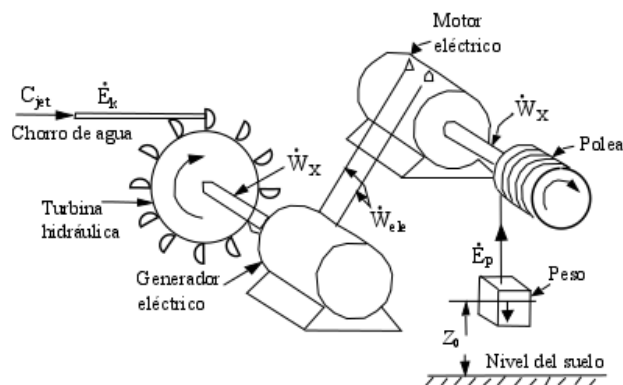


Figura 3.4.- Ejemplos de la transformación de la energía ordenada (Kotas, 2013).

La energía ordenada cumple con las siguientes características:

- La conversión de la energía ordenada en otra energía, si se realiza reversiblemente, debe ser completa.
- La transferencia de energía ordenada entre dos sistemas se manifiesta como una interacción del trabajo (no calor) en el límite superior, por ejemplo, el trabajo es una energía ordenada en tránsito.

- iii. La transferencia reversible de energía ordenada ocurre sin cambios de entropía de los sistemas de interacción y se puede analizar mediante la primera ley de la termodinámica sin usar la segunda ley de la termodinámica.

3.3.3 Energía desordenada

La energía interna de la materia, la radiación térmica y la energía química son formas de energía desordenadas.

La Figura 3.5 muestra un ciclo de potencia, un foco caliente o reservorio térmico (TER) a una temperatura T_A cede calor a la turbina de gas, en donde el fluido de trabajo se expande y genera una cierta potencia necesaria para activar el compresor y la restante es la potencia necesaria para generar energía eléctrica, el rechazo de calor se realiza al medio ambiente que está a una temperatura T_0 y P_0 .

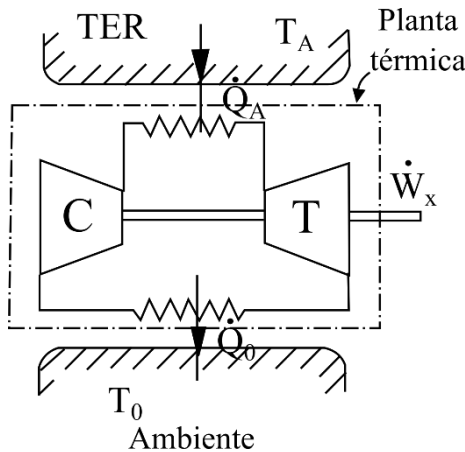


Figura 3.5.- Planta térmica que ejemplifica la energía desordenada (Kotas, 2013).

En el estudio de la termodinámica se ha aceptado a la capacidad de producir trabajo como una medida de la calidad de la energía. Cada tipo de energía se puede considerar que se forma por dos partes: la directamente transformable en cualquier otro tipo y el resto no transformable. La parte transformable es lo que se denomina energía útil o exergía. Es precisamente la exergía y no la energía, lo que tiene valor desde el punto de vista termodinámico. A diferencia de la energía, la exergía no se conserva, sino que se destruye debido a las irreversibilidades de los procesos reales (Lizarraga, 1986).

3.3.4 Concepto de exergía

La energía desordenada se caracteriza por la generación de entropía, y está relacionadas con las formas de energía química, térmica etc. Por otro lado, se tienen las energías ordenadas, que no se caracterizan por la generación de entropía y tienen una calidad invariante.

El análisis termodinámico y químico de las plantas, requiere de un estándar de calidad universal de la energía. Y el estándar más conveniente es el máximo trabajo que se obtiene de una forma de energía, usando al ambiente como un parámetro de referencia. Este estándar de calidad se llama “exergía” (Kotas, 2013).

Los balances de exergía son similares a los balances de energía, pero hay una diferencia fundamental entre ellos, mientras los balances de energía se rigen por la conservación de la energía, los balances exergéticos deben cuantificar los estados de degradación de la exergía. La degradación de la energía es equivalente a irreversibles, debido a que todo proceso real es irreversible.

Los procesos reales en una máquina térmica ocasionan fricción y pérdidas térmicas, las cuales se pueden cuantificar por la exergía de flujo, expresada en función de cambios de entalpía y entropía; no solamente de los obtenidos del proceso, sino también se relaciona con el medio ambiente, a partir de la entalpía, temperatura y entropía con el subíndice 0

$$\varepsilon = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3.69)$$

La exergía física del aire y de los gases de escape en función del calor específico y la constante particular del gas se expresa de la siguiente manera

$$\varepsilon = c_p (T - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \left[\frac{T}{T_0} \right] - R \ln \left[\frac{P}{P_0} \right] \right) \quad (3.70)$$

3.3.5 Equilibrio no restringido

En este contexto, la exergía física es referida o calculada para un estado muerto, el cual es considerado un estado de equilibrio restringido, es decir, el sistema alcanza el equilibrio térmico y mecánico con el ambiente, pero no necesariamente el equilibrio químico (Sala Lizarraga, 1986) y asociado también por (Kotas, 2013).

La composición del ambiente no tenía demasiada importancia, estaba descrito por la presión y la temperatura. Pero cuando se cuantifica la exergía física de un proceso o sistema energético, además del equilibrio térmico y mecánico mencionado anteriormente, es necesario considerar el equilibrio químico con el ambiente (Sala Lizarraga, 1986). A este equilibrio termodinámico completo con el ambiente se le conoce como equilibrio no restringido (Lizarraga, 1986), y que también se conoce como el estado muerto (Kotas, 2013).

3.3.6 Gouy-Stodola

El comportamiento del coeficiente de Gouy-Stodola está dado por la temperatura ambiente, pero la limitante de la temperatura de la fuente caliente, en este caso T_A , es tecnológica, enfocada en el material, aunque se tengan temperaturas de flama adiabática en la cámara de combustión alrededor de 2200 K, esta temperatura debe disminuir debido al material de los álabes de la turbina, por ello se disminuye la temperatura. En la Figura 3.6 se muestra el valor absoluto del coeficiente de Gouy-Stodola en función de la temperatura T_A , se muestra la temperatura de flama adiabática del combustible usado en la PGT 25 que es de 2150 K, para esa temperatura el coeficiente de Gouy-Stodola es del 85%; debido al tipo de materiales, es necesario enfriar los gases de combustión hasta 1493.15 K, por este enfriamiento se pierde el 7% de la energía total de los gases de combustión y el coeficiente disminuye al 79%. Las pérdidas al quemarse el combustible son del 15%, pero se anexa el 7% de pérdidas por enfriar los gases de combustión, se tiene una pérdida total del 22%.

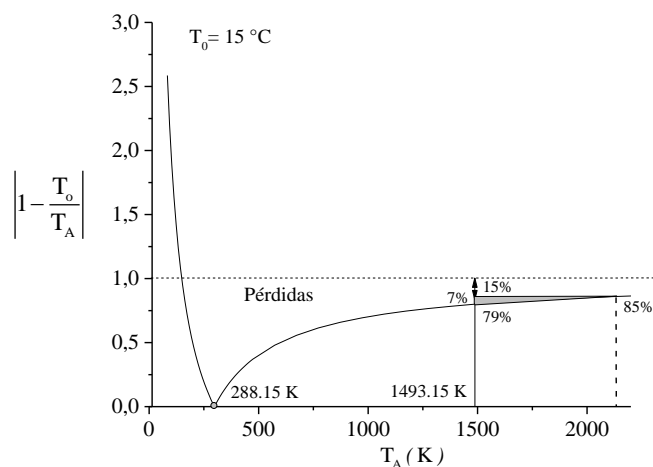


Figura 3.6.- Factor de Gouy-Stodola en función de la temperatura T_A .

3.4 Balances de exergía por componente

3.4.1 Compresor axial

La Figura 3.7 muestra el diagrama esquemático del compresor, en el estado uno entra aire a una presión y temperatura, con una corriente exergética a esas condiciones, al comprimirse el aire, se eleva su temperatura, presión y su exergía hasta el estado dos, al ser un proceso real, éste genera una irreversibilidad. Al realizar el balance de exergía y considerando al compresor adiabático y se considera adiabático debido el espesor de las carcadas de los compresores axiales junto con el aislamiento y por lo tanto no se tiene una transferencia de calor al medio ambiente, se tiene la siguiente expresión:

$$\varepsilon_1 + w_c = \varepsilon_2 + i_c \quad (3.71)$$

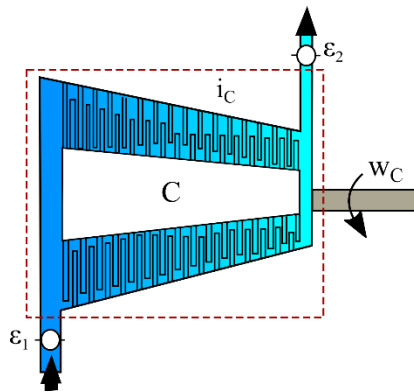


Figura 3.7.- Volumen de control para el balance de exergía del compresor axial.

El aire entra al compresor con una cierta exergía y se le suministra un trabajo para accionar el compresor, como resultado se tiene un aumento en la exergía del estado 2, así como una irreversibilidad generada en el proceso de compresión debido al incremento de entropía como se muestra en la Figura 3.8.

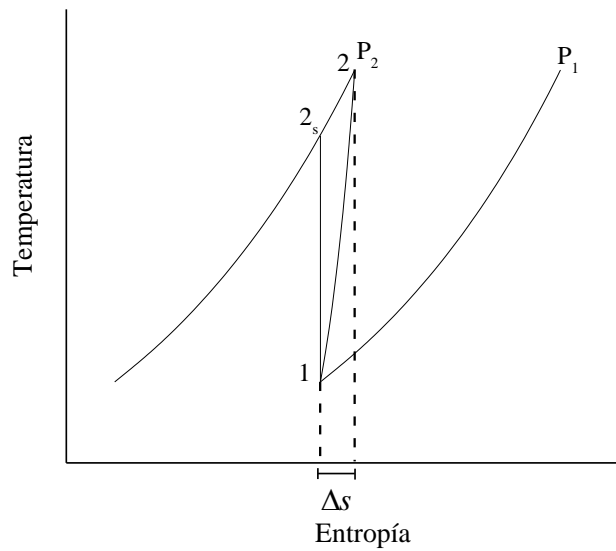


Figura 3.8.- Diagrama temperatura entropía del proceso de compresión.

La eficiencia exergética del compresor se expresa, como el trabajo mínimo que requiere el compresor entre el trabajo real suministrado:

$$\eta_{ex_c} = \frac{w_{C_{\min}}}{w_C} \quad (3.72)$$

La diferencia de la exergía del aire a la entrada y salida del compresor es el trabajo mínimo que se le suministra, por lo tanto, (3.72) queda expresada como:

$$\eta_{ex_c} = \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{w_C} \quad (3.73)$$

3.4.2 Cámara de combustión

En este análisis se considera que la cámara de combustión esta asilada además las irreversibilidades generadas por la fricción y la mezcla no se cuantifica por separado y se engloban en una sola irreversibilidad. Mediante la Figura 3.9 se realiza el balance de exergía en la cámara de combustión y queda de la siguiente manera:

$$\varepsilon_2 + \varepsilon_f = \varepsilon_3 + i_{cc} \quad (3.74)$$

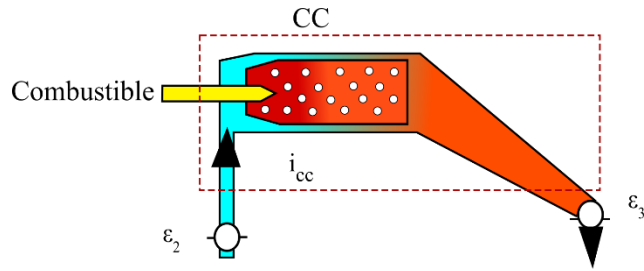


Figura 3.9.- Volumen de control para el balance de exergía de la cámara de combustión.

La irreversibilidad global que incluye las irreversibilidades generadas por el mezclado del aire y el combustible, así como las generadas por la fricción dentro de la cámara de combustión, va a estar dada por el incremento de entropía al momento de suministrar el calor como se muestra en la Figura 3.10, este incremento es mayor al de los procesos de compresión en el compresor axial, así como en la expansión de los gases de combustión en la turbina de alta presión y en la de baja presión.

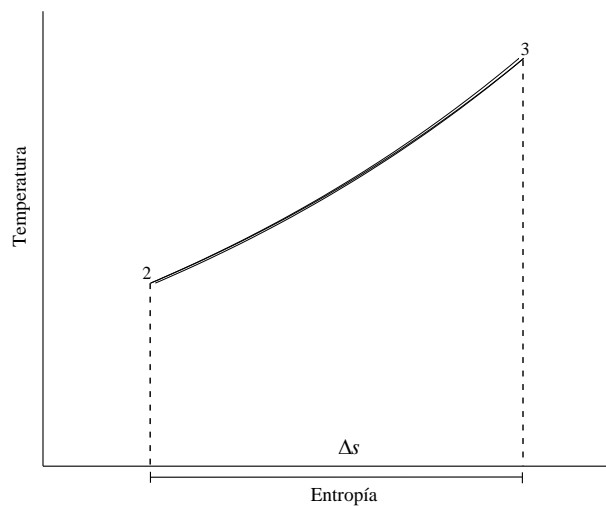


Figura 3.10.- Diagrama temperatura entropía del proceso de combustión.

A la cámara de combustión se suministra aire y combustible con su respectiva Exergía, y salen de ésta los gases de combustión con su respectiva exergía, además se tienen irreversibilidades.

Se puede considerar dos formas de calcular la exergía del combustible, la primera es considerar que toda la exergía disponible está dada solamente por el poder calorífico inferior del combustible:

$$\varepsilon_f = PCI \quad (3.75)$$

Mientras que la segunda forma de calcular la exergía del combustible va a estar dado por la siguiente expresión que relaciona las pérdidas por combustión mediante el término de Gouy-Stodola:

$$\varepsilon_{f_0} = PCI \left(1 - \frac{T_0}{T_{fa}} \right) \quad (3.76)$$

La eficiencia exergética en la cámara de combustión es la relación entre la exergía de los gases de combustión y la suma de las exergías del aire y del combustible:

$$\eta_{ex_{cc}} = \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_2 + \varepsilon_f} \quad (3.77)$$

Entonces, la irreversibilidad de la camama de combustión total está dada por la siguiente expresión:

$$\dot{i}_{cc} = \varepsilon_2 - \varepsilon_3 + \varepsilon_f \quad (3.78)$$

3.4.3 Turbina de alta presión

La turbina de alta presión se considera adiabática, los gases de combustión que entran a la turbina tienen una exergía y al expandirse hasta el estado 4 con una cierta exergía, generan un trabajo y una irreversibilidad, realizando un balance de exergía a la Figura 3.11 se obtiene la irreversibilidad generada por la expansión en la turbina:

$$\dot{i}_{TAP} = \varepsilon_3 - \varepsilon_4 - W_{TAP} \quad (3.79)$$

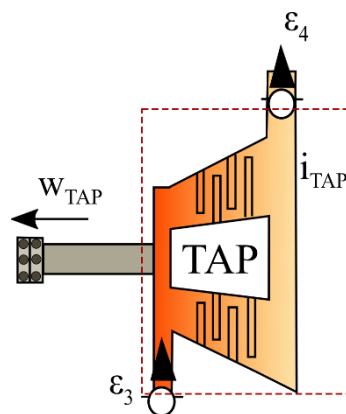


Figura 3.11.- Volumen de control para el balance de exergía de la turbina de alta presión.

La eficiencia exergética de la turbina de alta presión relaciona el trabajo real generado al expandirse los gases de combustión entre el trabajo reversible o máximo obtenido en función del cambio de las corrientes exergéticas; como se muestra en la Figura 3.12:

$$\eta_{exTAP} = \frac{W_{TAP}}{\epsilon_4 - \epsilon_5} \quad (3.80)$$

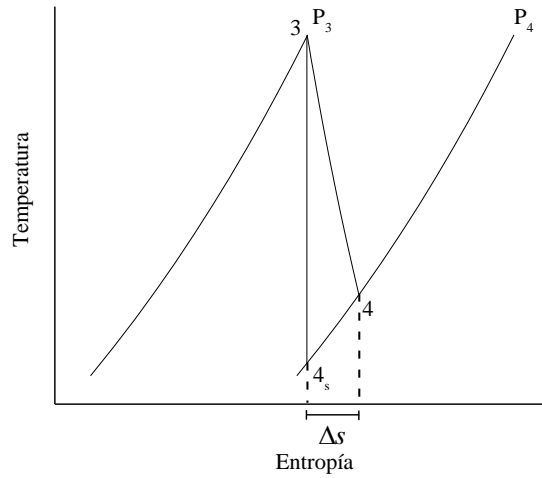


Figura 3.12.- Diagrama temperatura entropía de la expansión de la turbina de gas.

3.4.4 Turbina libre o de potencia

La turbina libre o de potencia genera la energía mecánica requerida para algún proceso o para generar energía eléctrica; los gases de combustión entran con una exergía y se expanden hasta el estado 5 con una cierta exergía, el proceso de expansión genera una irreversibilidad y un trabajo motor, la turbina de potencia está aislada y por lo tanto no hay un intercambio de calor con el ambiente.

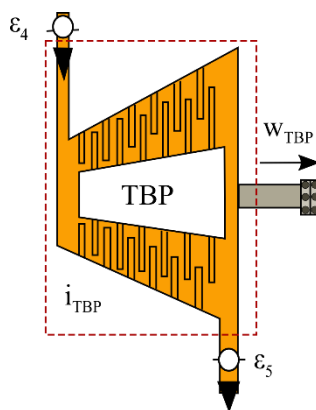


Figura 3.13.- Volumen de control para el balance de exergía de la turbina libre o de potencia.

El balance de exergía de la turbina libre con base en la Figura 3.13 se muestra a continuación la irreversibilidad generada por el proceso de expansión:

$$\dot{i}_{TBP} = \varepsilon_4 - \varepsilon_5 - W_{TBP} \quad (3.81)$$

Al igual que la eficiencia exergética de la turbina de alta presión, la eficiencia exergética de la turbina libre está dada por la relación del trabajo real entre el trabajo máximo:

$$\eta_{exe_{TBP}} = \frac{W_{TBP}}{\varepsilon_4 - \varepsilon_5} \quad (3.82)$$

La eficiencia exergética total del ciclo, al igual que la eficiencia energética relaciona la potencia obtenida en el ciclo entre el flujo de exergía que se suministra; en este caso es la potencia del ciclo entre el flujo de exergía del combustible al quemarse, considerando el factor de Gouy-Stodola que se mostró en la sección 3.3.6:

$$\eta_{exe_T} = \frac{\dot{W}_M}{\dot{E}_f} \quad (3.83)$$

3.5 Resultados

La Figura 3.14 muestra la variación del flujo másico de combustible, el flujo de combustible se calculó mediante la ecuación (3.38), en función de la relación de presiones del compresor axial, para diferentes temperaturas a la entrada de la turbina de alta presión y para una potencia fija de 23 MW. A medida que la relación de presiones aumenta, el mínimo flujo de combustible se obtiene a una cierta relación de presiones, después de cierta relación de presiones tiende a aumentar. Para una temperatura a la entrada de la turbina de alta presión de 900 °C y una relación de presiones de 10, el flujo de combustible disminuye hasta 2.04 kg/s, esto indica que, la relación de presiones óptima para el mínimo consumo de combustible a una temperatura de 900 °C es 10. El flujo de combustible aumenta, al aumentar la relación de presiones de 10 a 12 para una temperatura de 900, 1000 y 1100 °C en un 2.84%, 5.52% y 4.93%, respectivamente. El punto A representa la operación de la PGT 25, opera a una relación de presiones de 18, una temperatura a la entrada de la turbina de alta presión de 1220 °C y un flujo de combustible para esa potencia de 1.48 kg_f/s, de acuerdo al cambio en el mapa de operación presentado en el capítulo anterior, se presenta el punto B, el cual representa una relación de presiones de 17, que es la máxima, antes de que el equipo entre en surge, dicho cambio genera un incremento del combustible para mantener la misma potencia de 0.47%. El flujo de combustible no aparece en las pantallas operativas de la PGT 25, por eso es importante realizar este tipo de análisis.

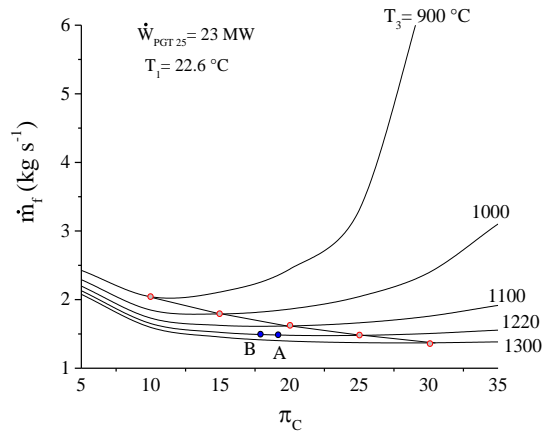


Figura 3.14.- Flujo másico de combustible en función de la relación de presiones del compresor.

La Figura 3.15 muestra la variación de la eficiencia térmica del ciclo de la turbina de gas aeroderivada en función de la relación de presiones del compresor axial, para diferentes temperaturas a la entrada de la turbina de alta presión. Un aumento en la relación de presiones del compresor axial genera un aumento en la eficiencia térmica, hasta un máximo, después disminuye a medida que se siga aumentando la relación de presiones. Por ejemplo, para una temperatura de 900 °C la eficiencia térmica máxima se tiene a una relación de presiones de 10, a medida que se aumenta la relación de presiones, por ejemplo para una temperatura de 900 °C, pasar de 10 a 20, la eficiencia térmica disminuye 17%. Aunque la temperatura de operación de la turbina de gas PGT 25 es de 1220 °C, se hace un análisis paramétrico variando la temperatura de entrada de la turbina de alta presión desde los 900 °C hasta los 1300°C. A medida que la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión aumenta, la relación de presiones óptima va aumentando hasta un 38% más. También se agrega el punto A que representa la relación de presiones máxima antes de llegar la surge tomada del mapa de operación del capítulo anterior, al cambiar las condiciones ambientales el mapa se modifica y se representa por el punto B esto genera una disminución en la eficiencia térmica del 0.83% para una temperatura a la entrada de la turbina de 1220 °C.

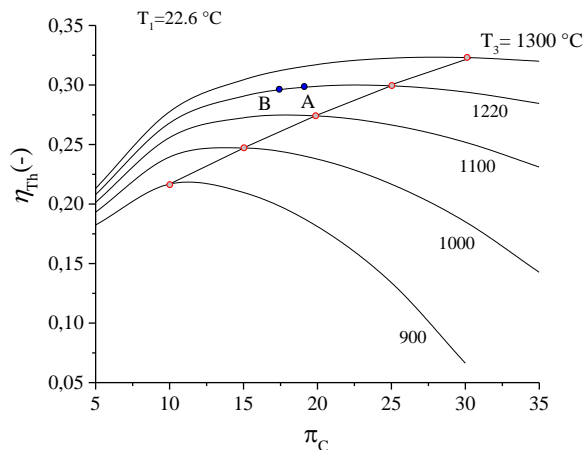


Figura 3.15.- Eficiencia térmica en función de la relación de presiones del compresor.

En la Figura 3.16 se muestra la eficiencia térmica del ciclo en función del flujo de irreversibilidades en el compresor, para diferentes temperaturas de entrada a la turbina de alta presión y diferentes relaciones de presión en el compresor. Al incrementarse la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión el flujo de irreversibilidades disminuye y la eficiencia térmica aumenta. Un incremento en la relación de presiones de 10 a 12 para una temperatura de 1220 °C, aumenta la irreversibilidad en el compresor en un 9.02%, esto debido al aumento en la presión de descarga del compresor. Mientras que un incremento de 1000 °C a 1220°C a la entrada de la turbina para una relación de presiones de 18, la eficiencia térmica aumenta un 2.4%. Al aumentar la temperatura en la turbina de alta presión de 1000 a 1300 °C, se reducen las irreversibilidades en el compresor en un 70.63%. Es importante remarcar los límites operacionales del equipo el cual trabaja a una temperatura de entrada a la turbina de alta presión, pero debido a la tendencia de las turbinas de gas de ir aumentando la temperatura a la entrada de la turbina es importante realizar variaciones en la temperatura. El punto A representa la relación de presiones máxima antes de llegar la surge tomada del mapa de operación del capítulo anterior, al cambiar las condiciones ambientales el mapa de operación del compresor axial se modifica esto se representa por el punto B, al pasar del punto A al B se genera una disminución en la eficiencia térmica del 1.23%, mientras que las irreversibilidades disminuyen en un 2.52%, debido a la disminución en la relación de presiones, para una temperatura a la entrada de la turbina de 1220 °C.

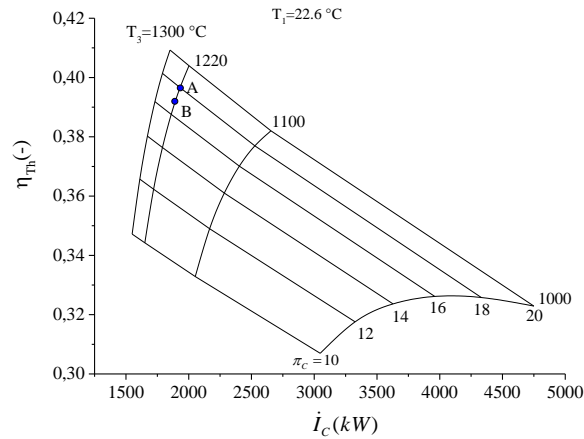


Figura 3.16.- Eficiencia térmica en función de la irreversibilidad en el compresor.

La Figura 3.17 muestra la eficiencia exergética de la turbina de alta presión en función del flujo másico de combustible, para diferentes temperaturas a la entrada de la turbina de alta presión y diferentes relaciones de presiones en el compresor. A medida que la temperatura a la entrada de la turbina aumenta de 1000 a 1220 °C, para una relación de presiones de 18, la eficiencia exergética aumenta hasta en un 1.42%, pero al disminuir la relación de presiones en el compresor de 12 a 10 la eficiencia exergética disminuye. El consumo másico de combustible disminuye al aumentar la relación de presiones en un 2.76% para una temperatura de 1000 °C, mientras que al elevar 300 °C la temperatura de entrada la turbina de alta presión para una relación de presiones en el compresor de 16, se disminuiría el flujo de combustible hasta un 29.5%. El punto A representa la relación de presiones máxima antes de llegar al surge tomada del mapa de operación del capítulo anterior a condiciones ISO, al cambiar las condiciones ambientales del lugar el mapa de operación del compresor se modifica punto B, esto genera una disminución en la eficiencia η de la turbina de alta presión del 0.062%, mientras que el flujo de combustible aumenta en un 1.32%, para una temperatura a la entrada de la turbina de 1220 °C.

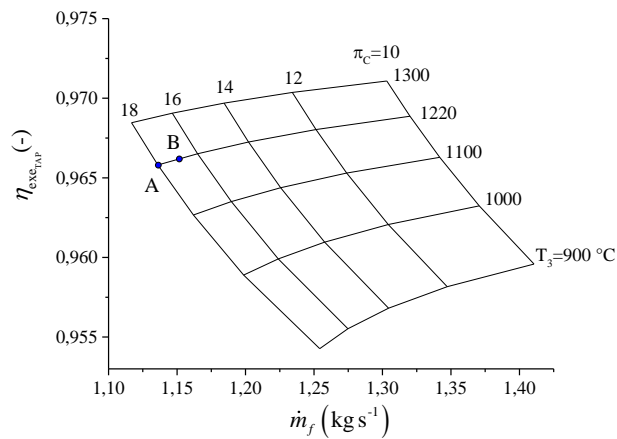


Figura 3.17.- Eficiencia exergetica de la turbina de alta presión en función del flujo másico de combustible.

En la Figura 3.18 se muestra la eficiencia exergetica de la turbina de baja presión en función del flujo másico de combustible, para diferentes temperaturas de operación en la turbina de alta presión y variando la relación de presiones en el compresor. Presenta un comportamiento parecido al de la turbina de alta presión, a medida que la temperatura a la entrada de la turbina la eficiencia exergetica de la turbina aumenta hasta 1.33% respectivamente.

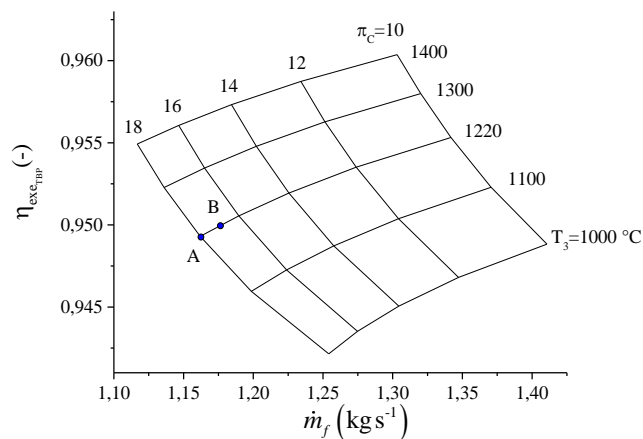


Figura 3.18.- Eficiencia exergetica de la turbina de baja presión en función del flujo másico de combustible.

Pero al aumentar la relación de presiones en el compresor hasta 16, la eficiencia exergetica disminuye 0.51%. El flujo másico tiende a disminuir a medida que se aumenta tanto la eficiencia exergetica de la turbina libre como la relación de presiones en el compresor en un

29.5 y 2.84%. El punto A representa la relación de presiones máxima antes de llegar al surge tomada del mapa de operación del capítulo anterior a condiciones ISO, al cambiar las condiciones ambientales del lugar el mapa de operación del compresor se modifica punto B, esto genera un aumento en la eficiencia exergética de la turbina de presión del 0.073%, mientras que el flujo de combustible aumenta en un 1.23%, para una temperatura de operación de la PGT 25 de 1220 °C.

La Figura 3.19 muestra la eficiencia exergética del compresor en función del flujo másico de combustible, para diferentes temperaturas de operación en la turbina de alta presión y diferentes relaciones de presiones. A una relación de presiones dada, la eficiencia exergética del compresor se mantiene constante a medida que se aumenta la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión, pero si se aumenta la relación de presiones de 10 a 12 la eficiencia exergética aumenta 0.48%.

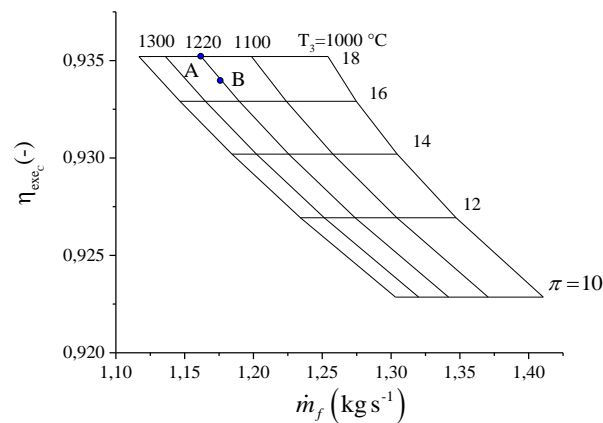


Figura 3.19.- Eficiencia exergética del compresor axial en función del flujo másico de combustible.

En este caso, el flujo de combustible también disminuye como en los casos anteriores, a medida que la relación de presiones aumenta se disminuye el flujo de combustible en un 2.84%. El punto A representa la relación de presiones máxima antes de llegar al surge tomada del mapa de operación del capítulo anterior a condiciones ISO, al cambiar las condiciones ambientales del lugar el mapa de operación del compresor se modifica punto B, esto genera una disminución en la eficiencia exergética del compresor axial a diferencia del de las turbinas del 0.139%, mientras que el flujo de combustible aumenta en un 1.3%, para una temperatura a la entrada de la turbina de 1220 °C.

En la Figura 3.20 se muestra la eficiencia exergética total de la turbina de gas en función de la relación de presiones del compresor axial y para diferentes temperaturas a la entrada de la turbina de alta presión. La eficiencia exergética total aumenta a medida que aumenta tanto la relación de presiones en el compresor, como la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión. Un incremento de 100°C en la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión para una relación de presiones de 18, incrementa la eficiencia exergética en un 11.42%. Mientras que, al aumentar la relación de presiones de 14 a 16 para una temperatura de 1000 °C, la eficiencia exergética se incrementa en un 0.27%. El punto A representa la relación de presiones máxima antes de llegar al surge tomada del mapa de operación del capítulo anterior a condiciones ISO, al cambiar las condiciones ambientales del lugar el mapa de operación del compresor se modifica punto B, esto genera una disminución en la eficiencia exergética total de la turbina del 0.671%, para una temperatura a la entrada de la turbina de 1220 °C.

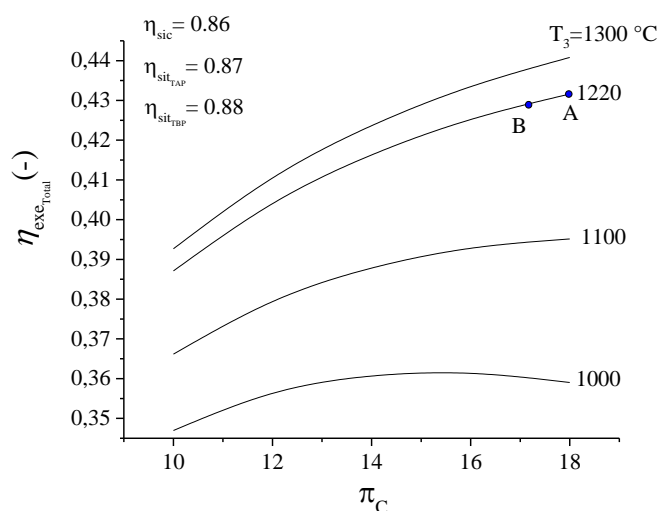


Figura 3.20.- Eficiencia exergética total del ciclo en función de la relación de presiones en el compresor axial.

Los mapas de operación muestran las diferentes zonas de operación del compresor axial para diferentes velocidades de giro así como la eficiencia del equipo, marcan la línea de surge y la línea de ahogamiento y estas pueden cambiar al tener cambios en la presión, temperatura y el peso molecular del fluido de trabajo a la entrada del compresor. Pero, para realizar la evolución del desempeño de la turbina de gas PGT 25 no solamente se puede basar en los mapas de operación del compresor, también es necesario realizar un análisis termodinámico para conocer el comportamiento de la turbina de gas al actualizar los mapas de operación en función de parámetros como la eficiencia térmica, las eficiencias exergéticas de los equipos

así como la global, el flujo de combustible y las irreversibilidades, debido a que los mapas de operación no dan información de estas. Aunado a eso, el análisis termodinámico junto con los mapas de operación da paso a las matrices de diagnóstico que incorporan la información obtenida por los mapas de operación y el análisis termodinámico de forma condensada con el fin de diagnosticar una problemática en los diferentes componentes del equipo así como una solución, esto se presenta en el siguiente capítulo.

Capítulo 4

Matrices de diagnóstico

Los principales problemas en la turbomaquinaria se pueden detectar y corregir mediante el análisis del desempeño. Las matrices de diagnóstico son una herramienta muy importante a la hora de diagnosticar las principales problemáticas asociadas a los diferentes componentes en la turbina de gas, mediante la relación de una problemática; por ejemplo, el ensuciamiento en el compresor axial y el efecto que tiene en diferentes parámetros, como la potencia, la eficiencia isoentrópica del compresor axial, etc. Un ejemplo de una matriz de diagnóstico se presenta en la Tabla 4.1, (Boyce, 2002) presenta una serie de problemas que se presentan en el compresor axial y su repercusión en diferentes parámetros como son la eficiencia isoentrópica de compresión, la relación de presiones, el flujo másico, etc. La construcción de esta matriz está en función de parámetros medibles en campo, como son la presión de descarga del compresor, la temperatura de descarga del compresor, las vibraciones en el compresor, la temperatura de entrada y salida del aceite de los cojinetes, así como parámetros que se calculan por medio de modelos termodinámicos como son la eficiencia isoentrópica, la relación de presiones, etc. y problemáticas asociadas a cambios repentinos de estos parámetros.

Tabla 4.1 Matriz de diagnóstico del compresor axial (Boyce, 2002).

	η_{sic}	π	$\frac{T_2}{T_1}$	\dot{m}	Vibración	ΔT cojinete	Presión del cojinete
Ensuciamiento en el filtro	-	↓	-	- ↓	-	-	-
Surge	↑	↑	↑	- ↓	alta	↑	↑
Ensuciamiento del compresor	↓	↓	↑	↓	↑	-	-
Álabe dañado	↓	-	↑	↓	↑	-	-
Falla en el cojinete	-	-	-	-	↑	↑	↓

Mediante la matriz de diagnóstico se puede establecer un rango de degradación del equipo, y a su vez una solución del mismo, la degradación del equipo se puede dividir en dos: recuperable y no recuperable. El funcionamiento recuperable indica una disminución pequeña en parámetros de desempeño como la eficiencia térmica, el régimen térmico y la eficiencia isoentrópica de compresión, que son recuperables mediante una limpieza de la turbina. Mientras que la degradación no recuperable, se tiene cuando se sobrepasa cierto porcentaje de disminución de los parámetros antes mencionados y pueden recuperarse solamente con el mantenimiento de los componentes de la turbina en el taller.

Para dar un diagnóstico más preciso, es necesario recurrir a los mapas de operación del compresor axial o de la turbina de gas como se muestra en la Figura 2.2, donde se muestran las líneas de eficiencia y las líneas de velocidad de giro del compresor. Normalmente, los compresores se operan en una línea de operación del sistema alejada de la línea de surge, para no tener problemas de operación y vibración. Los mapas de operación en conjunto con las matrices de diagnóstico de cada uno de los componentes, como son el compresor axial, cámara de combustión, turbina de alta presión y turbina de baja presión, son una herramienta indispensable en el diagnóstico y operación de la turbomaquinaria.

El diagnóstico en las turbomáquinas es de vital importancia para una correcta operación de las mismas. Mediante el desempeño, la medición de parámetros como la temperatura y presión, así como la estimación de las eficiencias pueden predecir o diagnosticar posibles fallas. Esto se puede relacionar a las matrices de diagnóstico, las cuales relacionan parámetros medibles o calculables del equipo, por ejemplo; presiones, temperaturas o eficiencias. El diagnóstico en la turbomaquinaria también cuantifica cierto tipo de pérdidas en estos equipos, estas pérdidas se pueden dividir en dos grupos, las pérdidas incontrolables y las pérdidas controlables (pérdidas permanentes y no permanentes). Las pérdidas incontrolables son ocasionadas por las condiciones del medio ambiente y la degradación de la turbina. Las pérdidas controlables son aquellas, en donde el operador tiene algún grado de control sobre ellas y puede llevar a cabo alguna corrección (lavado del compresor axial).

En este capítulo se presenta las matrices de diagnóstico par a los diferentes componentes de la turbina de gas PGT 25, son construidas mediante mediciones de campo, el análisis termodinámico y los mapas de operación.

4.1 Filtros de aire

Un problema frecuente en los sistemas de filtrado es el de obstrucción o ensuciamiento y las variables medidas que se ven afectadas son las siguientes:

- Diferencial de presión o caída de presión en los filtros, ΔP_0
- Flujo másico de aire, \dot{m}_a
- Presión de entrada del compresor axial, P_1

Es responsabilidad del personal de instalación y operarios asegurarse de que el equipo de filtros de aire, minimice la posibilidad de que cierto tamaño y tipos de partículas entren y puedan dañar o ensuciar al compresor axial durante la operación de éste. Es necesario que se monitoreen las condiciones ambientales en el sitio de instalación, para asegurar que el sistema de filtración de aire funcione correctamente a esas condiciones. Sitios con altas concentraciones de arena, sal y polvo, en especial, si son partículas pequeñas, requieren de un sistema de filtración adecuado al tipo de partículas que se encuentren presente en el ambiente, para asegurar la máxima vida útil de la turbina de gas y de sus componentes.

El aire a la entrada de la turbina de gas debe tener las siguientes características:

- 95% del tiempo no debe exceder el contenido de partículas sólidas de 0.000258 gr/28.3168 metros cúbicos.
- 5% del tiempo no debe de exceder el contenido de partículas sólidas de 0.00258 gr/28.3168 metros cúbicos.

La unidad de medida granos corresponde a la mínima unidad de masa en el sistema inglés de medidas (por ejemplo, 1 grano es igual a 0.0647 gramos). Para aplicaciones marinas, el sodio contenido en las sales marinas que se encuentra en el aire que entra a los filtros y después al compresor axial, no debe exceder las 0.00045 ppm, y como máximo 0.003 ppm, las partes por millón (ppm) es una unidad de medida de la concentración, se refiere a la cantidad de unidades de una sustancia que hay por cada millón de unidades del conjunto. Las condiciones marinas pueden exceder los límites planeados anteriormente, en ese caso se requiere de una limpieza frecuente del compresor.

El flujo de aire para una potencia dada se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}_{TG}}{w_{TBP}} \quad (4.1)$$

El flujo de aire puede o no ser reportado en las pantallas de operación.

La presión de descarga del compresor axial se monitorea constantemente y se reporta en las pantallas de operación, pero si se requiere calcular, se puede utilizar la siguiente expresión:

$$P_2 = \pi_c P_1 \quad (4.2)$$

Donde P_1 es la presión de entrada al compresor y se puede considerar igual a la presión ambiental en un primer caso, pero al contar con una casa de filtros la presión a la entrada del compresor axial cambia, y se calcula con la siguiente expresión:

$$P_1 = P_{atm} (1 - \% \Delta P_0) \quad (4.3)$$

Las variables mencionadas anteriormente pueden tener un comportamiento variable, pero no deben sobrepasar los límites establecidos por el fabricante para cada uno de ellos, al tener una diferencial de presión en los filtros mayor a lo reportado, una caída en la presión de descarga en el compresor axial así como un incremento en la temperatura del aire en la descarga del compresor, cada uno de estos tendría una repercusión en el desempeño global de la turbina de gas.

El ensuciamiento en los filtros se puede corroborar al tener una mayor caída de presión en los filtros, una caída en la presión de una pulgada de columna de agua, así como un aumento en la temperatura ambiente genera una disminución en la potencia. El ensuciamiento en el compresor axial puede generar una disminución en la potencia producida en la turbina de gas, entre otros.

En la Tabla 4.2 se presenta el comportamiento del sistema de filtros para la turbina de gas PGT 25, para dos condiciones de operación que se presentan en cada una de las matrices de diagnóstico; las condiciones sitio son a una presión de 1.013 bar, 22.6 °C y una humedad relativa del 60%; mientras que las condiciones actuales presentan una presión de 1.021 bar, una temperatura de 22.6 °C y una humedad relativa del 54%. Las variables medidas en campo son la diferencial de presión y la presión de entrada en el compresor axial, el flujo de aire no se reporta en las ventanas de operación, por lo tanto, se calcula a partir de la ecuación (4.1). Al aumentar la presión atmosférica de 1.013 a 1.021 bar, la caída de presión en los filtros aumenta en un 0.789%. La disminución de la humedad relativa del 60 a 54 % genera una disminución en el peso molecular del aire. El flujo de aire requerido por la turbina de gas a las condiciones actuales aumenta en un 5.49%, debido a que es necesario mantener una potencia dada.

Tabla 4.2.- Matriz de diagnóstico del sistema de filtros.

Diagnóstico	Variable	Condiciones	
		Sitio	Actual
Obstrucción en los filtros de aire	Diferencial de presión, pulg H ₂ O	3	3
	Flujo másico de aire, kg/s	61.52	64.9
	Presión de entrada, bar	1.00543	1.01337

4.2 Compresor axial

Las variables, tales como la presión de descarga del compresor, la temperatura de descarga del compresor, la eficiencia isoentrópica de compresión, el flujo másico de aire y el factor de ensuciamiento son importantes a la hora de diagnosticar al compresor axial.

La temperatura de descarga del compresor es una variable que se mide en campo y se reporta en las pantallas de operación. Puede que los sensores que miden la temperatura de descarga ya no estén funcionando o el fabricante del equipo no reporte este valor en las pantallas de operación, se puede calcular esta temperatura utilizando la ecuación (3.6).

4.2.1 Factor de ensuciamiento

El factor de ensuciamiento o grado de deterioro debido al ensuciamiento, depende de los siguientes factores:

- Susceptibilidad del compresor axial al ensuciamiento.
- La sensibilidad de la turbina de gas al efecto de ensuciamiento en sus componentes.

La susceptibilidad de la turbina de gas al ensuciamiento, es la tendencia del compresor a ensuciarse en un determinado entorno y ante un determinado tipo de partículas contaminantes, ha sido estudiada (Tarabrin et al, 1998), (Song et al, 2005) y (Suman et al, 2016). (Tarabrin et al, 1998), cada uno generó un modelo analítico del mecanismo de ensuciamiento, considerando el movimiento de las partículas de contaminantes mediante el modelado de un álabe de compresor. La sensibilidad o impacto del ensuciamiento sobre el funcionamiento del motor ha sido estudiada por (Aker & Saravanamuttoo, 1989), (Seddigh & Saravanamuttoo, 1991), (Tarabrin et al, 1998) y (Huadong & Hong, 2014), el ensuciamiento en el compresor reduce la potencia y la eficiencia global de la turbina de gas.

(Seddigh & Saravanamuttoo, 1991) desarrollaron un método sistemático para examinar los parámetros con mayor probabilidad de influir en el grado de ensuciamiento del compresor. El factor de ensuciamiento propuesto está en función de la potencia requerida por el compresor, el flujo aire, el calor específico del aire y el incremento de temperatura por etapa. Valores altos del FE indican una mayor sensibilidad al ensuciamiento:

$$FE = \frac{\dot{W}_C}{\dot{m}_a c_{p_a} \Delta T_{stg}} \quad (4.4)$$

Para el caso de estudio se obtiene un valor del FE en el compresor axial de 22.91, para un flujo de aire de 67.88 kg/s, una potencia requerida por el compresor de 31,217 kW, un calor específico a presión constante del aire de 1.00345 kJ/kgK y un incremento inter etapa de 20°C, el reportado en la literatura de 11.21 para la PGT 25.

(Aker & Saravanamuttoo, 1989) analizaron la influencia del tamaño del compresor sobre el ensuciamiento a través de la medición de los parámetros de operación de la turbina de gas. El análisis concluyó, que la carga del escalonamiento era un factor más crítico, pues compresores de mayor tamaño y una carga aerodinámica dada se veían afectados de una forma más severa, por el ensuciamiento que turbinas más pequeñas.

En la Tabla 4.3 se presentan los valores obtenidos para sitio y actuales de operación del compresor axial de la PGT25. También se muestran tres condiciones de operación proporcionadas por el fabricante, que son las de ralentí (mínima velocidad de giro del equipo), potencia máxima o plena carga y los límites máximos de operación para el cual fue diseñado el equipo. La presión de descarga del compresor axial en sitio es de 16.04 bar, que corresponde a los valores reportados por el fabricante para la potencia máxima, pero la presión de descarga real es de 14.9 bar que está por debajo de los valores reportados para potencia máxima. Y por lo tanto, la temperatura a la salida del compresor disminuye en un 4.12%, con respecto a la de diseño en sitio, y sigue coincidiendo para la potencia máxima reportada por el fabricante. La eficiencia isoentrópica que se obtiene por medio de la ecuación (3.6), el valor de la temperatura de descarga del compresor se obtiene de pantallas y disminuye en 1.83% de las condiciones en sitio a las condiciones actuales, tanto la eficiencia como el flujo másico no son reportados por el fabricante. El factor de ensuciamiento se calculó por medio de la siguiente expresión propuesta por el fabricante Solar Turbines:

$$FE = \left(\frac{P_{DC_a} - P_{DC_{ISO}}}{P_{DC_{ISO}}} \right) 100 \quad (4.5)$$

Tabla 4.3.- Matriz de diagnóstico del compresor axial.

Diagnóstico	Variable	Condiciones		Ralentí	Potencia máxima	Límite máximo
		Sitio	Actual			
Ensuciamiento en el compresor axial	Presión de descarga, bar	16.04	14.90	3.1-4.96	16.89-20	21.37
	Temperatura de descarga, °C	437.5	419.46	177-227	421-479	
	Eficiencia isoentrópica, %	86	84.42			
	Flujo másico de aire, kg/s	61.52	64.9			
	Factor de ensuciamiento %	-	-18.28			
			11.36			

4.3 Cámara de combustión

Dos parámetros de monitoreo que se presentan en la matriz de diagnóstico de la cámara de combustión son la eficiencia de combustión y la potencia generada por la turbina libre o de potencia.

El ensuciamiento en la cámara de combustión está reflejado en la eficiencia de combustión y en la potencia de la flecha. La eficiencia de combustión es el calor que se le suministra de forma real y el calor suministrado teóricamente

$$\eta_b = \frac{\Delta \dot{H}_{real}}{\Delta \dot{H}_{teórica}} \quad (4.6)$$

El suministro de calor real, se obtiene mediante un balance de masa y energía en la cámara de combustión y se obtiene la siguiente expresión:

$$\Delta \dot{H}_{real} = \dot{m}_{gc} h_3 - \dot{m}_a h_2 \quad (4.7)$$

pero

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (4.8)$$

y el suministro de calor teórico está dado por la siguiente expresión:

$$\Delta \dot{H}_{teórico} = \dot{m}_f PCI \quad (4.9)$$

sustituyendo la ecuación (4.7), (4.8) y (4.9) en (4.6) se obtiene la eficiencia de combustión en función del flujo de aire y el flujo de combustible:

$$\eta_b = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f)h_3 - \dot{m}_a h_2}{\dot{m}_f PCI} \quad (4.10)$$

o bien

$$\eta_b = rac \left[\frac{(1 + rca)h_3 - h_2}{PCI} \right] \quad (4.11)$$

En la Tabla 4.4 se presentan la matriz de diagnóstico para la cámara de combustión, para las variables de la eficiencia de combustión y la potencia de la turbina libre. (Boyce, 2002) menciona que el valor de la eficiencia de combustión se encuentra entre el 97 y el 99 %; en este caso, para el valor obtenido en campo es menor al 97%, esto se debe a las condiciones ambientales de operación de la turbina de gas y a la composición del gas combustible de la turbina. La disminución en la eficiencia de combustión y el cambio en las condiciones ambiente hacen que la potencia de la turbina libre disminuya en un 0.17%.

Tabla 4.4.- Matriz de diagnóstico de la cámara de combustión

Diagnóstico	Variable	Condiciones	
		Sitio	Actual
	Eficiencia de combustión, %	98.5	95.6
Ensuciamiento en la cámara de combustión	Potencia de la turbina de baja presión, kW	20,974.85	20,938.7

4.4 Turbina de alta presión

Para analizar la turbina de gas, es necesario que se tenga las mediciones de presión y temperatura a lo largo del proceso de expansión; además de la temperatura y presión de los sistemas de lubricación. En la Tabla 4.5 se presenta la matriz de diagnóstico de la turbina de alta presión para cuatro variables diferentes. El fabricante proporciona los límites físicos del equipo, para la temperatura de los gases de escape solamente. Los valores que se presentan en la Tabla 4.5 se obtienen por medio del análisis termodinámico realizado a la PGT 25 presentado en el capítulo 3, donde se calcula la eficiencia de expansión isoentrópica, la relación de presiones, así como la temperatura a la salida de la turbina de alta presión. Las

mínimas temperaturas de los gases de escape son de 400 a 493°C, la temperatura máxima de operación de la turbina de alta presión es 835°C, el equipo a condiciones reales de operación está en el rango de operación de potencia máxima. La relación de presiones para ambos casos no varía más del 0.88%. Pero una variación del 2.63% en la eficiencia isoentrópica de expansión genera una disminución en la potencia del 29.26% generada por la turbina de alta presión.

Tabla 4.5.- Matriz de diagnóstico para la turbina de alta presión.

Diagnóstico	Variable	Condiciones		Ralentí	Potencia máxima	Límite máximo
		Sitio	Actual			
Ensuciamiento de la turbina	Potencia de la turbina, kW	30,558.1	21,615.2			
	Relación de presiones	1.2881	1.2768			
	Temperatura de gases de escape, °C	837.27	821	399-493	788-838	835
	Eficiencia isoentrópica TAP, %	90	87.63			

4.5 Turbina libre o de potencia

Se presenta la matriz de diagnóstico de la turbina libre o de potencia, las variables medidas y calculadas son la temperatura a la salida de la turbina, la eficiencia isoentrópica de expansión, la relación de presiones y la potencia de la turbina. La Tabla 4.6 se presenta la relación de presiones en la turbina de baja presión, está disminuye en un 9.77%, esto genera un incremento del 2.68% en la temperatura de salida de los gases de escape. La eficiencia isoentrópica de expansión de la turbina de baja potencia es mayor en un 1.48% que la turbina de alta presión, pero se tiene una disminución de la eficiencia isoentrópica de expansión de las condiciones de sitio a las de operación real del 1.18%, lo que genera que la potencia disminuya. La temperatura de los gases de escape a condiciones actuales es tomada de la pantalla operativa de la PGT 25, los demás valores se obtienen a partir del análisis termodinámico desarrollado en el capítulo 3.

Tabla 4.6.- Matriz de diagnóstico de la turbina de baja presión o libre.

Diagnóstico	Variable	Condiciones	
		Sitio	Actual
	Potencia de la turbina kW	20,974.85	20,938.7
Ensuciamiento de la turbina	Relación de presiones	3.9688	3.58
	Temperatura de gases de escape, °C	542.86	552
	Eficiencia isoentrópica TAP, %	90	88.93

Los filtros de aire no presentan una caída de presión mayor a la recomendada por el fabricante, que es de 4.9 milibar y no se recomienda realizar una limpieza o cambio en los filtros aún. El compresor axial presenta una disminución en la eficiencia isoentrópica del 2% respecto al valor de sitio, lo que genera un aumento en la potencia requerida por el compresor del 4.86%. Con base en la experiencia de operación de las turbinas de gas, un aumento en el régimen térmico del 5%, una disminución del 2.5% (Solar turbines), (Jean, 1998) en la presión de descarga del compresor axial y una disminución del 5% en la eficiencia isoentrópica de compresión, (Kurz & Brun, 2011), indica un ensuciamiento en el compresor y es necesario un lavado (Kurz et al, 2013). El compresor axial estudiado presenta una disminución de la presión de descarga del 6.93% con respecto a la obtenida en sitio, la eficiencia isoentrópica de compresión disminuyó en 2% y el régimen térmico aumento en un 6.69% por lo que el compresor axial requiere un lavado en línea.

Por parte de la cámara de combustión, está presenta una disminución en la eficiencia de combustión la cual debe de estar entre el 98 al 100%, esto podría deberse a algún cambio en el gas combustible utilizado en esta turbina generando una disminución en el poder calorífico inferior.

En el caso de la turbina de alta y baja presión se tuvo una disminución en la eficiencia isoentrópica de expansión del 3 y el 2% respectivamente. En la Tabla 4.7 se muestra las condiciones de operación de la PGT 25 mediante un código de colores representado por verde, amarillo y rojo, que representa un buen estado, regular y malo respectivamente, los valores de temperatura para la turbina de alta presión y la de baja presión superan los límites establecidos por el fabricante lo cual puede generar una mayor degradación en los álabes y su recubrimiento, el compresor axial presenta un ensuciamiento debido a la baja relación de

presiones con la que opera así como la disminución en la eficiencia isoentrópica de compresión.

Tabla 4.7 Diagnostico general de la turbina de gas PGT 25.

	ΔP_0 (inH ₂ O)	\dot{m}_a (kg/s)	P (bar)	T (°C)	η_{sic} (%)	η_{sit} (%)	η_{cc} (%)
Filtros	3						
Compresor axial		64.9	14.9	427.37	84.4		
Cámara de combustión							95.6
Turbina de alta presión				858		87.63	
Turbina de baja presión				552		88.93	

De acuerdo con el tiempo de operación de la turbina de gas el equipo tiene 23,358 horas de operación y el mantenimiento general es a las 25,000 horas especificado por el fabricante, es necesario un mantenimiento general de la turbina de gas PGT 25.

Conclusiones

La relación de los mapas de operación del compresor axial el análisis termodinámico y las matrices de diagnóstico se realizó por medio de diferentes parámetros como es la relación de presiones, la temperatura de entrada a la turbina de alta presión, la eficiencia isoentropica de compresión y expansión, el flujo de aire, la caída de presión, la temperatura ambiente, la presión ambiente entre otros. El mapa de operación por sí solo no cuantifica las pérdidas o irreversibilidades, la disminución en la potencia de la turbina de gas, el incremento del flujo de combustible o diagnosticar y solucionar alguna problemática que se presente en el equipo. Pero al relacionar los diferentes parámetros que evalúan los mapas de operación, el análisis termodinámico y las matrices de diagnóstico se encuentra que la relación de presiones en el compresor para una temperatura de 1220 °C a la entrada de la turbina de alta presión, para obtener el mínimo flujo de combustible desde el punto de vista energético es de 18, pero la relación de presiones a la que está operando el compresor axial es de 16. Lo que genera un incremento del flujo de combustible del 2.84% para mantener la misma potencia.

Al disminuir en un 2% la eficiencia isoentrópica de expansión y la eficiencia isoentrópica de compresión debido al tiempo de operación del equipo, se obtiene una disminución del 4.8% y 1.4% en la eficiencia exergética total y la eficiencia térmica del ciclo, respectivamente; esto indica que tanto la eficiencia exergética como la térmica del ciclo está más ligada al comportamiento de la eficiencia isoentrópica de expansión que a la de compresión.

En la actualización del mapa de operación axial un cambio en la temperatura de entrada del compresor genera una disminución del 5% en la presión de descarga, que es mayor a los causados por un cambio en el peso molecular o en la presión de succión. Debido a que el fluido de trabajo es aire. En la actualización del mapa de operación se pueden encontrar los nuevos límites operacionales del compresor, esto debido a que cambios en la presión de succión, en la temperatura de succión y en peso molecular del aire, generan un cambio en la máxima relación de presiones, así como en la presión de descarga permitida antes de llegar al surge o en el caso contrario la mínima relación de presiones antes de llegar al ahogamiento.

El cambio de peso molecular, presión de succión y temperatura de succión en el compresor axial generan un incremento en trabajo de compresión y por lo tanto una disminución de la potencia de la turbina de gas del 3.22%, alrededor de 1 MW.

Por otra parte, el flujo de combustible aumenta en un 2.75%, para poder compensar la disminución de la potencia al cambiar las condiciones del aire a la entrada del compresor axial y propicia el aumento de las emisiones en un 5.33%, esto se puede observar al comparar el mapa de operación del compresor axial a condiciones ISO contra el mapa de operaciones a condiciones en sitio.

La turbina de gas PGT 25 presenta un incremento en dos parámetros importantes de operación que son la temperatura entre ruedas o la temperatura a la salida de la turbina de alta presión así como la temperatura a la salida de la turbina de potencia del 1.94% y el 1.68% respectivamente. La presión de descarga del compresor axial al trabajar al 100% o a la máxima potencia debe estar entre los 16 y 20 bar pero la presión de descarga es de 14 bar por lo que es necesario que salga de operación para un lavado fuera de línea del compresor y las turbinas y para una inspección física del compresor y las turbinas. Para el mapa de operación obtenido a condiciones de sitio se debe operar el compresor axial a una relación de presiones máxima de 18.14 a una carga del 100% sino se correría el riesgo de entrar en surge.

Referencias

- A. Koch, D., & C. Schildwachter, J. (1962). How to predict compressor performance . *Hydrocarbon Processing and Petroleum* , 1-5.
- Aker, G., & Saravanamuttoo, H. (1989). Predicting gas turbine performance degradation due to compressor fouling using computer simulation techniques. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 343-350.
- Albusaidi, W., & Pilidis , P. (2015). An Iterative Method to derive the equivalent centrifugal compressor performance at various operating conditions: part I: Modelling of suction parameters impact. *Energies*, 8497-8515.
- Aydin, H. (2013). Exergetic sustainability analysis of LM6000 gas turbine power plant with steam cycle. *Energy*, 766-774.
- Balsa, T., & Mellor, G. (1975). The simulation of axial compressor performance using an annulus wall boundary layer theory. *Journal of Engineering for Power*, 305-317.
- Baskharone, E. (2006). *Principles of turbomachinery on air-breathing engines*. New York: Cambridge University Press.
- Budinger, R., & Kaufman, H. (1955). Investigation of the performance of a turbojet engine with variable-position compressor inlet guide vanes. *NACA RM*, E54L23a.
- Carchedi, F., & Wood, G. (1975). Design and development of a 12:1 pressure ratio compressor for the ruston 6 -MW gas turbine. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 549-560.
- Christians, J. (2012). Approach for teaching polytropic processes based on the energy transfer ratio. *International Journal of Mechanical Engineering Education* , 53-65.
- Constant, H. (1945). History of the axial type of gas turbine engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 411-426.
- Dincer, I., & Midilli, A. (2009). Development of some exergetic parameters for PEM fuel cells for measuring environmental impact and sustainability. *International Journal of Hydrogen Energy*, 3858-3872.
- Gianluigi, A., & Benini, E. (2012). Improvements in off design aeroengine performance prediction using analytic compressor map interpolation. *International Journal Turbo Jet-Engines*, 69-77.
- Guidotti, E., Lorenzo , T., Tommaso Rubino, D., Tapinassi, L., Naldi, G., Koyyalamudi, S., & Prasad, S. (2014). Influence of cavity flows modeling on centrifugal compressor stages performance prediction across different flow coefficient impellers. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition* , 1-12.
- Howell, A., & Bonham, R. (1950). Overall and stage characteristics of axial-flow compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 235-248.

- Howell, A., & Calvert, W. (1978). A new stage stacking technique for axial-flow compressor performance prediction. *Journal of Engineering for Power*, 698-703.
- Hundseid, O., E. Bakken, L., & Helde, T. (2006). A revised compressor polytropic performance analysis. *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air*, 1-8.
- Huntington, R. (1985). Evaluation of polytropic calculation methods for turbomachinery performance. *Engineering for gas turbines and power*, 872-876.
- Jong Jun, L., Do Won, K., & Tong Seop, K. (2011). Development of a gas turbine performance analysis program and its application. *Energy*, 5274-5285.
- Josef Kotas, T. (1995). *The exergy method of thermal plant analysis*. Malabar: Krieger Publishing Company.
- Josef Kotas, T. (2013). *The exergy method of thermal plant analysis*. Elsevier.
- Klapproth, J., Miller, M., & Parker, D. (1979). Aerodynamic development and performance of the CF6-6/LM2500 compressor. *Proc 4th international symposium on air*, 243-249.
- Kóbor, Á. (1993). Multistage axial compressor map generation. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 111-131.
- Kong, C., Kho, S., & Ki, J. (2004). Improvement on performance simulation of gas turbine using component maps obtained from system identification. *International Journal of Turbo and Jet Engines*, 279-287.
- Kurz, R., & Brun, K. (2009). Degradation of gas turbine performance in natural gas service. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 95-102.
- Kurz, R., Brun, K., Homji, C. M., Moore, J., & Gonzalez, F. (2013). Gas turbine performance and maintenance. *Proceedings of the Forty-Second Turbomachinery Symposium*, 1-32.
- Kurzke, J. (2011). Correlations hidden in compressors maps. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, 1-10.
- Lefebvre, A. (1984). Fuel effects on gas turbine combustion – liner temperature, pattern factor, and pollutant emissions. *Journal of Aircraft*, 887-898.
- Lugo Leyte, R., Salazar Pereyra, M., Lugo Méndez, H. D., Aguilar Adaya, I., Ambriz García, J. J., & Vázquez Vargas, J. G. (2015). Parametric analysis of a two-shaft aeroderivate gas turbine of 11.86 MW. *Entropy*, 5829-5847.
- Masten, M. L. (2005). *Ingieniería y ciencia ambiental*. México : Mc Gran Hill.
- Meher, C. (1992). Gas turbine axial compressor fouling: A unified treatment of its effects, detection, and control. *International Journal of Turbo and Jet Engines*, 311-334.
- Milner, E., & Wenzel, L. (1975). Performance of a J85-13 compressor with clean and distorted inlet flow. *NASA*, TMX-3304.
- Muir, D., Saravanamuttoo, H., & Marshall, D. (1989). Health monitoring of variable geometry gas turbines for the Canadian navy. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 244-250.
- Odgers, J., & Kretschmer, D. (1988). The prediction of thermal NO_x in gas turbines. *International Journal of Turbo and Jet Engines*, 225-232.

- Oldrich, J. (2010). Advanced polytropic calculation method of centrifugal compressor. *International Mechanical Engineering Congress & Exposition*, 1-9.
- Orhon, D., Kurz, R., Hiner, S., & Benson, J. (2015). Gas turbine air filtration systems for offshore applications. *A&M Engineering Experiment Station*, 1-25.
- P. Boyce, M. (2002). *Gas turbine engineering handbook*. Houston: Gulf Publishing Company.
- P. Boyce, M. (2003). *Centrifugal compressor: A basic guide*. Tulsa: PennWell Corporation.
- P. Lapina, R. (1982). *Estimating centrifugal compressor performance*. Houston, Texas: Gulf Publishing Company.
- Polo Encinas, M. (1984). *Turbomáquinas de fluido compresible*. México D.F.: Limusa, S.A.
- Razak, A. (2007). *Industrial gas turbines: Performance and operability*. Cambridge: Woodhead Publishing Limited.
- Rizk, N., & Mongia, H. (1994). Emissions predictions of different gas turbine combustors. *32nd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, 1-17.
- Rizk, N., & Mongia, H. (1994). Emissions Predictions of Different Gas Turbine Combustors. *32nd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, 1-17.
- Rokke, N., Hustad, J., & Berg, S. (1993). Pollutant emissions from gas fired turbine engines in offshore practice: measurement and scaling. *The International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, 1-10.
- Sala Lizarraga, J. M. (1986). *Termodinámica de fluidos y el método del análisis exergético*. Universidad del País Vasco.
- Schultz, J. (1962). The polytropic analysis of centrifugal compressors. *Journal of Engineering for Power*, 69-82.
- Schulze, S., Engel, C., & Lechnitz, H. (2012). Obsolescence management as a tool for effective spare parts management. *International Conference on Life Cycle Engineering*, 143-148.
- Seddigh, F., & Saravanamuttoo, H. (1991). A proposed method for assessing the susceptibility of axial compressors to fouling. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 595-601.
- Smith, L. (2002). Axial compressor aerodesign evolution at general electric. *Journal of Turbomachinery*, 321-330.
- Soares, C. (2008). *Gas turbines: A handbook of air, land, and sea applications*. San diego: Elsevier Inc.
- Song, T., Sohn, J., Kim, T., Kim, J., & Ro, S. (2005). An analytical approach to predicting particle deposit by fouling in the axial compressor of the industrial gas turbine. *Journal Power and Energy*, 203-212.
- Song, W., Kim, S., Kim, H., & Ro, T. (2001). Performance prediction of axial flow compressors using stage characteristics and simultaneous calculation of interstage parameters. *The Institution of Mechanical Engineers*, 89-98.
- Stalder, J. (2001). Gas turbine compressor whasing state of the art: field experiences. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 363-70.

- Staroselsky, N., & Ladin, L. (1979). *Improved surge control for centrifugal compressors*. New York: McGraw-Hill.
- Suman, A., Kurz, R., Aldi, N., Morini, M., Brun, K., Pinelli, M., & Ruggero Spina, P. (2016). Quantitative computational fluid dynamics analyses of particle deposition on a subsonic axial compressor blade. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1-14.
- Szargut, J. (2005). *Exergy method technical and ecological applications* (1 ed.). Boston: WTI Press.
- Taher, M., & Meher, C. (2012). Matching of gas turbines and centrifugal compressors- Oil and gas industry practice. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, 1-11.
- Tarabrin, A., Schurovsky, V., Bodrov, A., & Stalder, J. (1998). An analysis of axial compressor fouling and blade cleaning method. *Journal of Turbomachinery*, 256-261.
- Thermoflex. (2017). *Thermoflex 26*. Southborough, MA: <http://thermoflow.com>.
- Tsoutsanis, E. (2010). *Performance adaptation of gas turbines for power generation applications*. Cranfield: Department of Power and Propulsion.
- Tsoutsanis, E., Meskin, N., Benammar, M., & Khorasani, K. (2014). A component map tuning method for performance prediction and diagnostics of gas turbine compressors. *Applied Energy*, 572-585.
- Yang, H., & Xu, H. (2014). The new performance calculation method of fouled axial flow compressor. *The Scientific World Journal*, 1-10.
- Zachos, P., Aslanidou, I., Pachidis, V., & Singh, R. (2011). A sub-idle compressor characteristic generation method with enhanced physical background. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1-8.

Apéndices

Apéndice A

En la Tabla A.1 se presenta todos los valores del ciclo termodinámico de la turbina de gas de doble flecha, parámetros de desempeño como el régimen térmico, la eficiencia térmica entre otros y los parámetros termodinámicos no proporcionados por el fabricante ni mostrados en las pantallas operativas, así como sus características principales del equipo.

Tabla A.1 Parámetros termodinámicos de la turbina de gas PGT 25.

Turbina de gas de doble flecha PGT 25	
Propiedades al aire	
Peso molecular del aire; (kg/kmol),	29
Constante Universal de los Gases; (kJ/kmol K),	8.314
Constante particular del aire; (kJ/kg °C),	0.286689655
Relación de calores específicos; (-),	1.4
Calor específico a presión constante del aire; (kJ/kg °C),	1.00345
Calor específico a volumen constante del aire; (kJ/kg °C),	0.716760345
Exponente α_a ; (-).	0.285714286
Parámetros Tecnológicos	
Eficiencia isoentrópica del compresor axial; (-),	0.86
Eficiencia isoentrópica de la turbina de alta presión; (-),	0.88
Eficiencia isoentrópica de la turbina de baja presión; (-),	0.87
Temperatura a la entrada de la turbina; (°C),	1250
Temperatura a la entrada de la turbina de alta presión; (K),	1523.15
Potencia Generada; (kW),	23,000
Relación de presiones del compresor axial; (-).	18
Condiciones Ambientales	
Presión atmosférica, (Bar),	1.013
Temperatura ambiente; (°C).	22.6
Filtros de aire	
Caída de presión en los filtros de aire; (in H ₂ O),	3
Caída de presión en los filtros de aire; (Pa),	747.2
Caída de presión en los filtros de aire; (Bar).	0.007472
Compresor axial	
Presión a la entrada del compresor; (Bar),	1.005430
Temperatura a la entrada del compresor; (°C),	22.6
Temperatura a la entrada del compresor; (K),	295.75
Relación de presiones del compresor axial; (-),	18

Presión de descarga del compresor axial; (bar),	18.097
Temperatura isoentrópica a la salida del compresor; (K),	675.392
Temperatura isoentrópica a la salida del compresor; (°C),	402.242
Temperatura a la salida del compresor; (K),	737.194
Temperatura a la salida del compresor; (°C).	464.04
Propiedades de los gases	
Peso molecular de los gases; (kg/kmol),	28.27954
Constante Universal de los Gases; (kJ/kmol K),	8.314
Constante particular de los gases; (kJ/kg °C),	0.293935
Relación de calores específicos de los gases;	1.33
Calor específico a presión constante de los gases; (kJ/kg °C),	1.1295
Calor específico a volumen constante de los gases; (kJ/kg °C),	0.8355
Exponente γ ; (-).	0.25328
Cámara de combustión	
Caída de presión en la cámara de combustión; (Bar),	0.03
Presión a la salida de la cámara de combustión; (Bar),	17.5548
Eficiencia del quemador; (-),	0.99
Poder calorífico inferior; (kJ/kg).	45000
Turbina de gas de alta presión	
Eficiencia mecánica; (-),	0.98
Temperatura equivalente de trabajo de la turbina de alta presión; (K),	425.184
Relación de presiones de la turbina de alta presión; (-),	4.0308
Presión a la salida de turbina de gas de alta presión; (Bar),	4.2084
Temperatura a salida de la turbina de gas de alta presión; (K),	1097.966
Temperatura a salida de la turbina de gas de alta presión; (°C).	824.8161
Turbina de gas libre	
Caída de presión en la turbina de alta presión; (Bar),	0.0117
Presión a la salida de la turbina de alta presión; (Bar),	1.0247
Relación de presiones de la turbina de baja presión; (-),	4.1070
Temperatura equivalente de trabajo de la turbina de baja presión; (K),	287.3313
Temperatura a salida de la turbina de gas de baja presión; (K),	810.6347
Temperatura a salida de la turbina de gas de baja presión; (°C),	537.4847
Relación combustible aire; (kg _c /kg _a),	0.020525
Trabajo por unidad de masa de aire suministrado al compresor; (kJ/kg),	442.9675
Trabajo por unidad de masa de aire generado por la TG alta presión; (kJ/kg),	452.0076
Trabajo por unidad de masa de aire generado por la TG baja presión; (kJ/kg),	324.5408
Calor suministrado por unidad de masa de aire; (kJ/kg),	859.4991
Eficiencia térmica; (-),	0.3355
Régimen térmico; (kJ/kWh),	10729.8741
Flujo de aire; (kg/s),	70.8693
Flujo de combustible; (kg _c /s),	1.45463
Flujo de gases de combustión; (kg _g /s),	72.3239
Consumo específico de combustible; (kg _c /kWh).	0.223102

La Figura A.1 muestra los resultados obtenidos mediante la simulación realizada en Thermoflex 26, a condiciones de diseño ISO, en esta simulación se consideraron caídas de presión en los ductos de entrada y salida de la turbina de gas PGT 25 y la composición del gas natural se tomó de la Tabla B.1

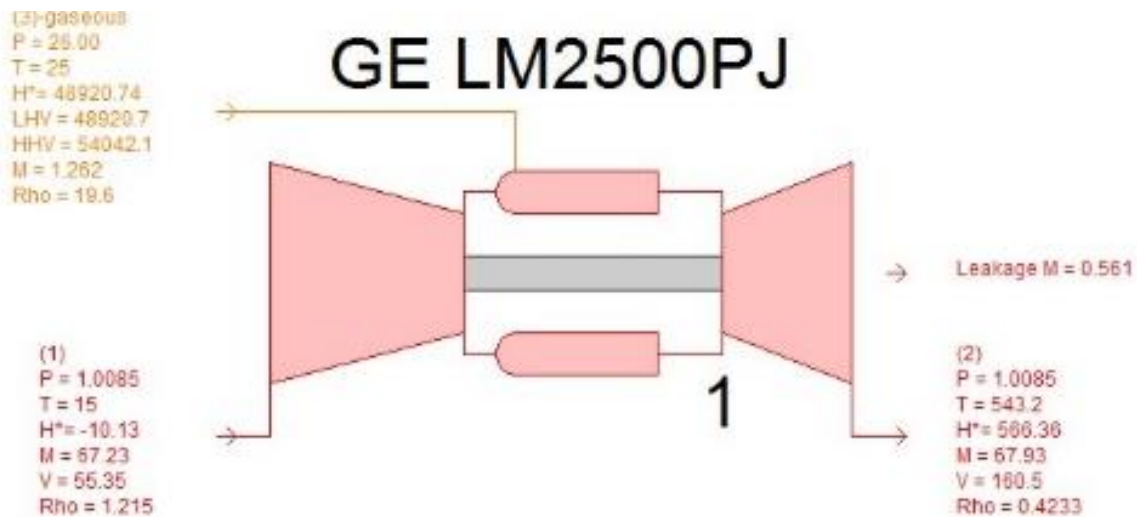


Figura A.1.- Simulación de la PGT 25 en Thermoflex condiciones ISO.

La Figura A.2 muestra la potencia obtenida para la turbina libre y la potencia obtenida por el generador eléctrico.

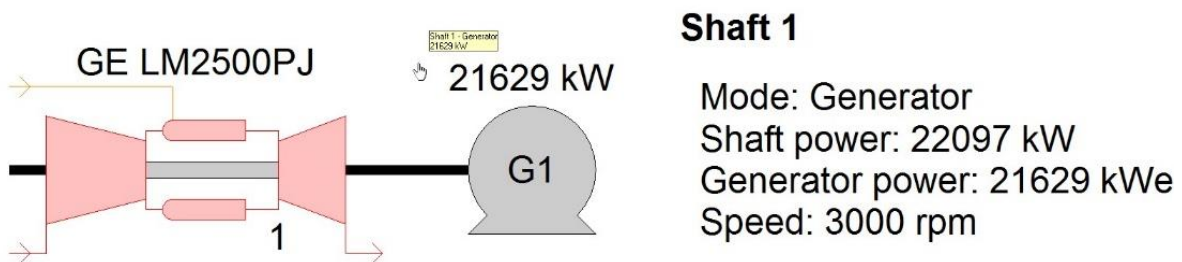


Figura A.2.- Potencia obtenida por la turbina de gas PGT 25.

La Figura A.3 muestra los resultados obtenidos de la simulación realizada en Thermoflex 26, a condiciones de sitio, se consideraron caídas de presión en los ductos de entrada y salida tomados de datos reales de la turbina de gas PGT 25 y la composición del gas natural se tomó de la Tabla B.1

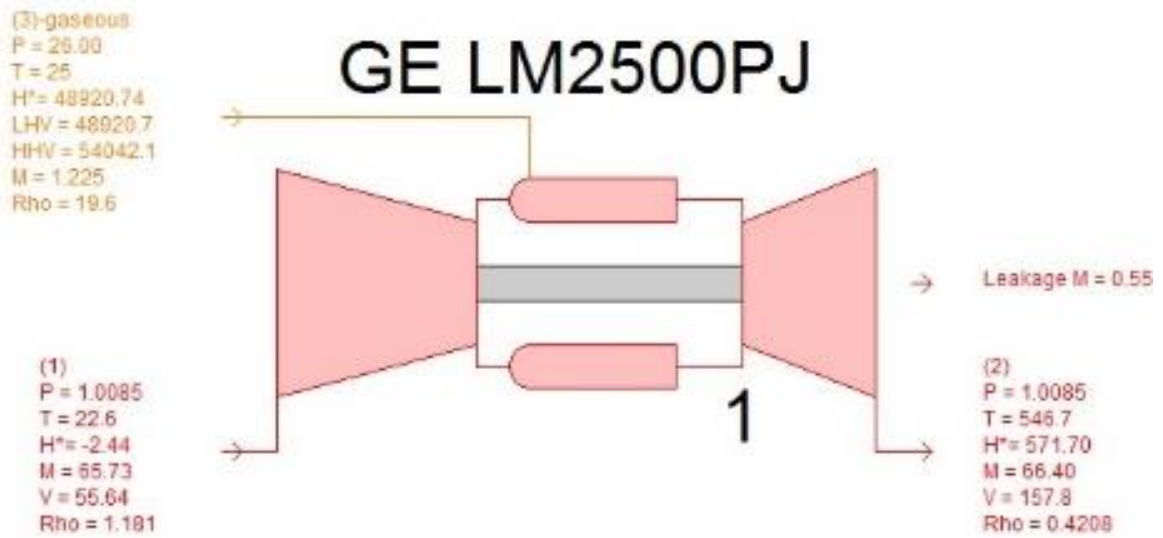


Figura A.3.- Simulación de la PGT 25 en Thermoflex a condiciones sitio.

La Figura A.4 muestra la potencia obtenida para la turbina libre y la potencia obtenida por el generador eléctrico.

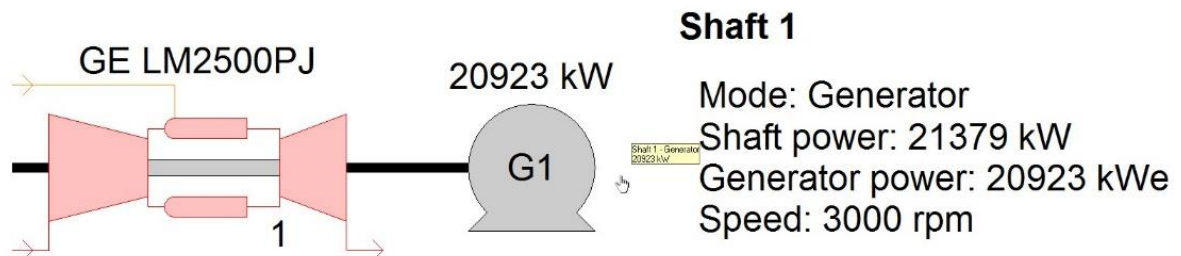


Figura A.4.- Potencia obtenida por la turbina de gas PGT 25.

Apéndice B

Se presenta la Tabla B.1 con la composición del gas combustible en la PGT 25, su composición volumétrica, el poder calorífico inferior de cada componente tanto volumétrico como másico y su entalpía de formación.

Tabla B.1 Parámetros termodinámicos del gas natural usado como combustible en la PGT 25.

Composición del gas natural		Composición volumétrica [y] _i [-]	M (kg/kmol)	[PCI] volumétrico (kJ/m ³)	(PCI) másico (kJ/kg)	Entalpía de formación (kJ/kmol)
Metano	CH ₄	0.83877	16.04	35800	50050	-74900
Acetileno	C ₂ H ₂	0	26.02	56920	48525	190920
Etileno	C ₂ H ₄	0	28.03	59325	47100	52300
Etano	C ₂ H ₆	0.13999	30.07	63200	47200	-84700
Propileno	C ₃ H ₆	0	42.05	88400	45630	53300
Propano	C ₃ H ₈	0.00977	44.1	93050	46300	-103900
Butileno	C ₄ H ₈	0	56.06	116520	45320	-540
isoButano	iC ₄ H ₁₀	0.001078	58.08	123510	45600	-131600
nButano	nC ₄ H ₁₀	0.002549	58.08	123680	45760	-124700
isoPentano	iC ₅ H ₁₂	0.000588	72.15	133846	45377	-153700
nPentano	nC ₅ H ₁₂	0.000784	72.15		45354.	-146760
Benceno	C ₆ H ₆	0.000106	78.11	40588	12961 4	82880
Metil Ciclopentano	C ₆ H ₁₄	0.001275	86.17	45156	15908 9	-166920
2-Metil Ciclopentano	2C ₆ H ₁₄	0.000098	86.17	45022	40000	-174550
3-Metil Ciclopentano	3C ₆ H ₁₄	0.000098	86.17	45052.246	40000. 2	-172000
Nitrógeno	N ₂	0.003912	28.01	0	0	0
Ácido sulfhídrico	H ₂ S	0.000002	34.08	21182	15199. 4	-20700
Anhídrido carbónico	CO ₂	0.00098	44.01	0	0	-393500
Óxido de carbono	CO	0	28.01	12600	10100	-110500
Hidrógeno	H ₂	0	2.016	10775	11980 0	0
Oxígeno	O ₂	0	32	0	0	0
Agua	H ₂ O _(gas)	0	18.01	0	0	-241800
Agua	H ₂ O _(liq)	0	18.01	0	0	-285800
Amoniaco	NH _{3(gas)}	0	17.03	13040	18649	

Se presenta la Tabla B.2 con la composición del gas combustible en la PGT 25, su fracción másica, el poder calorífico inferior de cada componente, su peso molecular y la constante particular de cada componente.

Tabla B.2 Fracción másica del gas natural usado como combustible en la PGT 25.

Composición		Fracción másica, (y) _i	[y] _i M (kg/kmol)	(y) _i PCI másico (kJ/kg)	R (kJ/kg K)
del gas natural		(-)			
Metano	CH ₄	0.719777187	13.45387	36024.8	0.520012469
Acetileno	C ₂ H ₂	0	0	0	0.320561107
Etileno	C ₂ H ₄	0	0	0	0.297574028
Etano	C ₂ H ₆	0.225206679	4.209499	10629.8	0.277386099
Propileno	C ₃ H ₆	0	0	0	0.198359096
Propano	C ₃ H ₈	0.023050693	0.430857	1067.25	0.189138322
Butileno	C ₄ H ₈	0	0	0	0.148787014
isoButano	iC ₄ H ₁₀	0.003349625	0.06261	152.743	0.143612259
nButano	nC ₄ H ₁₀	0.007920403	0.148046	362.438	0.143612259
isoPentano	iC ₅ H ₁₂	0.002269679	0.042424	102.991	0.115606376
nPentano	nC ₅ H ₁₂	0.003026239	0.056566	137.254	0.115606376
Benceno	C ₆ H ₆	0.000442981	0.00828	57.4166	0.106779835
Metil Ciclopentano	C ₆ H ₁₄	0.005878309	0.109876	935.174	0.096789166
2-Metil Ciclopentano	2C ₆ H ₁₄	0.000451823	0.008445	18.0729	0.096789166
3-Metil Ciclopentano	3C ₆ H ₁₄	0.000451823	0.008445	18.073	0.096789166
Nitrógeno	N ₂	0.005863485	0.109599	0	0.29772273
Ácido sulfhídrico	H ₂ S	3.64654E-06	6.82E-05	0.05543	0.244747653
Anhídrido carbónico	CO ₂	0.002307429	0.04313	0	0.189525108
Óxido de carbono	CO	0	0	0	0.297786505
Hidrógeno	H ₂	0	0	0	4.137400794
Oxígeno	O ₂	0	0	0	0.26065625
Agua	H ₂ O _(gas)	0	0	0	0.462977353
Agua	H ₂ O _(liq)	0	0	0	0.462977353
Amoniaco	NH _{3(gas)}	0	0	0	0.489782736
GN		1	18.69172	49506.1	

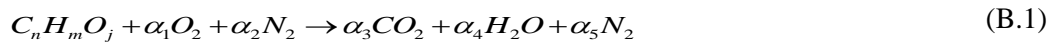
Estequiometría de la combustión

Se considera la reacción de combustión estequiométrica para una cierta composición del combustible, esta reacción no considera a los NO_x, el CO y los UHC, por lo tanto se propone el uso de las correlaciones propuestas por (Rizk & Mongia, 1994).

Estequiometría de la reacción de un hidrocarburo

Es aquella que se lleva de forma completa y en los productos no hay oxígeno sobrante.

Reacción de combustión estequiométrica para un hidrocarburo



Donde α_i son los coeficientes estequiométricos de la reacción.

Realizando un balance de masa por cada componente:

$$\text{Balance para C:} \quad n = \alpha_3$$

$$\text{Balance para H:} \quad m = 2\alpha_4$$

$$\text{Balance para O:} \quad j + 2\alpha_1 = 2\alpha_3 + \alpha_4$$

$$\text{Balance para N:} \quad 2\alpha_2 = 2\alpha_5$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones

$$\alpha_3 = n$$

$$\alpha_4 = \frac{m}{2}$$

$$\alpha_1 = n + \frac{m}{4} - \frac{j}{2} \quad (B.2)$$

$$\alpha_2 = \alpha_5$$

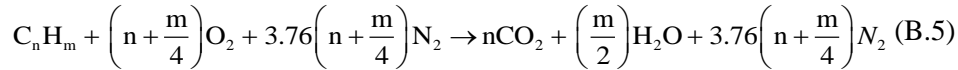
En una combustión con aire, se sabe que, en la atmósfera, el nitrógeno y el oxígeno están en relación volumétrica o molar, por lo tanto se considera aire seco, sin una cierta cantidad de agua.

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \frac{79}{21} = 3.76 \quad (B.3)$$

Por lo tanto

$$\alpha_2 = \alpha_5 = \alpha_1 (3.76) = 3.76 \left(n + \frac{m}{4} - \frac{j}{2} \right) \quad (\text{B.4})$$

Sustituyendo los coeficientes estequiométricos de la reacción



La ecuación B5 se puede utilizar para el combustible en su fórmula reducida, pero no se considera si contiene oxígeno y azufre, se puede cuantificar la cantidad de moles de dióxido de carbono, agua y nitrógeno que se generaría por la quema de cierto tipo de combustible.

Como la reacción de combustión no considera productos como los óxidos nítricos (NO_x), monóxido de carbono (CO) e inquemados (UHC) se propone usar las siguientes correlaciones propuestas por (Rizk & Mongia, 1994), estas correlaciones están en función de parámetros como la presión de descarga del compresor, la caída de presión en la cámara de combustión la temperatura estequiométrica que representa la temperatura de flama adiabática del combustible, así como la temperatura de la zona primaria que no es igual a la estequiométrica y el tiempo de residencia:

$$\text{NO}_x = \frac{0.15 \times 10^{16} \tau^{0.5} \exp\left(\frac{-71100}{T_{st}}\right)}{P_2^{0.05} \left(\frac{\Delta P_{2-3}}{P_2}\right)^{0.5}} \quad [\text{gNO}_x/\text{kgf}] \quad (\text{B.6})$$

para monóxido de carbono:

$$\text{CO} = \frac{0.179 \times 10^9 \exp\left(\frac{7800}{T_{pz}}\right)}{P_2^2 \tau \left(\frac{\Delta P_{2-3}}{P_2}\right)^{0.5}} \quad [\text{gCO}/\text{kgf}] \quad (\text{B.7})$$

para inquemados:

$$\text{UHC} = \frac{0.755 \times 10^{11} \exp\left(\frac{9756}{T_{pz}}\right)}{P_2^{2.5} \tau^{0.1} \left(\frac{\Delta P_{2-3}}{P_2}\right)^{0.6}} \quad [\text{gUHC}/\text{kgf}] \quad (\text{B.8})$$

En la Figura B.1 se muestra el flujo másico de óxidos nitrosos, monóxido de carbono e inquemados en función de la temperatura estequiométrica, los flujos másicos se obtienen al multiplicar los gramos de la substancia por kilogramo de combustible por el flujo de combustible. Para un tiempo de residencia en la cámara de combustión de 2 microsegundos, una presión a la salida del compresor de 18.2 bar y una caída de presión a lo largo de la

cámara de combustión del 3%; los NO_x aumentan a medida que la temperatura aumenta, mientras que el CO y los UCH disminuyen a medida que la temperatura aumenta; es importante remarcar, que los sistemas de DLE (dry low emissions) operan en un rango de temperaturas de 1600 hasta los 1900 °C, donde se tenga las menores emisiones de los tres compuestos mencionados anteriormente; al pasar de 1800 a 1900 °C el flujo de NO_x aumenta en un 73%, estas temperaturas se pueden alcanzar en la zona primaria de la cámara de combustión, pero no es la temperatura de entrada a la turbina de alta presión. Para disminuir la emisión de NO_x es recomendable operar hasta temperaturas de 1900 °C.

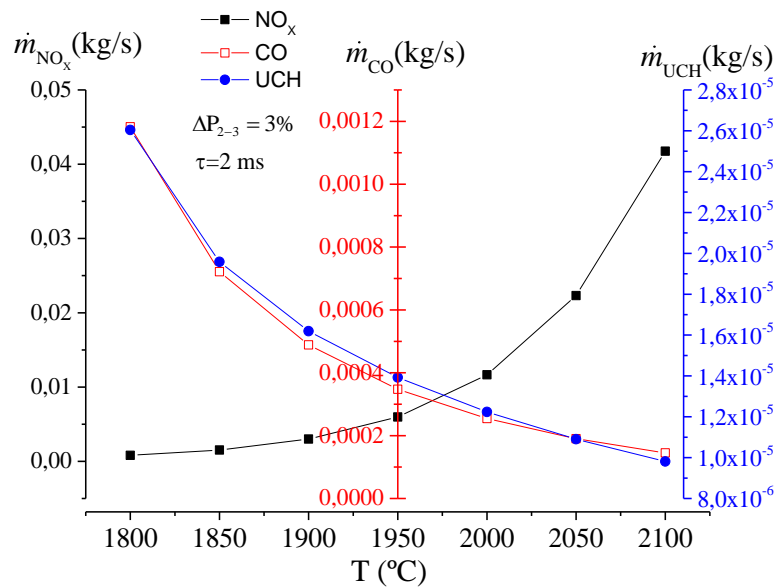


Figura B.1.- Flujo másico de NO_x , CO y UHC en función de la temperatura estequiométrica.

En la Figura B.2 se muestra la generación de NO_x , CO y UHC en función del flujo de irreversibilidades del compresor axial. Para los tres componentes, a medida que el flujo de irreversibilidades del compresor aumentan, las partes por millón de los compuestos disminuyen hasta 0.4 ppm para UHC, 24.5ppm NO_x y 8 ppm de CO, esto es debido a que la relación de presiones aumenta hasta la de diseño en donde se tienen las menores emisiones para la cual fue diseñada y que corresponde a las reportadas por el General Electric. A medida que disminuye la relación de presiones, las emisiones aumentan, debido a que se opera la turbina de gas fuera de las condiciones de diseño.

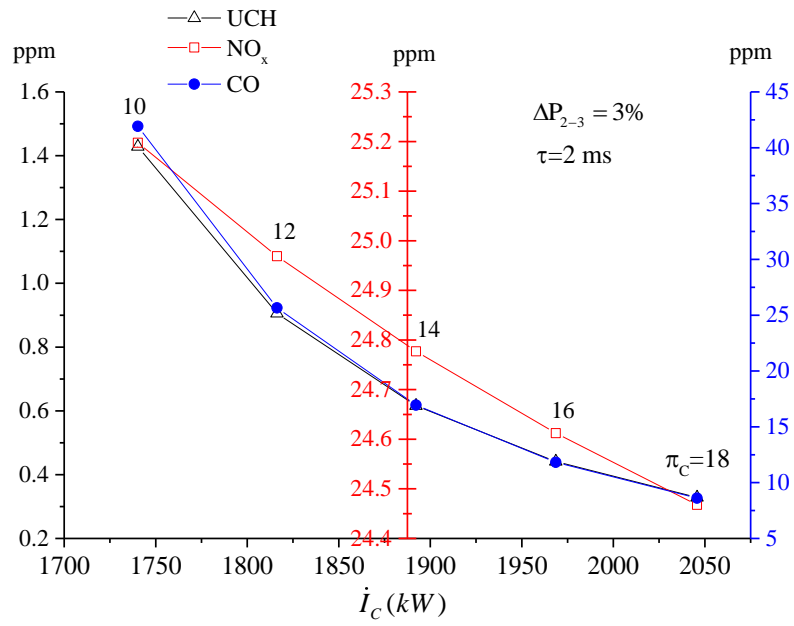


Figura B.2.- Generación de NO_x, CO y UHC en función de las irreversibilidades del compresor.